

В.Е. ПИГАРЕВ, П.Е. АРХИПОВ

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ  
И УСТАНОВКИ  
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

*Утверждено  
Департаментом кадров  
и учебных заведений МПС России*

МОСКВА

2003

УДК 629.463.125+629.4.048

П32

ББК 39.22

П32

**Пигарев В.Е., Архипов П.Е.** /Под редакцией В.Е. Пигарева.  
Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха  
М.: Маршрут, 2003. — 424 с.

ISBN 5-89035-122-2

Рассмотрены теоретические основы холодильных машин и установок кондиционирования воздуха, принципы выбора и расчёта их элементов, особенности конструкции, эксплуатации и технического обслуживания холодильного оборудования, а также его техническая диагностика и методы испытания.

Учебник написан в соответствии с государственными требованиями к обязательному минимуму содержания и уровню подготовки выпускников техникумов и колледжей железнодорожного транспорта по программе дисциплины «Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха»,

УДК 629.463.125+629.4.048

ББК 39.22

Рецензенты: главный инженер Департамента вагонного хозяйства МПС России *В.А. Чижов*; заместитель главного инженера ФГУП «Воронежский вагоноремонтный завод им. Э.Тельмана», канд. техн. наук *В.Т. Бахтин*; преподаватель Московского колледжа железнодорожного транспорта *А.В. Щепетов*; преподаватель Воронежского электромеханического колледжа железнодорожного транспорта *Е.П. Стрыжаков*.

ISBN 5-89035-122-2

© Пигарев В.Е., Архипов П.Е., 2003

© Издательство «Маршрут», 2003

© УМК МПС России, 2003

## ВВЕДЕНИЕ

Холодильная техника — высокоразвитая отрасль промышленности, способная удовлетворять самые разнообразные требования, возникающие в связи с необходимостью отводить теплоту от различных объектов.

Холодильная машина — это замкнутая система из аппаратов и устройств, предназначенных для осуществления холодильного цикла. Используют холодильные машины для охлаждения разнообразной продукции ниже температуры окружающей среды и для непрерывного поддержания заданной температуры в течение необходимого времени.

Холодильная установка включает в себя холодильную машину, приборы автоматики, трубопроводы и сооружения, необходимые для проведения технологических процессов.

В 1834 г. была изобретена компрессионная холодильная машина. Искусственное охлаждение начали применять при заготовке, обработке и транспортировке скоропортящихся продуктов. Первая установка для замораживания мяса была построена в Австралии в 1861 г. Такое мясо впервые было перевезено в 1876 г. на судне-рефрижераторе с машинным охлаждением. Изотермические вагоны с ледяным охлаждением начали эксплуатировать в США с 1858 г. Первую холодильную машину в России применили в 1888 г. на рыбных промыслах в Астрахани. В настоящее время практически нет такой отрасли промышленности, где бы не применялся искусственный холод.

Холодильное хозяйство страны носит комплексный характер и представляет собой единую холодильную цепь, охватывающую все последовательные звенья производства, хранения, транспортировки и реализации пищевых продуктов.

Железнодорожный хладотранспорт — одно из ведущих звеньев непрерывной холодильной цепи, представляющей собой технологическую систему, обеспечивающую подготовку, хранение и транспортировку скоропортящейся продукции.

Перевозка скоропортящихся грузов связана с определёнными температурными режимами, поэтому энергетика рефрижераторного подвижного состава, кроме охлаждения груза в летнее время, предусматривает его обогрев зимой.

Основной элемент современного железнодорожного хладотранспорта — рефрижераторный подвижной состав — имеет общую или индивидуальную для каждого вагона энергетическую установку и источник получения искусственного холода — холодильную машину.

Выбор энергохолодильного оборудования и особенности его конструкции и энергетике рефрижераторного подвижного состава обусловлены спецификой технологии железнодорожного хладотранспорта. Конструктивные особенности оборудования в основном определяются габаритом подвижного состава. Это обстоятельство вызывает высокие удельные тепловые нагрузки рефрижераторных вагонов, что влечет за собой продолжительное время включения машинного оборудования, ужесточая требования к его надежности, а также интенсифицирует процессы усушки груза и потери его массы. Пространственная ограниченность вагона создает трудности и в размещении и обслуживании машинного оборудования. Конструктивные особенности, вытекающие из ограниченности габаритов и особенности геометрии вагонов, обостряют требования по поддержанию допустимых температурных градиентов по объему перевозимого груза.

Для выполнения своей основной задачи железнодорожный хладотранспорт располагает: специальным подвижным составом, пунктами экипировки вагонов и их обслуживания, снабжения хладоносителем, специализированными депо, пунктами санитарной обработки вагонов, другими стационарными и передвижными устройствами.

В соответствии с Соглашением о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и транспортных средствах доставки, предназначенных для этих перевозок, разработанным Европейской экономической комиссией ООН (ЕЭК ООН), весь подвижной состав хладотранспорта подразделяют на:

вагоны-термосы, кузов которых образуют: теплоизоляционные стены, крыша, пол и двери, позволяющие ограничить теплообмен между внутренней и наружной поверхностями грузового помещения;

вагоны-ледники, имеющие источник естественного холода с готовым холодоносителем (сухой лед, жидкий азот, эвтектические плиты и т.п.); в ряде конструкций подвижного состава подобного типа предусматривают системы автоматического регулирования подачи холодоносителя, обеспечивающие режим поддержания заданной температуры;

рефрижераторный подвижной состав — 5-вагонные секции и автономные вагоны, имеющие общую или индивидуальную для каждого вагона энергетическую установку и источник получения искусственного холода — холодильную машину;

отапливаемые вагоны, оснащенные установками, позволяющими обеспечить и автоматически поддерживать заданный температурный режим обогрева грузового помещения.

В настоящее время находят применение изотермические контейнеры, охлаждаемые навесными или встроенными холодильно-отопительными агрегатами. Их масса брутто колеблется от 5 до 30 т. Более широкая градация изотермических контейнеров предусмотрена международным стандартом (масса брутто 30, 25, 20, 10, 7,5 т). Высота и ширина всех стандартизированных контейнеров 2438 мм. На контейнеры, используемые для перевозки скоропортящихся грузов в международном сообщении, распространяются также таможенные предписания, морской регистр, требования бюро стандартов и др.

Крупнотоннажные контейнеры, специализированные для перевозки пищевых продуктов, классифицированы по наличию источников холода, типу применяемой системы охлаждения или отопления. В соответствии с международными требованиями контейнеры проектируют для эксплуатации при наружных температурах от +45 до –45 °С. Системы охлаждения (отопления) должны сохранять работоспособность при наружных температурах от +55 до –50 °С и атмосферном давлении от 86,5 до 167 кПа.

К номинальным (расчетным) условиям при проектировании изотермических контейнеров отнесены: температура грузового помещения –20 °С при температуре наружного воздуха +45 °С для рефрижераторных контейнеров и +16 и –40 °С соответственно для отапливаемых контейнеров.

Характерная особенность таких контейнеров состоит в том, что они унифицированы по внешним и присоединительным параметрам с большегрузными контейнерами общего назначения.

Холодоснабжение большегрузных изотермических контейнеров может осуществляться от машинной холодильной установки, установки с жидким азотом или сухим льдом. Машинным охлаждением оснащено около 90 % парка изотермических контейнеров. Важнейшие преимуще-

ства такого охлаждения: универсальность, автономность и экономичность; недостатки — сложность изготовления, низкая надежность.

Относительная простота, высокая надежность, возможность быстрого понижения температуры груза и воздуха в грузовом помещении, незначительная естественная убыль — отличительные особенности жидкоазотной и сухоледной систем охлаждения контейнеров.

Внутренний объём контейнеров многих зарубежных фирм массой брутто 20 т составляет 0,75 наружного. Объём грузового помещения 23—26 м<sup>3</sup>. Наружные габаритные размеры контейнеров: 2,435 × 2,435 × 6,055 м.

Перевозят такие контейнеры на специальном подвижном составе, платформах-автомобилях, судах-контейнеровозах. В портах обрабатывают крупнотоннажные контейнеры на специально выделенных и технически оснащённых причалах-терминалах.

Для дорог страны разработана техническая документация на рефрижераторный контейнер массой брутто 20 т; изготовлены и испытаны опытные образцы контейнеров с машинной и азотной системами охлаждения. Отечественные контейнеры типа СК-5 соответствуют типоразмерам международного стандарта, имеют надежную теплоизоляцию. В их конструкции широко использованы алюминий, его сплавы и стеклопластик.

Температура, влажность, чистота и другие параметры воздуха, если они отвечают нормам, способствуют хорошему самочувствию людей и успешному выполнению многих производственных процессов. Для придания воздуху определенных свойств применяется кондиционирование.

Термин «кондиционирование» воздуха образован от слова «кондиция» и в широком смысле этого слова означает обработку воздуха.

Необходимость применения кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах обусловлена их низкой теплоустойчивостью, малым объемом помещения, приходящимся на одного пассажира, а также быстрым передвижением вагонов, вследствие чего они попадают в различные климатические зоны и разные погодные условия.

В более узком и распространенном смысле кондиционирование воздуха — это подготовка и поддержание заданных параметров воздуха независимо от изменения климатических и погодных условий именно в бытовых помещениях, к которым относят и пассажирские вагоны.

В качестве источника искусственного холода в современном подвижном составе используют установки машинного охлаждения с хладоновыми компрессорами. Несмотря на конструктивное совершенство, энергетическую эффективность и хорошие эксплуатационные показатели хладоновых холодильных машин, идет интенсивный поиск новых решений в области холодильной техники для установок подвижного состава, включающий разработку и использование более эффективных и экологически чистых хладагентов, а также создание машин принципиально новых типов.

Важная задача совершенствования технологии хладотранспорта — это разработка единой автоматизированной системы управления перевозками скоропортящихся грузов различными видами транспорта.

# ГЛАВА 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

## 1.1. Физические принципы получения низких температур

Физическая природа тепла и холода одинакова, разница состоит только в скорости движения молекул и атомов. Когда тепло отводится, движение молекул замедляется и тело охлаждается. Если тепло подводится, движение молекул ускоряется и тело нагревается, т.е. причина тепла и холода — движение молекул, из которых состоит любое физическое тело.

**Охлаждение** — это процесс отвода тепла или отдачи работы, сопровождающийся понижением температуры. Охлаждение осуществляется с участием не менее двух тел: охлаждаемого и охлаждающего. Количество тепла, которое может поглотить охлаждающее тело, определяет его охлаждающий эффект или холодопроизводительность.

Естественное охлаждение осуществляется теплообменом с окружающей средой, искусственное — холодильной машиной.

Колебания температуры в природных условиях создают возможность сохранения при аккумуляции естественного холода. Наиболее распространенное тело, сохраняющее естественный холод, — водный лед.

В практических условиях для передачи холода применяют специальные устройства. Их работа осуществляется при дополнительной затрате энергии.

Охлаждающий эффект при низких температурах достигается применением следующих физических процессов: фазовых превращений, сопровождающихся поглощением тепла (плавление, парообразование, растворение соли); расширения сжатого газа с отдачей внешней работы; расширения газа путем дросселирования (эффект Джоуля—Томсона); вихревого эффекта охлаждения; пропускания электрического тока через спай двух металлов или полупроводников (эффект Пельтье); размагничивания твердого тела (магнитно-калорический эффект); десорбции газов.

Фазовые превращения (плавление, кипение, сублимация) — это процессы, поглощающие относительно большое количество тепла, и поэтому применяются для получения охлаждающего эффекта.



### Плавление и охлаждение смеси.

Плавление водного льда широко используется для охлаждения выше  $0^{\circ}$ . Смешение раздробленного льда или снега с солью понижает температуру таяния смеси. Охлаждающие смеси образуются из веществ, которые в процессе растворения поглощают тепло.

Кривые (рис. 1.1) температур начала кристаллизации: компонента  $A$  из жидкого раствора при увеличении количества компонента  $B$ ; компонента  $B$  при добавлении  $A$  пересекаются в точке  $E$ . Жидкость состава  $x_e$  при температуре  $T_E$  насыщена одновременно обоими компонентами и находится в равновесии с кристаллами  $A$  и  $B$ . Ниже температуры точки  $E$  расположены две твердые фазы кристаллов чистых компонентов  $A$  и  $B$ . Среди всех сочетаний этих компонентов раствор состава точки  $E$  имеет наиболее низкую температуру плавления (кристаллизации). Точка  $E$  называется эвтектической, или криогидратной, а соответствующий ей раствор — эвтектикой («легко плавящийся»).

Для охлаждения применяют смеси солей с водой и солей или кислот с измельченным льдом или снегом. Для охлаждения до температуры  $-21,2^{\circ}\text{C}$  используется хлористый натрий со льдом, выше  $-55^{\circ}\text{C}$  — хлористый кальций со льдом.

С понижением температуры плавления компонента в растворе уменьшается холодопроизводительность 1 кг охлаждающей смеси (табл. 1.1).

Таблица 1.1

### Зависимость холодопроизводительности смеси водный лед — NaCl от содержания соли

Показатели	Отношение весов соли и льда, %						
	0	5	10	15	20	25	30
Температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	0	-3,5	-6,2	-9,9	-13,7	-17,8	-21,2
Теплота плавления, ккал/кг	80	75	68	62	57	51	46

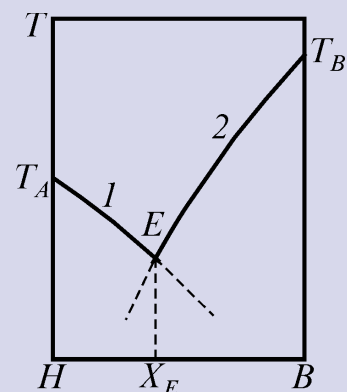


Рис. 1.1. Диаграмма температур начала кристаллизации чистых компонентов в зависимости от состава раствора

**Кипение и сублимация.** Процесс парообразования чистых веществ протекает при постоянных температуре и давлении. Полная теплота парообразования

$$r = U'' - U' + A P (v'' - v') = P + j = i'' - i', \quad (1.1)$$

где  $U''$  и  $U'$ ,  $i''$  и  $i'$ ,  $v''$  и  $v'$  — соответственно внутренняя энергия, энтальпия, удельные объемы насыщенного пара и жидкости;

$P = U'' - U'$  — внутренняя теплота парообразования, затрачиваемая на придание необходимой энергии молекулам при переходе из жидкости в пар;

$\phi = A P (v'' - v')$  — внешняя теплота парообразования, расходуемая на преодоление внешнего давления.

Температура кипения и теплота парообразования каждого вещества зависят от давления.

При увеличении давления температура кипения повышается, а теплота парообразования уменьшается. Состояние вещества, в котором обе предельные точки переходной области из жидкости в пар совмещаются в одну с теплотой парообразования, равной 0, называется критическим. При температурах выше критических ни при каких условиях невозможен переход газов в жидкость. Приоритет в установлении критического состояния принадлежит Д. И. Менделееву (1861 г.).



Рис. 1.2. Диаграмма равновесия фаз углекислоты; кривые: *I* — кипения, *II* — плавления, *III* — сублимации; 1 — жидкая фаза; 2 — газообразная; 3 — твердая; 4 — кипение; 5 — плавление; 6 — сублимация

Соотношение между температурой и давлением в процессе парообразования определяется кривой *I* (рис. 1.2). Точки на этой кривой характеризуют состояния, при которых жидкая и газообразная фазы вещества сосуществуют, находясь в устойчивом равновесии. Кривая сверху ограничивается критической точкой. С повышением давления и перемещением по кривой равновесия жидкость — пар разница в свойствах соответствующих фаз уменьшается и совсем исчезает в критической точке. Термодина-

мические свойства жидкости и пара в этой точке тождественны. Теплота парообразования используется для искусственного охлаждения в паровых холодильных машинах: компрессионных, парожетторных и абсорбционных.

Интенсивное испарение воды для получения охлаждающего эффекта наблюдается при низкой относительной влажности воздуха. Испарительное охлаждение водой применяется при относительно высоких температурах. Для испарительного охлаждения при более низких температурах используют вещества с низкой температурой кипения при атмосферном (нормальном) давлении. Фреон R11, хладон R12, аммиак, фреон R22 имеют соответственно следующие нормальные температуры кипения:  $-23,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $-29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $-33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $-40,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температура плавления (затвердевания) зависит от давления и за некоторым исключением изменяется в одном направлении с ним, подобно температуре кипения. Кривые плавления *II* и кипения *I* пересекаются в точке, называемой тройной. Тройная точка характеризует состояние, в котором при определенном давлении и температуре сосуществуют три фазы (твердая, жидкая и газообразная) в любых количественных соотношениях. Ниже тройной точки вещество находится либо в твердом, либо в газообразном состоянии. Точки кривой *III* определяются значениями давлений и температур, при которых твердая и газообразная фазы находятся в равновесии. Процесс перехода из твердого состояния непосредственно в парообразное называется сублимацией, или возгонкой.

В тройной точке для  $\text{CO}_2$  температура  $-56,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  и давление  $0,528\text{ МПа}$ . Жидкая углекислота может иметь температуру выше  $-56,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура сублимации твердой углекислоты при атмосферном давлении  $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Сублимирующая твердая углекислота называется «сухим льдом».

Сухой лед широко применяют для охлаждения вследствие низкой температуры сублимации и высокой весовой холодопроизводительности. В вакууме температура сублимации сухого льда может быть понижена до  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; при смешении его с серной кислотой температура эвтектической точки достигает  $-82\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температура и давление тройной точки воды  $0,00098\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $0,000623\text{ Мпа}$  соответственно; водный лёд сублимирует при температурах ниже нуля. Сублимацию водного льда используют при сушке различных препаратов под вакуумом.

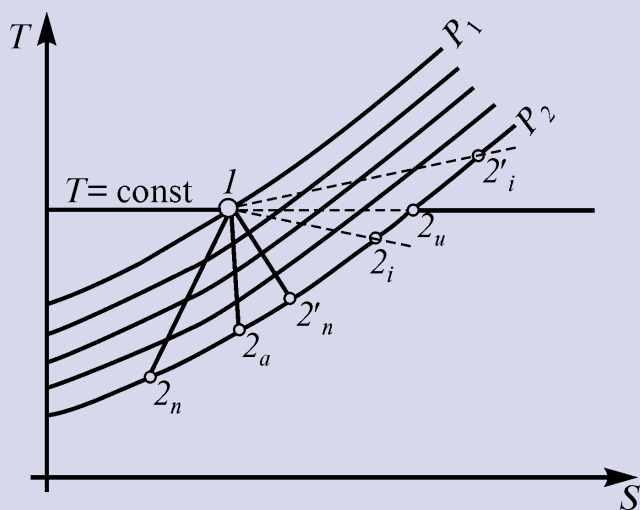


Рис. 1.3 Процессы расширения газа в энтропийной диаграмме

**Работа расширения газов.** Расширение сжатого идеального газа с отдачей внешней работы сопровождается понижением температуры. Отношение температур в политропическом процессе  $1-2_n$  с показателем политропы  $n$  (рис. 1.3)

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.2)$$

В адиабатическом (изоэнтропическом) процессе расширения  $1-2_a$  отсутствует теплообмен с внешней средой, показатель  $n$  равен показателю адиабаты  $k$ , энтропия остается постоянной. В процессе  $1-2'_n$  с подводом тепла показатель политропы  $n < k$ , а  $1-2_n$  с отводом тепла —  $n > k$ . Процесс расширения газа в расширительной машине (детандере) протекает с подводом тепла. Полное преобразование внутренней энергии в механическую работу осуществляется в адиабатическом процессе.

**Расширение газов путем дросселирования (эффект Джоуля—Томсона).** Резкое снижение давления жидкости или газа при прохождении их через суженное отверстие (вентиль, кран) называется дросселированием. В этом процессе не производится внешней работы и давление снижается очень быстро, вследствие этого теплообмен с внешней средой не происходит. Энтальпия остается постоянной  $i_1 = i_2$ , поэтому такой адиабатический процесс не является изоэнтропическим. Энтропия возрастает, и процесс необратим ( $1-2_u$ ,  $1-2_i$ ,  $1-2'_i$ , рис. 1.3). Линии постоянных температур и энтальпий (изотерма и изоэнтальпа) идеального газа совпадают, поэтому при дросселировании температура не изменяется. При дросселировании реального газа в результате изменения внутренней энергии совершается работа для преодоления внутренних сил взаимодействия молекул  $a_u = 0$ , и поэтому изменяется температура. При дросселировании идеального газа объемная энергия не изменяется:

$$\Delta(Pv) = P_2v_2 - P_1v_1 = 0, \quad (1.3)$$

в процессах реального газа она может возрастать и уменьшаться

$$\Delta(Pv) = P_2v_2 - P_1v_1 < > 0. \quad (1.4)$$

Взаимодействие между молекулами реального газа и изменение его объемной энергии в процессе расширения обуславливают при дросселировании два температурных эффекта, которые могут складываться или взаимно компенсироваться.

Точка, соответствующая состоянию реального газа, в котором эффект Джоуля—Томсона равен нулю, называется точкой инверсии, а геометрическое место таких точек — кривой инверсии. В интервалах температур инверсии дросселирование дает охлаждающий эффект, а выше и ниже происходит нагревание газа.

Эффект Джоуля—Томсона применяется при получении особо низких температур.

**Вихревой эффект охлаждения.** Французский инженер Ранк предложил использовать для охлаждения вихревой эффект с помощью специальной трубы. Тангенциально по отношению к внутренней поверхности трубы установлено сопло (рис. 1.4). Около сопла расположена диафрагма с concentрическим отверстием. По одну сторону от диафрагмы находится свободный выход (холодный конец), а по другую — дроссельный вентиль (горячий конец). Поток сжатого воздуха, предварительно охлажденного водой, поступает в сопло, завихряется и приобретает кинетическую энергию. Через центральное отверстие диафрагмы воздух выходит охлажденный, а через свободный выход — нагретый. В трубе воздух разделяется на два потока — холодный и горячий. Количество воздуха и, следо-

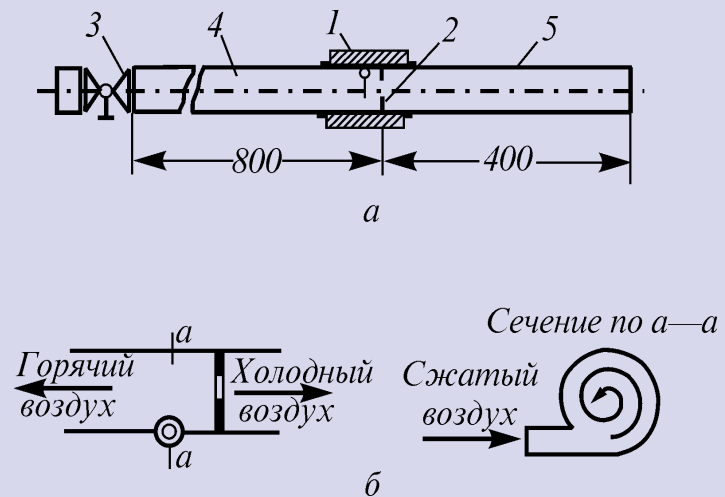


Рис. 1.4. Вихревая труба: а — конструкции; б — схема протекания воздуха; 1 — сопло; 2 — диафрагма; 3 — дроссельный вентиль; 4 — горячий конец трубы; 5 — холодный

вательно, температуру потоков можно регулировать бóльшим или меньшим открыванием дроссельного вентиля.

Воздушный поток, вышедший из сопла, образует вихрь, угловая скорость  $W$  вращения которого велика около оси и уменьшается по мере удаления от нее. При движении к дроссельному вентилю поток, вследствие наличия сил трения между слоями газа, приобретает почти одинаковую угловую скорость, так как внутренние слои теряют скорость, а внешние набирают ее.

В начальный момент процесса разделения газа угловая скорость элементарной массы его на некотором расстоянии от оси трубы больше, чем в последующий момент. При этом получается избыток кинетической энергии, который передается внешним слоям, повышая их температуру. Внутренние слои газа, охладившиеся при истечении, отдавая свою кинетическую энергию внешним слоям посредством трения, не получают в поле вихревого разделения газа эквивалентного возврата тепла от них. Температурное расслоение газа в вихревой камере происходит значительно быстрее наступления термического равновесия. Вследствие этого внешние слои выходят через дроссельный вентиль нагретыми, а внутренние — через отверстие в диафрагме — холодными. Термодинамически процессы вихревой трубы мало эффективны. Получение охлаждающего эффекта таким путем связано с перерасходом энергии в 8—10 раз по сравнению с воздушной холодильной машиной.

Можно получить низкие температуры и *термоэлектрическим способом (эффект Пельтье)*. Термоэлектрические явления обусловлены наличием связи между тепловыми и электрическими процессами. Если к термопаре подвести постоянный ток, один из спаев будет нагреваться, другой охлаждаться. При перемене направления тока изменится и нагрев спаев — нагретый будет охлаждаться, а холодный нагреваться. Эффект Пельтье обусловлен особенностями прохождения потока электронов через поверхность спая разнородных металлов. Описанное явление открыто еще в 1834 г., но практического значения долгое время не имело.

В последние годы эффект Пельтье применен в домашних электрохолодильниках и комнатных кондиционерах с термопарами из различных полупроводников.

## 1.2. Основные параметры и единицы их измерения

Тепловое состояние физического тела характеризуется его температурой, которая является одним из основных параметров состояния тела.

Международная система единиц (СИ) предусматривает для измерения температуры применение двух температурных шкал: термодинамической температурной шкалы и Международной практической температурной шкалы. Температуры по каждой из этих шкал могут быть выражены в градусах Кельвина ( $T$  К) и в градусах Цельсия ( $t$  °С) в зависимости от начала отсчета (положения нуля) по шкале. По шкале Кельвина за начало отсчета принят абсолютный нуль, расположенный на 273,16 К ниже тройной точки воды. При абсолютном нуле прекращается поступательное и вращательное движение атомов и молекул. По шкале Цельсия за начало отсчета принята точка таяния льда, которая лежит на 273,15 К выше абсолютного нуля и на 0,01 ниже тройной точки воды при нормальном атмосферном давлении.

Соотношение между  $t$  °С и  $T$  К:  $t = T - 273,15$  °С, или приближенно  $t = T - 273$  °С.

Для измерения температуры используют следующие приборы: жидкостные и газовые термометры, в которых происходит изменение объема жидкости или газа;

манометрические термометры, в которых изменяется давление газа в замкнутой системе;

термометры сопротивления, в которых происходит изменение электрического сопротивления проводника (датчика) в зависимости от температуры;

термоэлектрические пирометры (термопары), в которых два проводника из различных материалов образуют замкнутую цепь и имеют два спая; в цепи возникает электродвижущая сила, пропорциональная разности температур спаев.

Чтобы определить физическое состояние вещества, необходимо знать его температуру и давление, т.е. силу, действующую на единицу поверхности перпендикулярно к ней (в холодильных установках это давление газов, паров или жидкостей на стенки труб, сосудов и т.п.). Основной единицей измерения давления является паскаль (Па), т.е. сила в 1 ньютон (Н), приходящаяся на 1 м<sup>2</sup> площади (1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup>). Эта единица давления очень мала, поэтому применяют укрупненные единицы-килопаскаль и мегапаскаль (кПа и Мпа соответственно).

Давление измеряют жидкостными или пружинными манометрами. Манометры, показывающие разрежение или вакуум, называют вакуумметрами.

Давление по манометру называют избыточным или манометрическим  $P_{\text{ман}}$ , в отличие от абсолютного  $P$ , учитывающего давление атмосферного воздуха  $P_{\text{бар}}$ . Атмосферное давление приблизительно составляет 0,1 МПа:

$$P = P_{\text{ман}} + P_{\text{бар}}.$$

Температура, давление и объем любого тела определяют его физическое состояние.

Все вещества отличаются одно от другого плотностью. Плотностью вещества ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) называют величину, численно равную массе единицы его объема, т.е.

$$\rho = m/V,$$

где  $m$  и  $V$  — соответственно масса и объем тела. За единицу массы всех веществ и тел принят килограмм (кг). Для характеристики газов используют также понятие удельного объема ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ), т.е. объема единицы массы  $v = V/m = 1/\rho$ .

К сложным параметрам относятся: удельная внутренняя энергия  $u$ ; удельная энтропия  $S$ ; и удельная энтальпия  $i$ .

**Энтропия** — это функция состояния термодинамической системы, характеризующая направление протекания процесса теплообмена между системой и внешней средой. В термодинамических расчетах используют не абсолютное значение энтропии, а ее изменение в процессе теплообмена, которое определяется отношением количества подведенной (или отведенной) теплоты к средней термодинамической температуре рабочего тела:

$$S_2 - S_1 = \Delta Q/T,$$

где  $S_1, S_2$  — соответственно начальная и конечная энтропия, Дж/К;  $Q$  — теплота, подведенная к рабочему телу или отведенная от него, Дж.

Процессы без подвода или отвода теплоты называются адиабатными и протекают при  $S = \text{const}$ .

**Энтальпией** называется полная энергия рабочего тела. Удельная энтальпия равна сумме удельной внутренней энергии  $U$  и потенциальной энергии давления  $Pv$ :

$$i = U + P v.$$



В процессах с постоянным давлением при переходе тела из одного состояния в другое количество подведенной или отведенной теплоты равно разности энтальпий:

$$q_{1-2} = i_2 - i_1.$$

Затраченная или полученная работа в адиабатном процессе определяется также разностью энтальпий:

$$l_{1-2} = i_2 - i_1$$

Для нагревания одинакового количества различных физических тел одной и той же массы на одно и то же число градусов необходимо подвести различное количество теплоты. Это объясняется различной теплоемкостью тел.

**Теплоемкость** — это отношение количества теплоты  $\Delta Q$ , сообщаемого телу, к соответствующему изменению его температуры:  $C = \Delta Q / \Delta T$ . Отношение теплоемкости к массе тела  $m$  называется удельной теплоемкостью:  $c = C/m$ . В СИ удельная теплоемкость выражается в Дж/(кг·К). Теплоемкость зависит от химического состава и состояния тела, процесса сообщения ему теплоты, его температуры. С понижением температуры теплоемкость в большинстве случаев уменьшается.

Если тело нагревается от  $T_1$  до  $T_2$ , то средняя удельная теплоемкость будет:

$$c = \frac{Q_2 - Q_1}{T_2 - T_1} \cdot \frac{1}{m}.$$

Теплоемкость газов существенно зависит от условий подвода тепла. Различают удельную теплоемкость газа при постоянном давлении  $c_p$  и при постоянном объеме  $c_v$ . Установлено, что  $c_p > c_v$ . Для жидкостей различием в этих теплоемкостях пренебрегают ввиду его малости.

### 1.3. Первый и второй законы термодинамики

Первый закон термодинамики является выражением закона сохранения энергии для термодинамической системы. Согласно первому закону термодинамики теплота  $Q$ , сообщаемая системе, расходуется на изменение внутренней энергии системы  $\Delta U$  и совершение системой работы  $L$  против внешних сил:  $Q = \Delta U + L$ .

Для рабочего тела массой 1 кг первый закон термодинамики выражается уравнением:

$$Q = U_2 - U_1 + L,$$

где  $Q$  — удельное количество теплоты, подведенное к телу в процессе изменения его состояния, Дж/кг;  $U_1$ ,  $U_2$  — удельная внутренняя энергия тела в начале и в конце процесса, Дж/кг;  $L$  — удельная внешняя работа, совершенная телом, Дж/кг.

**Обратимые и необратимые процессы.** Изменение состояния рабочего тела, при котором параметры состояния (все или некоторые) изменяются, а масса рабочего тела остается постоянной, называется *термодинамическим процессом*. Процессы бывают обратимые и необратимые. Обратимым называется процесс, который может быть проведен в обратном направлении через все промежуточные состояния прямого процесса, в результате чего вся система приобретает первоначальное состояние. Необратимый процесс протекает только в одном направлении.

**Второй закон термодинамики.** Если погрузить тело, имеющее низкую температуру, в горячую воду, вода будет охлаждаться, а тело — нагреваться, т.е. вода будет отдавать свою теплоту более холодному телу. С точки зрения молекулярной теории, это объясняется так: средняя скорость движения молекул горячей воды выше, чем холодного тела, поэтому молекулы горячего тела отдают свою энергию менее подвижным молекулам холодного тела и увеличивают скорость их движения. Такая передача энергии будет происходить до тех пор, пока средняя скорость обоих тел и их температуры не сравняются. Таким образом, передача теплоты от теплого тела к более холодному происходит без затраты какой-либо энергии. Обратный процесс, т.е. передача теплоты от холодного тела к теплому, самопроизвольно не осуществляется. Но при затрате работы он может быть осуществим. Поэтому второй закон термодинамики может быть сформулирован так: чтобы передать теплоту от холодного тела к теплому, необходимо затратить работу.

**Теплота** — это энергетическая характеристика процесса теплообмена, измеряемая количеством энергии, передаваемым от одного тела к другому тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и лучистым теплообменом.

**Теплопроводность** — это процесс распространения тепла в теле вследствие теплового движения его молекул. Скорость движения молекул при повышении температуры возрастает, увеличивается число соударений с соседними молекулами. В твердых телах теплопроводность — единственный способ распространения тепла.

**Конвекция** — это процесс передачи тепла в жидкости или газе вследствие теплопроводности и непосредственного перемещения их частиц из одной части объема в другую. Конвективный перенос тепла наблюдается в движущихся жидкостях, газах, сыпучих телах.

**Лучистый теплообмен** — это процесс передачи тепла от одного тела к другому тепловыми лучами (электромагнитными колебаниями) через промежуточную прозрачную для теплового излучения среду. В облучаемом теле лучистая энергия вновь трансформируется в энергию теплового движения молекул (атомов).

Универсальной единицей измерения работы, любого вида энергии, а также количества теплоты в системе СИ является джоуль (Дж), представляющий собой работу силы в 1 Н на пути в 1 м при совпадении направлений силы и перемещения точки ее приложения.

Единицей измерения мощности является ватт (Вт), представляющий собой мощность, соответствующую работе в 1 Дж, совершенной в 1 с ( $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$ ). Единицы измерения тепловой (холодильной) мощности и теплового потока, а также коэффициенты теплоотдачи, теплопередачи и теплопроводности выражают в ваттах или кратных им единицах.

Соотношения между единицами измерения тепловой энергии следующие:

$$1 \text{ кДж} = 0,239 \text{ ккал} = 0,278 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$1 \text{ ккал} = 4,187 \text{ кДж} = 1,163 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$1 \text{ кВт}\cdot\text{ч} = 3600 \text{ кДж} = 860 \text{ ккал}.$$

Способность различных веществ проводить тепло характеризуется коэффициентом теплопроводности  $\lambda$  [кВт/(м·К)], т.е. количеством тепла, которое проходит через проводник (тело) длиной 1 м с поперечным сечением  $1 \text{ м}^2$  за 1 ч при разности температур на его концах в один градус.

**Теплоотдача** — это процесс теплообмена между твердой стенкой (телом) и обтекающей ее жидкой (газообразной) средой.

**Теплопередача** — это процесс теплообмена между двумя средами, разделенными некоторой перегородкой.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  [кВт/(м<sup>2</sup>К)] показывает, какое количество тепла отдается (отбирается) в 1 ч. с единицы поверхности тела при разности температур среды и поверхности тела в один градус. Коэффициент теплопередачи  $\kappa$  [кВт/(м<sup>2</sup>К)] определяет количество тепла, проходящее в 1 ч через единицу поверхности при разности температур веществ по обе стороны этой поверхности в один градус.

Для практических расчетов стационарных (постоянных во времени) процессов теплоотдачи и теплопередачи используют формулы:

$$Q = \alpha(T_{\text{ст}} - T)F\tau,$$

$$Q = \kappa(T_1 - T_2)F\tau,$$

где  $Q$  — количество тепла, отданного или приобретенного потоком жидкости (газа), кДж;  $\alpha, \kappa$  — соответственно коэффициент теплоотдачи и теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{\text{ст}}, T$  — средняя температура соответственно стенки и жидкости, К;  $F$  — поверхность обтекаемой стенки, м<sup>2</sup>;  $\tau$  — время (длительность процесса), ч;  $t_1, t_2$  — средние температуры греющей и обогреваемой среды соответственно, К. Термическим сопротивлением называют величину, обратную коэффициенту теплоотдачи или теплопередачи, например  $R\kappa = 1/\kappa$ .

Разности температур типа  $\Delta T = T_1 - T_2$  называются температурными напорами.

Подвод или отвод тепла приводит к нагреванию или охлаждению тела.

#### 1.4. Агрегатное состояние вещества

Агрегатное состояние вещества (твердого, жидкого, газообразного) зависит от внешних условий — температуры и давления. При определенном изменении этих условий в теле меняется форма связи между молекулами и оно переходит из одного агрегатного состояния в другое. Например, если лед нагревать, то через некоторое время он обратится в воду, а при дальнейшем нагревании — в пар. Если же от водяного пара отнимать тепло, то он сначала сконденсируется в воду, а в дальнейшем затвердеет и обратится в лед.

Переход однородного тела из одного агрегатного состояния в другое происходит при постоянной температуре, зависящей от фи-

зических свойств вещества и условий перехода его из одного состояния (фазы) в другое. Постоянство температуры при переходе тела, например, из твердого состояния в жидкое и из жидкого в парообразное, объясняется тем, что тепло, используемое на изменение агрегатного состояния тела, расходуется на преодоление сил сцепления между молекулами, на увеличение потенциальной энергии частиц его. А приращение потенциальной энергии не сопровождается ощутимым нагревом. Тепло, воспринимаемое телом, остается в скрытом виде.

Переход тела из одного агрегатного состояния в другое — физический процесс.

Изменение агрегатного состояния тела сопровождается выделением или поглощением соответствующего количества тепла, расходуемого на внутреннюю работу по перегруппировке молекул. Для получения холода имеют значение такие изменения агрегатного состояния тела, которые протекают при низких температурах и сопровождаются поглощением тепла из охлаждаемой среды.

Переход химически однородного тела из одного агрегатного состояния в другое характеризуется диаграммой (рис. 1.5). При подводе тепла к жидкости по достижении определенной температуры начинается парообразование, т.е. постепенное превращение жидкости в пар. Переход тела из жидкого состояния (фаза II) в газообразное (фаза III) при постоянной температуре с подводом тепла называется процессом кипения. Этому процессу предшествует процесс испарения жидкости, усиливающийся с повышением температуры. Обратный процесс превращения пара в жидкость, протекающий с отъемом того же количества тепла, называется конденсацией.

Кипение происходит при такой температуре, когда упругость образующихся паров жидкости становится равной давлению

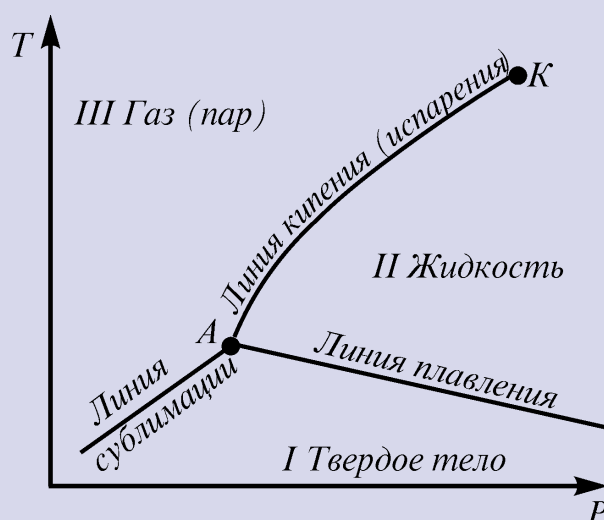


Рис. 1.5. Диаграмма фазовых состояний вещества

нию в окружающем жидкость пространстве. Следовательно, температура кипения зависит от физических свойств жидкости и определяется давлением паров над ней. С понижением давления паров снижается и температура кипения жидкостей. Температура кипения жидкости есть одновременно температура ее насыщенного пара при данном давлении.

У всех жидкостей температура кипения возрастает с повышением давления и снижается с его уменьшением.

При кипении парообразование происходит не только на свободной поверхности жидкости, но и во всей ее массе с подъемом пузырьков в пространство над поверхностью.

Испарение происходит практически при любых, в том числе и низких температурах; пары образуются над открытой поверхностью жидкости. Жидкость испаряется, когда упругость ее паров ниже давления в окружающем пространстве. В хладотехнике часто под термином «испарение» понимают процесс кипения жидкости.

Теплотой испарения называют количество тепла (кДж/кг), необходимое для превращения 1 кг жидкости при данном давлении и неизменной температуре в сухой насыщенный пар.

**Конденсация** — это процесс перехода пара в жидкое состояние при охлаждении или при сжатии и охлаждении одновременно. Для такого изменения агрегатного состояния давление и температура пара должны быть ниже критических, при которых исчезает различие между жидкостью и паром. Если температура пара будет выше критической, то данное вещество не может быть обращено в жидкое состояние, какое бы высокое давление ни создавалось.

Теплота конденсации — это количество тепла, которое необходимо отвести от 1 кг пара для перехода его в жидкое состояние. Температура конденсации зависит от физических свойств вещества и давления конденсирующихся паров; в процессе конденсации она остается постоянной. Температура конденсации жидкости равна температуре ее кипения.

Переход вещества из твердого состояния (см. фазу I, рис. 1.5) в жидкое при подводе необходимого количества тепла называется плавлением (обратный процесс — затвердевание). Точка пересечения линий испарения и плавления в координатах давление — температура (точка *L*) называется тройной точкой. Давление и темпе-

ратура однокомпонентного вещества в тройной точке ( $p_A, T_A$ ) являются термодинамическими константами (постоянными) этого вещества. Например, для тройной точки воды эти константы таковы:  $T_A = 273,16 \text{ K}$ ;  $p_A = 0,00062 \text{ МПа}$ . В тройной точке имеет начало линия возгонки, или сублимации.

**Сублимация** — это процесс перехода некоторых твердых веществ в парообразное состояние непосредственно, минуя жидкую фазу. Такими физическими свойствами обладают летучие вещества (например, сухой лед), пары которых имеют значительное давление уже при температурах ниже точки плавления. Теплота сублимации — это количество тепла, необходимое для перехода 1 кг вещества в пар при постоянном давлении и неизменной температуре, минуя жидкую фазу.

Линии фазовых превращений в координатах давление—температура являются изображениями термодинамического равновесия двухфазовых систем (см. рис. 1.5): линия кипения изображает равновесие пара и жидкости; линия плавления — равновесие жидкой и твердой фаз; линия сублимации — равновесие пара (газа) и твердой фазы. Каждая линия фазовых превращений характеризует зависимость температуры данного фазового превращения от давления (и наоборот).

По мере повышения давления различие удельных объемов и других физических характеристик равновесных элементов — кипящей жидкости и сухого насыщенного пара уменьшается, а вместе с тем уменьшается и значение теплоты испарения. В критической точке  $K$  (конечная точка на линии испарения) исчезают основные различия между жидкостью и ее паром. Удельные объемы и прочие характеристики кипящей жидкости и сухого насыщенного пара при этом равны, а скрытая теплота испарения обращается в нуль. Параметры критической точки следующие:  $P_{кр}$  — критическое давление, при котором и выше которого жидкость не может быть превращена в пар;  $T_{кр}$  — критическая температура, при которой и выше которой пар не может быть сконденсирован.

Теплота, расходуемая на внутреннюю работу по преодолению сил, удерживающих молекулы жидкости, называется скрытой или удельной теплотой парообразования  $L$ . Аналогично теплота других изотермических превращений вещества (плавления, сублимации), протекающих без изменения температуры, называется скрытой теплотой плавления или сублимации. Удельная теплота паро-

образования воды очень велика — 2256 кДж/кг при температуре 373 К. У других жидкостей (спирт, аммиак, ртуть) она различна, но в несколько раз меньше.

Конденсация пара наступает при охлаждении его до температуры кипения данной жидкости или несколько ниже этой температуры. Если температура кипения конкретной жидкости очень низка, но необходимо сконденсировать пар при более высокой температуре, то его следует сжать до такого давления, которому соответствует температура кипения, равная выбранной температуре конденсации. Именно такой способ широко применяется в холодильной технике. Регулируя давление, при котором происходит кипение, можно регулировать (изменять) температуру охлаждения. Этот принцип охлаждения положен в основу работы паровой компрессионной и абсорбционной холодильных машин.

Для поддержания непрерывного кипения жидкости необходимо выполнить два условия — довести жидкость до требуемой температуры кипения и сообщить ей скрытую теплоту парообразования. Для превращения в пар жидкости массой  $m$  потребуется следующее количество тепла:  $Q_{\text{п}} = mL$ .

При конденсации пара благодаря отдаче скрытой теплоты парообразования происходит выделение такого же количества тепла  $Q_{\text{к}} = -mL$ . Принято считать количество тепла положительным, если тело его получает, и отрицательным, если отдает.

При повышении температуры удельная теплота парообразования уменьшается. Сухой насыщенный пар получается при полном испарении (выкипании) всей нагреваемой жидкости. Сухой насыщенный пар — это физическое тело неустойчивого состояния; даже незначительный отвод от него тепла при постоянном давлении приводит к частичной конденсации и переходу во влажный пар. Влажный пар — это смесь сухого насыщенного пара с жидкостью, т.е. с мельчайшими взвешенными капельками жидкости. Состав этой смеси определяется массовым содержанием сухого пара  $x$  в 1 кг смеси, называемым степенью сухости или паросодержанием. Характеризуется влажный пар также массовым содержанием жидкости в 1 кг смеси, равным  $(1 - x)$  и называемым влажностью пара. Состояние влажного пара определяется его давлением или температурой и степенью сухости.



Нагревание сухого насыщенного пара при постоянном давлении приводит к повышению его температуры и переходу в состояние перегретого пара. Перегретый пар имеет температуру более высокую, чем насыщенный пар того же давления. Плотность перегретого пара ниже плотности насыщенного пара при одинаковых значениях давления и температуры.

## 1.5. Обратный цикл Карно

В соответствии со вторым законом термодинамики непрерывное искусственное охлаждение не может происходить без затраты энергии. Совокупность процессов, которые при этом осуществляет рабочее тело, называется обратным круговым процессом или обратным термодинамическим циклом. В прямом круговом процессе, или прямом термодинамическом цикле, тепло переносится от горячего тела к холодному (окружающей среде); при этом совершается работа. В обратном цикле тепло переносится от холодного тела к нагретому (окружающей среде); при этом затрачивается работа. Обратный цикл, в котором тепло от охлаждаемой среды передается окружающей среде (воде или воздуху), называется холодильным циклом.

Рассмотрим наиболее совершенный в термодинамическом отношении обратный цикл Карно, осуществляемый с минимальной затратой работы.

На рис. 1.6 изображен цикл Карно в диаграмме  $T-S$ . Он состоит из двух изотермических и двух адиабатических процессов. В изотермическом процессе  $4-1$  к рабочему телу подводится тепло  $q_0$ , отнимаемое от источника тепла низкой температуры  $T_0$ . Это тепло выражается площадью  $4-1-a-b$ . В адиабатическом процессе  $1-2$  рабочее тело сжимается компрессором от начального давления  $P_0$  до конечного давления  $P_K$ , при этом его температура повышается от  $T_0$  до температуры окружающей среды или

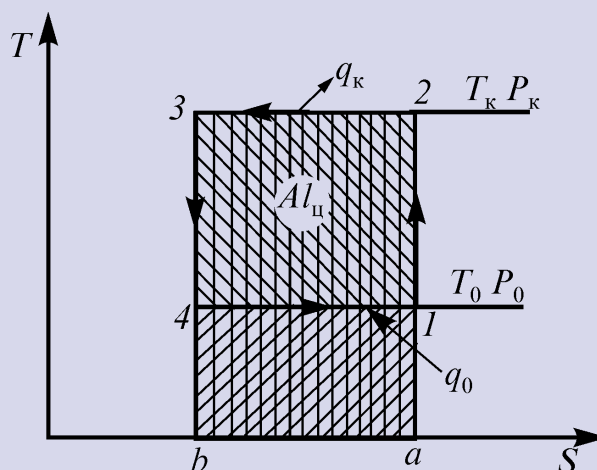


Рис. 1.6. Обратный цикл Карно

источника высокой температуры  $T_K$ . На сжатие затрачивается работа  $l_{сж}$ . В изотермическом процессе 2—3 рабочее тело отдает источнику высокой температуры  $T_K$  тепло  $q_K$ , которое выражается площадью 2—3—b—a. Чтобы рабочее тело снова могло отнимать тепло от источника низкой температуры, оно адиабатически расширяется в детандере (процесс 3—4) от давления  $P_K$  до  $P_0$ , при этом его температура понижается от  $T_K$  до  $T_0$ . В процессе адиабатического расширения рабочее тело совершает работу  $l_{расш}$ . Таким образом, в результате осуществления обратного цикла тепло  $q_0$  отводится от источника низкой температуры  $T_0$  и передается источнику высокой температуры  $T_K$ . Чтобы такой перенос тепла был возможен, затрачивается работа цикла  $l_{ц}$ , равная разности работ, затраченной в компрессоре и полученной в детандере:

$$l_{ц} = l_{к} - l_{расш}. \quad (1.5)$$

В соответствии со вторым законом термодинамики тепловой баланс холодильной машины выражается равенством:

$$q_0 + l_{ц} = q_K.$$

Следовательно, величина  $l_{ц}$  может быть выражена площадью 1—2—3—4, равной разности между площадями 2—3—b—a и 4—1—a—b.

Эффективность холодильного цикла оценивается холодильным коэффициентом  $\varepsilon$ . **Холодильным коэффициентом** называется отношение количества тепла, отведенного от охлаждаемого источника, к затраченной работе:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{ц}}. \quad (1.6)$$

Из равенства (1.6)

$$l_{ц} = q_K - q_0.$$

Следовательно,

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_K - q_0} = \frac{T_0(S_1 - S_4)}{T_K(S_1 - S_4) - T_0(S_1 - S_4)} = \frac{T_0}{T_K - T_0}. \quad (1.7)$$

Выражение (1.7) показывает, что холодильный коэффициент цикла Карно не зависит от физических свойств рабочего тела, а является лишь функцией температур  $T_0$  и  $T_K$ . Холодильный коэффициент тем больше, чем выше температура источника низкой температуры  $T_0$  и чем ниже температура источника высокой температуры  $T_K$ . В действительных условиях работы источником низкой температуры является охлаждаемое тело: воздух, вода, рассол, продукт, грунт и т.д., источником высокой температуры — охлаждающая среда: вода или воздух.

Согласно выражению (1.6), чем больше холодильный коэффициент, тем меньше работа, затрачиваемая на получение единицы холода, т.е. выше экономичность работы холодильной машины. Исходя из этого необходимо при проектировании холодильной установки стремиться к возможно наиболее высокой температуре  $T_0$  и к более низкой температуре  $T_K$ .

Обратный цикл Карно характеризует минимальную величину работы, необходимую для осуществления холодильного цикла в заданном интервале температур охлаждаемой и охлаждающей сред.

Рабочее тело, с помощью которого осуществляется холодильный цикл, называется *холодильным агентом*.

Тепло, подведенное к холодильному агенту от источника низкой температуры за один час, называется *холодопроизводительностью*  $Q_0$  Вт.

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента или количество тепла, необходимого для испарения 1 кг холодильного агента, называется *весовой холодопроизводительностью* —  $q_0$  кДж/кг.

Холодопроизводительность 1 м<sup>3</sup> парообразного холодильного агента или количество тепла, которое отнимает холодильный агент для получения 1 м<sup>3</sup> пара, называется *объемной холодопроизводительностью*  $q_v$  кДж/м<sup>3</sup>.

Объемная холодопроизводительность определяется как отношение весовой холодопроизводительности  $q_0$  к удельному объему всасываемых паров  $v$  в м<sup>3</sup>/кг:

$$qv = \frac{q_0}{v}. \quad (1.8)$$

Весовая и объемная холодопроизводительность зависят от условий работы машины: чем ниже  $t_0$  и выше  $t_K$ , тем меньше  $q_0$  и  $q_v$ .

Эта величина определяет часовой объем компрессора, т.е. конструктивные характеристики холодильной машины.

**Термодинамические диаграммы.** Для определения параметров при расчетах циклов холодильных машин применяют таблицы параметров хладагентов, а также тепловые диаграммы.

Наиболее распространенными являются диаграммы: энтропия-температура ( $S—T$ ) и энтальпия-давление ( $lgp-i$ ) (рис. 1.7).

**Диаграмма  $T—S$ .** В диаграмме  $T—S$  по оси абсцисс откладывают энтропию  $S$  и проводят вертикальные линии постоянных энтропии — адиабаты, по оси ординат откладывают абсолютную температуру  $T$  и проводят горизонтальные линии постоянных температур — изотермы. По полученной сетке из адиабат и изотерм наносят пограничные кривые: левая кривая характеризует состояние насыщенной жидкости (паросодержание  $x = 0$ ), правая кривая — состояние сухого насыщенного пара ( $x = 1$ ). Между обеими пограничными кривыми расположена область влажного пара 2.

Левая пограничная кривая отделяет от области влажного пара область переохлажденной жидкости 1, а правая — область перегретого пара 3. На диаграмме нанесены линии постоянных паросодержаний  $x$ , линии постоянных давлений  $p$  — изобары, линии постоянных объемов  $v$  — изохоры, линии постоянных энтальпий  $i$  — изоэнтальпы. Изобара в области влажного пара совпадает с изотермой, а в области перегретого пара круто поднимается вверх. Характер линий постоянных  $x$ ,  $v$ ,  $i$  виден на рис. 1.7.

В диаграмме  $T—S$  подведенная и отведенная теплота, затраченная и полученная работа изображаются площадями. На рис. 1.8, *a* для примера

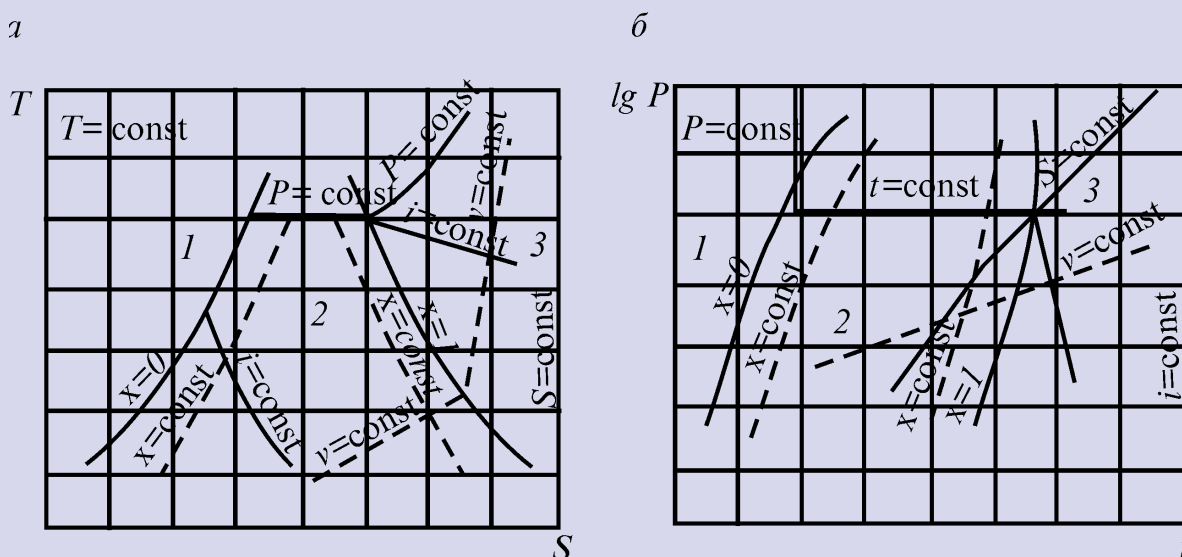


Рис. 1.7. Тепловые диаграммы: *a*— $S—T$ ; *б*— $i—lgp$

показана теплота, подведенная к телу в изотермическом процессе  $1-2$ , эквивалентная площади  $1-2-a-b$ , теплота, отведенная в изобарном процессе  $3-4$ , эквивалентная площади  $3-4-d-c$ .

### Тепловой расчет одноступенчатой паровой холодильной машины.

При тепловом расчете холодильной машины определяют:

- объем, описываемый поршнем компрессора,  $\text{м}^3/\text{ч}$ . По величине этого объема подбирают компрессор;
- тепловую нагрузку на конденсатор, Вт, по величине которой определяют его поверхность;
- эффективную мощность  $N_{\text{э}}$ , кВт, на валу компрессора;
- тепловую нагрузку на переоохладитель или теплообменник, по величине которой определяют их поверхности.

Основанием для расчета служит заданная холодопроизводительность машины  $Q_0$  брутто (Вт) с указанием хладагента, температурных условий работы и намечаемых компрессоров и аппаратов.

С помощью диаграммы  $S-T$  и  $i-\lg P$  и таблиц насыщенных паров (табл. 1.2. и 1.3) соответствующих хладагентов определяют параметры узловых точек цикла холодильной машины.

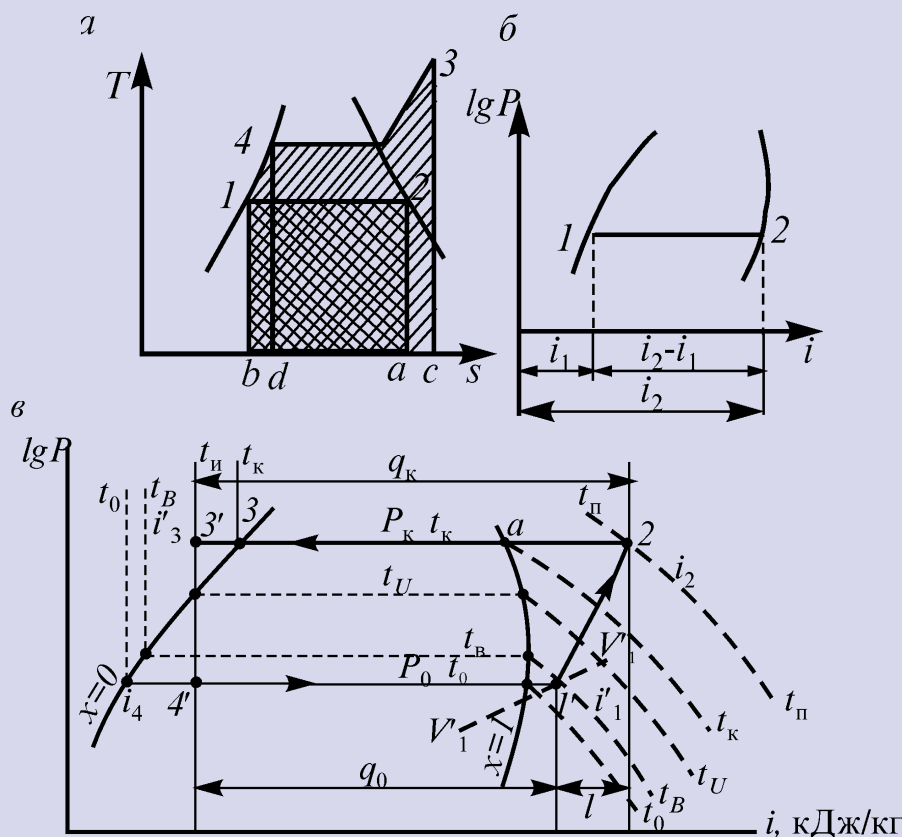


Рис. 1.8. Изображение количества теплоты в диаграммах:  $S-T$  (а);  $i-\lg P$  (б)

Таблица 1.2

Хладагент	Температура, °C					Давление, кН/м <sup>2</sup> (бар)		Теплосодержание, кДж/кг (ккал/кг)			Удельный объем $v_1'$ м <sup>3</sup> /кг
	$t_k$	$t_0$	$t_n$	$t_b$	$t_{II}$	$P_k$	$P_0$	$i_1$	$i_2$	$i_3' = i_4'$	
Хладон R 12	+30	-20	+25	-10	+50	743,6 (7,58)	151 (1,54)	569,4 (136)	603 (144)	443,8 (106)	0,11
Фреон R22	+30	-20	+25	-15	+80	1203,7 (12,27)	246 (2,51)	624 (149)	670 (160)	452,2 (108)	0,08

Таблица 1.3

Определяемые параметры	Величины параметров для хладагента		
	Формулы для расчета	Хладагент R12	Фреон R22
Удельная холодопроизводительность 1 кг хладагента, кДж/кг	$q_0 = i_1' - i_4'$	$q_0 = 569,4 - 443,8 = 125,6$	$q_0 = 624 - 452,2 = 171,8$
Действительная масса всасываемого пара, кг/с	$G_d = \frac{Q_0}{q_0}$	$G_d = \frac{100000}{125,6 \cdot 10^3} = 0,0794$	$G_d = \frac{100000}{171,8 \cdot 10^3} = 0,0585$
Действительный объем всасывания, м <sup>3</sup> /с	$V_d = G_d v_1'$	$V_d = 0,0794 \cdot 0,11 = 0,00873$	$V_d = 0,0585 \cdot 0,08 = 0,0047$
Коэффициент объемных потерь при рабочих условиях ( $C = 0,05$ ; $\Delta P_0 = \Delta P_k = 10$ кН/м <sup>3</sup> )	$\lambda_v = \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} - C \left( \frac{P_k + \Delta P_k}{P_0} - \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} \right)$	$\lambda_v = \frac{151 - 10}{151} - 0,05 \left( \frac{743,6 + 10}{151} - \frac{151 - 10}{151} \right) = 0,71$	$\lambda_v = \frac{246 - 10}{246} - 0,05 \left( \frac{1203,7 + 10}{246} - \frac{246 - 10}{246} \right) = 0,77$
Коэффициент подогрева в рабочих условиях	$\lambda_{II} = \frac{T_0}{T_k}$	$\lambda_{II} = \frac{273 - 20}{273 + 30} = 0,834$	$\lambda_{II} = \frac{273 - 20}{273 + 30} = 0,834$
Коэффициент подачи компрессора	$\lambda_p = \lambda_v \lambda_{II}$	$\lambda_p = 0,71 \cdot 0,834 = 0,592$	$\lambda_p = 0,77 \cdot 0,834 = 0,642$

Определяемые параметры	Величины параметров для хладагента		
	Формулы для расчета	Хладагент R12	Фреон R22
Объем, описываемый поршнем, м <sup>3</sup> /с	$V_h' = \frac{V_D}{\lambda_p}$	$V_h' = \frac{0,0873}{0,592} = 0,147$	$V_h' = \frac{0,047}{0,642} = 0,073$
Объемная холодопроизводительность в рабочих условиях, кДж/м <sup>3</sup>	$q_{vp} = \frac{q_0}{v_1'}$	$q_{vp} = \frac{125,6}{0,11} = 1140,9$	$q_{vp} = \frac{171,8}{0,08} = 2147,5$
Объемная холодопроизводительность в стандартных условиях, кДж/м <sup>3</sup>	$q_{vст} = \frac{q_{oc}}{v_1}$	$q_{vст} = \frac{123,2}{0,093} = 1335,6$	$q_{vст} = \frac{241,5}{0,112} = 2156,3$
Коэффициент подогрева в стандартных условиях	$\lambda_{пст} = \frac{T_0}{T}$	$\lambda_{пст} = \frac{258}{303} = 0,851$	$\lambda_{пст} = \frac{258}{303} = 0,851$
Коэффициент объемных потерь при стандартных условиях ( $C=0,05$ ; $\Delta P_k = \Delta P_0 = 10 \text{кН/м}^2$ )	$\lambda_v = \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} - C \left( \frac{P_k + \Delta P_k}{P_0} - \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} \right)$	$\lambda_v = 0,78$	$\lambda_v = 0,77$
Коэффициент подачи компрессора в стандартных условиях	$\lambda_c = \lambda_v \lambda_{п}$	$\lambda_c = 0,78 \cdot 0,851 = 0,66$	$\lambda_c = 0,77 \cdot 0,851 = 0,655$
Стандартная холодопроизводительность, Вт	$Q_{oc} = Q_p \frac{q_{vc} \lambda_c}{q_{vp} \lambda_p}$	$Q_{oc} = 100000 \times \frac{1335,6 \cdot 10^3 \cdot 0,66}{1140,9 \cdot 10^3 \cdot 0,592} = 134500$	$Q_{oc} = 100000 \times \frac{2156,3 \cdot 10^3 \cdot 0,655}{2147,5 \cdot 10^3 \cdot 0,642} = 105000$
Теоретическая работа сжатия, кДж/кг	$l = I_2 - i_1$	$l = 603 - 569,4 = 33,6$	$l = 670 - 624 = 46$

Определяемые параметры	Величины параметров для хладагента		
	Формулы для расчета	Хладагент R12	Фреон R22
Холодильный коэффициент	$\epsilon_{\text{теор}} = \frac{q_0}{l}$	$\epsilon_{\text{теор}} = \frac{125,6}{33,6} = 3,73$	$\epsilon_{\text{теор}} = \frac{171,8}{46} = 3,73$
Теоретическая мощность, затрачиваемая компрессором, кВт: в зависимости от $G$ -//- $Q_0$	$N_{\text{теор}} = G_d l$ $N_{\text{теор}} = \frac{Q_0}{1000 \epsilon_{\text{теор}}}$	$N_{\text{теор}} = 0,0794 \cdot 33,6 = 26,7$ $N_{\text{теор}} = \frac{100000}{1000 \cdot 3,73} = 26,7$	$N_{\text{теор}} = 0,0585 \cdot 46 = 26,9$ $N_{\text{теор}} = \frac{100000}{1000 \cdot 3,73} = 26,9$
Индикаторный КПД	$\eta_i = \lambda_n + bt$	$\eta_i = 0,834 + 0,001(-20) = 0,814$	$\eta_i = 0,834 + 0,001(-20) = 0,814$
Индикаторная мощность, кВт	$N_i = \frac{N_{\text{теор}}}{\eta_i}$	$N_i = \frac{26,28}{0,814} = 32,8$	$N_i = \frac{26,9}{0,814} = 33$
Мощность трения, кВт	$N_{\text{тр}} = V_h P_{\text{тр}}$	$N_{\text{тр}} = 0,147 \cdot 59 = 7,1$	$N_{\text{тр}} = 0,075 \cdot 49 = 3,68$
Эффективная мощность, кВт	$N_э = N_i + N_{\text{тр}}$	$N_э = 32,8 + 7,1 = 39,9$	$N_э = 33 + 3,68 = 36,68$
Мощность на валу двигателя, кВт	$N_{\text{дв}} = \frac{N_э}{\eta_{\text{II}}}$	$N_{\text{дв}} = \frac{39,9}{0,96} = 41,56$	$N_{\text{дв}} = \frac{36,68}{0,96} = 38,2$
Тепловая нагрузка на конденсатор и воздухоохладитель, Вт	$Q_k = G(i_2 - i_3')$	$Q_k = 0,0794(603 - 443,8) 10^3 = 127040$	$Q_k = 0,0585(670 - 452,2) 10^3 = 127530$

**Пример.** Произвести тепловой расчет фреоновых холодильных машин с вертикальными компрессорами холодопроизводительностью 100000 Вт при условиях работы и параметрах узловых точек цикла холодильной машины, приведенных в таблице.

По диаграмме  $i$ - $lgr$  находим энтальпии всех точек (рис 1.8, в) для хладона R12 и фреона R22 (табл...). Удельные объемы пара находим по диаграммам в точке  $1'$ . Формулы, по которым выполнен расчет, и результаты расчета указаны в таблице.



По стандартной холодопроизводительности: для хладона R12  $Q_{oc} = 134500$  Вт и для фреона R22  $Q_{oc} = 105000$  Вт и по объему, описанному поршнями, для хладона R12  $V_h = 529,2$  м<sup>3</sup>/ч и для фреона R22  $V_h = 270$  м<sup>3</sup>/ч, можно подобрать компрессор для каждой холодильной установки.

Зависимость холодопроизводительности компрессора и потребляемой мощности от температурного режима называют характеристикой холодильной машины. Каждой холодильной машине свойственна определенная характеристика, которая учитывает особенности конструкции, термодинамического цикла, осуществляемого в машине, и свойства рабочего вещества.

Диаграмма *lgp-i*. Сетку диаграммы составляют горизонтальные линии — изобары и вертикальные линии — изоэнтальпы. Для более отчетливого изображения тепловых процессов обычно по оси ординат применяют логарифмический масштаб (*lgp*). На диаграмме нанесены линии постоянных  $t$ ,  $s$ ,  $x$ ,  $v$  (рис. 1.8,б). Преимуществом диаграммы *i-lgp* является то, что теплота и работа в этой диаграмме изображаются не площадями, а отрезками по оси абсцисс. Так, теплота, подведенная в изотермическом процессе 1—2, равна разности энтальпий  $i_2 - i_1$  или отрезку 1—2.

## 1.6. Классификация и теплотехнические основы работы холодильных машин

**Холодильная машина** обеспечивает понижение температуры в ограниченном пространстве (в холодильной камере) ниже температуры окружающей среды и поддерживает там требуемый температурный уровень в течение определенного времени. Принципиальная возможность работы холодильной машины, связанная с непрерывным переносом теплоты от менее нагретого тела (охлаждаемого), находящегося в холодильной камере, к более нагретому — окружающей среде, согласно второму закону термодинамики может быть реализована затратай внешней энергии. Теплоту, передаваемую при температуре ниже температуры окружающей среды, называют холодом.

В холодильных машинах передачу холода осуществляют с помощью рабочего тела — холодильного агента (хладагента), в качестве которого используют газы, пары и водные или металлические растворы. Особенность газовых, в частности, воздушных машин, со-

стоит в том, что хладагент в процессе работы не изменяет свое агрегатное состояние. В паровых холодильных машинах рабочее тело претерпевает фазовые превращения по схеме пар—жидкость—пар; в машинах, работающих на растворах, периодически изменяют концентрацию раствора, что приводит к изменению теплового взаимодействия — к чередованию поглощения и выделения теплоты.

Работу холодильной машины можно осуществить, используя в качестве внешней энергии механическую, тепловую или электрическую. Машины двух последних типов называют соответственно теплоиспользующими и термоэлектрическими. Одним из основных процессов в непрерывно действующей холодильной машине с затратой механической или тепловой энергии является процесс сжатия рабочего тела. Машины, в которых такой процесс осуществляют механическими агрегатами, компрессорами — называют компрессорными: при использовании для сжатия струйных аппаратов (эжекторов) — эжекторными; при использовании термохимических компрессоров, работающих по принципу химической абсорбции, — *абсорбционными*.

В качестве компрессорных агрегатов в холодильных машинах применяют компрессоры объемного сжатия — поршневые, роторные, винтовые, а также кинетического сжатия — лопаточные (в большинстве случаев центробежного типа). В зависимости от числа ступеней повышения давления (ступеней сжатия) в компрессоре холодильные машины подразделяют на одно-, двух- и многоступенчатые для получения низких температур.

По температурному уровню, с которого производят отвод теплоты, холодильные машины всех типов подразделяют на:

- высокотемпературные (диапазон охлаждения от  $-10$  до  $+20$  °С);
- среднетемпературные (от  $-30$  до  $-10$  °С);
- низкотемпературные (ниже  $-30$  °С).

По тепловой мощности — холодопроизводительности для холодильных машин принята условная градация: малая до 15 кВт, средняя 15—120 кВт и большая свыше 120 кВт.

Сравнение паровых холодильных машин по этому показателю проводят по значению стандартной холодопроизводительности, которое соответствует стандартным температурам кипения и конденсации рабочего тела  $-15$  и  $+30$  °С.

По назначению холодильные машины делят на стационарные (универсальные), транспортные и специализированные.

Наиболее распространены паровые компрессорные холодильные машины, обладающие лучшими энергетическими и удельными показателями по габаритным размерам и массе. В диапазоне малой и средней мощности установки с машинами такого типа эффективно перекрывают весь требуемый температурный уровень охлаждения. Однако, как и все установки с машинными агрегатами, они достаточно сложны, дорогостоящи и не обладают высокой надежностью.

Абсорбционные холодильные машины просты по устройству, не имеют машинных агрегатов, а следовательно, дешевы, надежны и удобны в эксплуатации. В установках такого типа могут быть использованы вторичные энергетические ресурсы, в частности, отработавшие газы тепловых двигателей. Существенный недостаток абсорбционных машин, сдерживающий их использование в транспортных холодильных установках, — это неудовлетворительные удельные показатели по габаритным размерам и массе.

Термоэлектрические холодильные машины, в которых осуществляется безмашинное преобразование электрической энергии в тепловую, наиболее просты, надежны и удобны. Недостатки термоэлектрических машин (малая эффективность и высокая стоимость) ограничивают их применение высокотемпературными установками малой мощности.

Сравнительная оценка показателей работы холодильных установок, позволяющая установить конкретные количественные границы оптимального использования машин того или иного типа в требуемом температурном диапазоне, весьма затруднительна. Трудность такой оценки связана не только с необходимостью определения приведенных затрат на получение холода по большому числу факторов (энергетических, экономических, габаритных и т.п.), но и учета специфических требований эксплуатации. В частности, для транспортных холодильных установок требования по габаритным размерам, массе и надежности часто оказываются важнее, чем требования по минимуму приведенных затрат на получение холода.

Непрерывное действие холодильной машины обеспечивает круговой термодинамический процесс изменения состояния рабочего тела, называемый *обратным* или *холодильным циклом*. Баланс энергии такого цикла:

$$Q_0 + L_{\text{п}} = Q_1, \quad (1.9)$$

где  $Q_0$  — теплота, отводимая от рабочего тела в процессе охлаждения (холодопроизводительность машины);  $L_{\text{ц}}$  — внешняя энергия, затрачиваемая на совершение цикла;  $Q_1$  — теплота, передаваемая окружающей среде.

Термодинамическую эффективность холодильного цикла оценивают **холодильным коэффициентом**:

$$\varepsilon = Q_0/L_{\text{ц}}. \quad (1.10)$$

Холодильный коэффициент определяет **удельную холодопроизводительность** (работоспособность) машины, т.е. количество теплоты, отводимой в процессе охлаждения на единицу затрачиваемой энергии. Холодильный коэффициент и удельная холодопроизводительность — основные энергетические показатели работы холодильной машины.

Оценку эффективности теплоиспользующих холодильных машин производят по величине **теплового коэффициента**

$$\psi = Q_0/Q_{\text{ц}}, \quad (1.11)$$

где  $Q_{\text{ц}}$  — внешняя тепловая энергия, затрачиваемая на совершение цикла.

Связь между тепловым и холодильным коэффициентами с достаточной для практических целей точностью может быть выражена соотношением:

$$\varphi = \frac{T_Q - T_1}{T_Q} \cdot \varepsilon, \quad (1.12)$$

где  $T_Q$  — температурный уровень тепловой энергии, затрачиваемой на совершение цикла;  $T_1$  — температура окружающей среды.

## 1.7. Рабочий процесс паровой компрессорной холодильной машины

**Принципиальная схема и термодинамический цикл.** Обратный цикл Карно может быть реализован в паровой компрессорной машине с детандером (расширительная машина), работающей в области влажного пара. В этом случае изотермические процессы теплообмена обеспечиваются эндотермическими фазовыми переходами (парообразова-

нием — кипением и конденсацией). Однако осуществить такой цикл в машине трудно из-за низкой удельной холодопроизводительности и вследствие необходимости сжатия в компрессорном агрегате влажного пара.

Принципиальная схема (рис. 1.9), положенная в основу работы современных паровых компрессорных машин, включает агрегат сжатия — компрессор К, теплообменный аппарат — конденсатор КС, который обеспечивает процесс передачи теплоты окружающей среде, теплообменный аппарат-испаритель И, осуществляющий отвод теплоты от охлаждаемых объектов, чтобы поддерживать в холодильной камере температуру ниже температуры окружающей среды, а также дроссельный вентиль Д. Замена в схеме машины агрегата расширения (детандера) дроссельным вентилем и, следовательно, обратимого процесса расширения на необратимый процесс дросселирования связана с тем, что работа расширения жидкого рабочего тела в цикле паровой холодильной машины мала, а упрощение конструкции в результате такой замены существенно.

Работа машины по приведенной схеме теоретически протекает следующим образом. Компрессор засасывает из испарителя рабочее тело в виде сухого насыщенного пара с параметрами  $P_0$ ,  $T_0$ ,  $x = 1$  и изоэнтропно сжимает его до давления  $P_K$ , обеспечивающего требуемую температуру конденсации  $T_K$ , при которой осуществляют отвод теплоты в конденсаторе, охлаждаемом наружным воздухом или водой. Перегретый в процессе сжатия пар рабочего тела охлаждаются в конденсаторе при постоянном давлении, превращая его в жидкость ( $x = 0$ ). При этом в конденсаторе рабочее тело последовательно отдает теплоту перегрева и парообразования.

В дроссельном вентиле в процессе дросселирования, т.е. при  $h = \text{const}$ , давление жидкости снижается до давления парообразования, с которым жидкое рабочее тело поступает в испаритель. В результате подвода теплоты от охлаждаемых объектов, которые находятся в

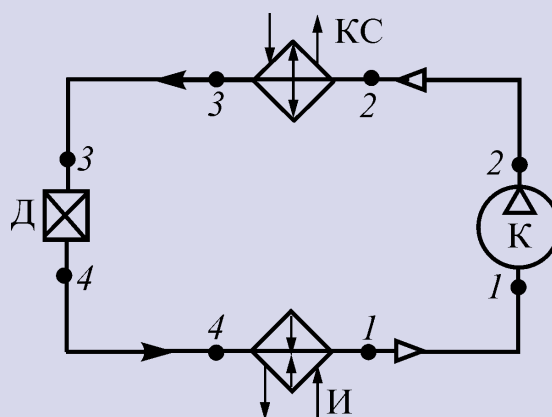


Рис. 1.9. Принципиальная схема паровой компрессорной холодильной машины

холодильной камере, рабочее тело в испарителе закипает и испаряется до состояния сухого насыщенного пара.

Термодинамический цикл, которому соответствует работа подобной машины, можно считать эталонным для паровых компрессорных машин; его изображение в диаграммах  $T-S$  и  $P-h$  приведено на рис. 1.10. Площадки, заштрихованные на  $T-S$  диаграмме (рис. 1.10 *a*), соответствуют удельной холодопроизводительности машины  $q_0$  и удельной энергии  $l_{ц}$ , затрачиваемой на совершение цикла. Необратимый процесс дросселирования показан штриховой линией. Использование диаграммы  $P-h$  или  $l_{gp}-h$  (рис. 1.10, *б*) при анализе и расчете холодильных машин существенно упрощает определение показателей их работы, так как представляет теплоту изобарных процессов теплообмена и изэнтропную механическую работу в виде разности координат, т.е. в виде отрезков, а не площадей, как это имеет место при пользовании  $T-S$  диаграммой.

Эталонный цикл отличается от обратного цикла Карно наличием необратимых потерь от перегрева паров (величина, пропорциональная площадке  $2'-2-3'-2'$  на рис. 1.10, на которую возрастает удельная энергия) и дросселирования жидкого рабочего тела (пос-

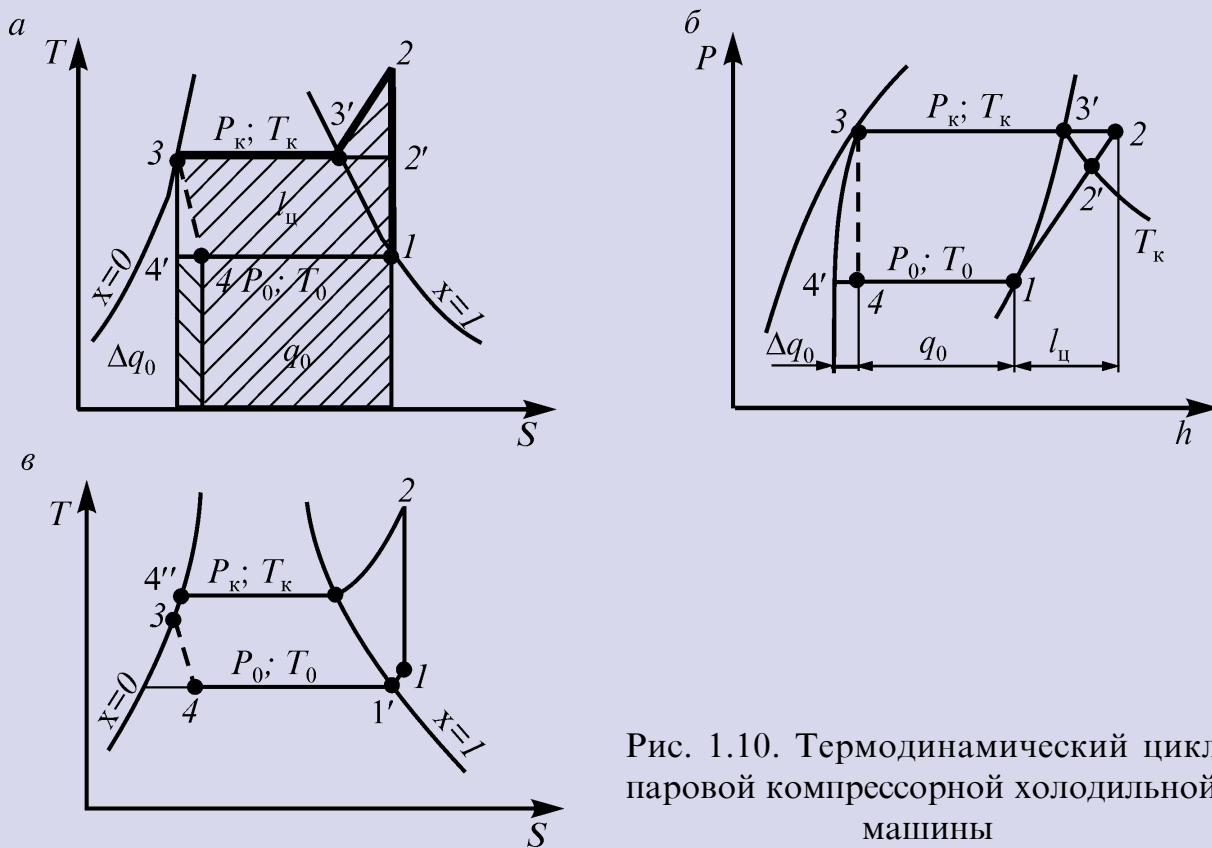


Рис. 1.10. Термодинамический цикл паровой компрессорной холодильной машины

ледние приводят к снижению удельной холодопроизводительности на величину  $\Delta q_0 = h_4 - h_4'$ . Улучшить показатели эталонного цикла можно перегревом паров в испарителе и переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем, которое может быть осуществлено в самом конденсаторе или в специальном теплообменном аппарате (переохладителе).

Перегрев паров в ряде случаев не дает ощутимого эффекта, так как он обычно проходит не в испарителе, а в магистрали между испарителем и компрессором (в трубопроводах и вспомогательных аппаратах).

Термодинамический цикл паровой холодильной машины в  $T-S$  диаграмме приведен на рис. 1.10, в. Процесс перегрева паров в испарителе соответствует линии  $1'-1$ , а переохлаждение жидкости — линии  $3'-3$ ; с достаточной для практических целей точностью изобарный процесс переохлаждения заменен отводом теплоты по нижней пограничной кривой.

Процесс переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем, (ТРВ) направленный на снижение потерь от дросселирования (регенерация), можно осуществить в специальном теплообменном аппарате (регенераторе) паром, выходящим из испарителя. Схема холодильной машины с регенерацией приведена на рис. 1.11, где Р — регенератор. Внутренняя регенерация не устраняет необратимость от процесса дросселирования, а лишь приводит к замене одного необратимого процесса другим. Эффективность регенерации, как и других теплотехнических мероприятий, а также целесообразность их применения в холодильной машине зависят от теплофизических свойств рабочего тела, определяющих относительное влияние необратимых потерь на энергетические показатели — удельную холодопроизводительность цикла и величину холодильного коэффициента.

Введение регенератора в схему холодильной машины с поршневым компрессором помимо улучшения энергетических показателей цикла в результате перегрева паров способствует за-

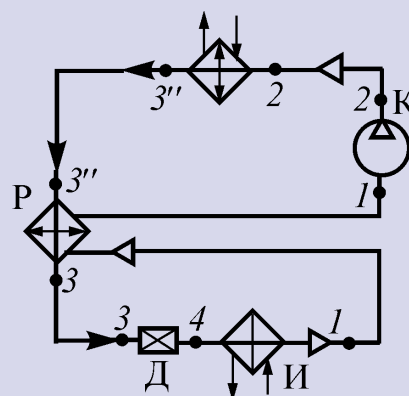


Рис. 1.11. Схема паровой компрессорной холодильной машины с регенерацией

щите компрессора от гидравлического удара, который может возникнуть вследствие попадания в цилиндр жидкого рабочего тела или смазочного масла.

**Действительный цикл.** Показатели действительного цикла учитывают влияние потерь, вызванных внешней и внутренней необратимостью процессов, обеспечивающих работу холодильной машины. Холодильный коэффициент действительного цикла в виде его приближения к циклу Карно при заданных значениях граничных температур  $T_0$  и  $T_K$  может быть представлен выражением

$$\varepsilon = \varepsilon_K \eta_0 = \varepsilon_K \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4, \quad (1.13)$$

где  $\eta_0$  — коэффициент относительного совершенства действительного цикла;  $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$  — коэффициенты влияния необратимых потерь цикла на эффективность холодильной машины.

Внешняя необратимость цикла обусловлена тем, что процессы теплообмена в теплообменных аппаратах машины проходят не при температуре самих источников теплоты и даже не при бесконечно малой, а при конечной разности температур между рабочим телом и источником теплоты. Кроме того, в реальных условиях протекания процессов теплообмена внешняя необратимость усиливается нестационарностью режима работы, приводящей к изменению температуры источников. Потери от внешней необратимости зависят от теплофизических свойств рабочего тела и теплоносителя (воздух, вода, рассол), а также условий теплообмена, связанных с конструкцией теплообменного аппарата. Коэффициент относительного влияния внешней необратимости на эффективность действительного цикла может быть представлен в виде

$$\eta_1 = [(T_{\text{окр}}/T_0) - 1]/[(T_K/T_{\text{кип}}) - 1], \quad (1.14)$$

где  $T_{\text{окр}}$  — температура окружающей среды;  $T_{\text{кип}}$  — температура кипения рабочего тела.

Внутренняя необратимость цикла вызвана перегревом паров рабочего тела при сжатии и дросселированием жидкости. Потери от этих процессов определяют теплофизические свойства рабочего тела (степень его термодинамического совершенства) и характер теплотехнических мероприятий по их снижению (перегрев паров в испарителе, переохлаждение жидкости перед дроссельным венти-



лем, внутренняя регенерация и т.д.). Относительное влияние этих факторов на эффективность холодильной машины оценивают коэффициентами  $\eta_2$  и  $\eta_3$ . Первый из них отражает термодинамическое совершенство рабочего тела, а второй — влияние дополнительных потерь, вызванных теплотехническими мероприятиями, использованными в цикле. Коэффициент термодинамического совершенства равен:

$$\eta_2 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{др}}, \quad (1.15)$$

где  $\eta_{\text{п}}$  и  $\eta_{\text{др}}$  — коэффициенты необратимых потерь от перегрева паров при сжатии и дросселирования жидкости соответственно.

Потери от перегрева в основном определяют значения теплоемкости насыщенного и перегретого пара. Снижение этих потерь обеспечивают использованием рабочего тела с крутым протеканием верхней пограничной кривой. Потери от дросселирования зависят от теплоемкости жидкости и удельной теплоты ее парообразования. Снижение таких потерь достигают выбором рабочего тела с крутым протеканием нижней пограничной кривой. Во всех случаях для заданных температурных условий работы холодильной машины (температур охлаждения и окружающей среды) рабочее тело следует выбирать с таким расчетом, чтобы термодинамический цикл проходил при температурах, существенно отличающихся от критической температуры.

Для каждого рабочего тела, используемого в паровой холодильной машине, имеет место обратная пропорциональность между необратимыми потерями, которые определяют термодинамическое совершенство этого тела. Выбор теплотехнических мероприятий по повышению эффективности цикла подчиняют принципу минимума общей величины потерь от перегрева и дросселирования. Взаимную связь между составляющими оценивают критерием:

$$\chi = \frac{r_0}{r_0 - q_0}, \quad (1.16)$$

где  $r_0$  — удельная теплота парообразования рабочего тела при температуре  $T_0$ ;  $q_0$  — удельная массовая холодопроизводительность рабочего тела.

При использовании в машине рабочего тела с низким значением критерия, когда преобладает влияние потерь от дросселирования, в цикл целесообразно вводить внутреннюю регенерацию.

При высоком значении  $\chi$  (что соответствует преобладанию потерь от перегрева) необходимо интенсивно отводить теплоту в процессе повышения давления. В последнем случае наибольшую эффективность обеспечивает система теплотехнических мероприятий, позволяющих осуществить обратимый процесс сжатия: сначала по изоэнтропе до достижения давления, соответствующего температуре конденсации, а далее — по изотерме, т.е. теоретически при температуре окружающей среды. На рис. 1.10, *a* и *б* такому процессу соответствуют линии  $1-2'-3'$ .

Помимо потерь от перегрева паров и дросселирования жидкости, внутреннюю необратимость холодильного цикла вызывают потери, обусловленные трением рабочего тела при его прохождении по конструктивным элементам машины (компрессоре, теплообменных аппаратах, магистралях), а также потери от необратимости процессов внутреннего теплообмена, нестационарных режимов работы и т.д. Влияние перечисленных факторов на эффективность цикла учитывают коэффициентом  $\eta_4$ , отражающим относительное конструктивное совершенство машины и условия ее эксплуатации. Этот коэффициент обычно определяют по экспериментальным характеристикам соответствующих элементов холодильной машины.

**Тепловой расчет термодинамического цикла.** Расчет предусматривает определение количества рабочего тела (массового и объемного расхода), обеспечивающего требуемую холодопроизводительность  $q_0$  в соответствии с заданными температурами внешних источников, т.е. с видом охлаждаемого объекта, режимом работы машины и внешними климатическими условиями. В объем расчета входит также определение количества теплоты, отводимой в цикле (тепловая нагрузка конденсатора и переохладителя), а также основных показателей энергетической эффективности.

Расчет ведут при установившемся режиме работы, т.е. при постоянной температуре источников теплоты и неизменном расходе выбранного рабочего тела. Основные параметры цикла — давление кипения (парообразования) и конденсации рабочего тела  $P_0$  и  $P_k$  находят для заданной температуры испарения  $T_0$  (температура в холодильной камере) и температуры конденсации  $T_k$  (температура окружающей среды) по таблицам или диаграммам с учетом осо-

бенности теплообмена у внешних источников теплоты. Так, если отвод теплоты в конденсаторе производят воздухом, то разность температур в процессе теплообмена  $\Delta T_{\text{к}} = (10 \div 20)$  К, при использовании для этой цели воды  $\Delta T_{\text{к}} = (5 \div 8)$  К; в том случае, когда охлаждаемой средой служит воздух, разность температур в процессе теплообмена в испарителе  $\Delta T_0 = 10$  К, при охлаждении жидкого теплоносителя — рассола  $\Delta T_0 = (5 \div 8)$  К. Для жидкости разность между температурой кипения и конденсации принимают в пределах  $(5 \div 8)$  К, для воздуха — порядка 10К.

Параметры в характерных точках цикла определяют с учетом рекомендаций по величине переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем и перегрева паров на входе в компрессор в зависимости от теплофизических свойств рабочего тела. При этом переохлаждение обычно выдерживают в пределах  $(2 \div 4)$  К, а перегрев — на уровне  $(5 \div 10)$  К.

Удельная массовая холодопроизводительность машины

$$q_0 = h_1 - h_4, \quad (1.17)$$

где  $h_1$  и  $h_4$  — энтальпия рабочего тела в соответствующих точках цикла (рис. 1.10, в).

Массовый расход рабочего тела, обеспечивающий требуемую холодопроизводительность,

$$G_a = Q_0 / q_0. \quad (1.18)$$

Объем паров рабочего тела на входе в компрессор

$$V_a = G_a / \nu_1, \quad (1.19)$$

где  $\nu_1$  — удельный объем паров на входе в компрессор (в точке 1 цикла). Удельная объемная холодопроизводительность машины

$$q_v = q_0 / \nu_1. \quad (1.20)$$

Теоретическая удельная работа компрессора, приходящаяся на единицу массы (расхода) рабочего тела:

$$l_{\text{к}} = h_2 - h_1. \quad (1.21)$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N_{\text{к}} = G_a l_{\text{к}}. \quad (1.22)$$

Степень повышения давления рабочего тела в компрессоре, определяющая его тип и конструкцию:

$$\beta_k = P_k/P_0. \quad (1.23)$$

Холодильный коэффициент термодинамического цикла

$$\varepsilon_T = q_0/l_{II} = Q_0/N_k = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1). \quad (1.24)$$

Количество теплоты, отводимой от рабочего тела в конденсаторе (тепловая нагрузка на конденсатор):

$$Q_k = G_a(h_2 - h_3) = Q_0 + N_k = (\varepsilon_T + 1)Q_0/\varepsilon_T. \quad (1.25)$$

Количество теплоты, отводимой от рабочего тела при фреоохлаждении (тепловая нагрузка на переохладитель):

$$Q_{II} = G_a(h_3 - h_3''), \quad (1.26)$$

Для цикла с регенерацией (рис. 1.11) удельная холодопроизводительность машины;

$$q_{op} = h_1' - h_4, \quad (1.27)$$

Рабочее тело в точке  $1'$  представляет собой сухой насыщенный пар либо перегретый на  $(2-3) K$ . Состояние рабочего тела в точке  $3$  определяют по тепловому балансу регенератора:

$$h_3 - h_3'' = h_1 - h_1'. \quad (1.28)$$

Перегрев на всасывании в компрессоре для цикла с регенерацией составляет около  $20 K$ .

## 1.8 Рабочий процесс и основные параметры поршневого компрессора

Компрессор — это машина, которая в отличие от двигателей не совершает работу, а потребляет ее. Компрессор — один из основных и наиболее ответственных элементов холодильной машины. Наиболее распространены поршневые холодильные компрессоры с возвратно-поступательным движением поршня. Простейший поршневой компрессор (рис. 1.12) состоит из цилиндра  $1$ , в котором перемещается поршень  $3$ .

Движение поршня обеспечивается кривошипно-шатунным механизмом  $4$  от вала с приводным двигателем. В крышке цилиндра расположены нагнетательный  $2$  и всасывающий  $5$  клапаны компрессора.

За один оборот вала, т.е. за два хода поршня, в каждом цилиндре компрессора совершается полный рабочий процесс. При движении поршня 3 в надпоршневом пространстве создается разрежение и пары хладагента всасываются в цилиндр из испарителя И через открывающийся клапан 5. При обратном ходе поршня пары сжимаются и давление возрастает. Всасывающий клапан при этом закрывается, а сжатые пары через нагнетательный клапан 2 выталкиваются в конденсатор К. Затем направление движения поршня меняется, нагнетательный клапан закрывается и компрессор вновь отсасывает пары из испарителя. Таким образом, циклически повторяется весь рабочий процесс.

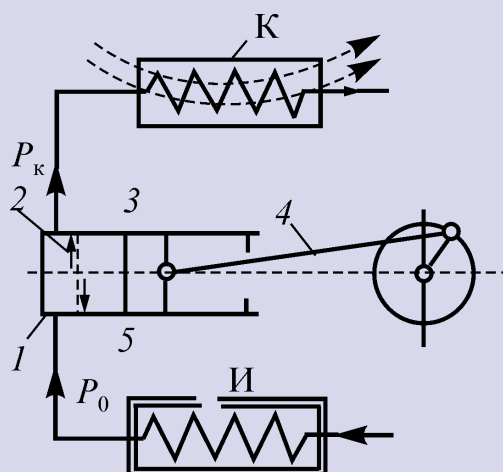


Рис. 1.12. Схема поршневого компрессора

В теоретическом компрессоре нет никаких энергетических и объемных потерь. В индикаторной диаграмме теоретического рабочего процесса компрессора линия  $a-1$  (рис. 1.13) изображает всасывание паров хладагента при постоянном давлении  $P_0$  (равном давлению в испарителе), линия  $1-2$  — адиабатическое (без потерь) сжатие, линия  $2-b$  — нагнетание паров хладагента при постоянном давлении  $P_k$  в конденсаторе. Объем всасываемого пара соответствует объему, описываемому поршнем компрессора  $V=V_h$ . Производительность или подача компрессора должна соответствовать массовой (объемной) производительности испарителя, т.е. компрессор должен отсасывать весь пар, образовавшийся в испарителе при отъеме тепла хладагентом от охлаждаемого помещения. Только в таком случае в испарителе будет создаваться пониженное давление и требуемая

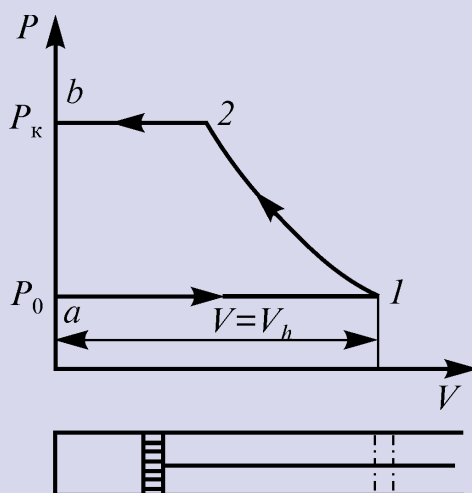


Рис. 1.13. Теоретический рабочий процесс компрессора

температура кипения хладагента. В свою очередь производительность конденсатора, т.е. реализуемый в нем тепловой поток, должна соответствовать подаче компрессора, чтобы весь нагнетаемый пар мог превратиться в жидкость.

Производительность холодильного компрессора выражается не только массой или объемом всасываемого в единицу времени пара, но и холодопроизводительностью машины, т.е. количеством тепла  $Q$  (Вт), воспринимаемого от охлаждаемой среды в единицу времени. Массу всасываемого компрессором пара  $G$  (кг/с) при заданной холодопроизводительности машины  $Q_0$  (Вт) и удельной массовой холодопроизводительности хладагента  $q_0$  (Дж/кг) определяют по формуле:

$$G = \frac{Q_0}{q_0}.$$

Объем всасываемых компрессором паров  $V$  (м<sup>3</sup>/с) при их удельном объеме  $v_1$  (м<sup>3</sup>/кг), соответствующем состоянию пара перед всасывающим клапаном компрессора, находят по формуле:

$$V = G v_1.$$

При заданной массе или объеме всасываемого пара холодопроизводительность компрессора (Вт) определяется как

$$Q_0 = Gq_0 = V \frac{q_0}{v_1} = Vq_v,$$

где  $q_v$  — удельная объемная холодопроизводительность хладагента, Дж/м<sup>3</sup>.

Поясним, что холодопроизводительность компрессора зависит не только от массы или объема всасываемых паров, но и от их параметров. Теоретической холодопроизводительностью 1 кг хладагента называют разность между энтальпиями хладагента жидкого перед дроссельным регулирующим вентилем и испарившегося в соответствии с теоретическим циклом.

Действительный процесс заметно отличается от теоретического и по степени его приближения к теоретическому судят о совершенстве конструкции и соответствии компрессора конкретной холодильной установке. Так, в теоретическом процессе всасывание и нагнетание проис-

ходят при постоянных давлениях, а цилиндр теоретического компрессора не имеет вредного пространства. В действительном рабочем процессе имеются объемные потери, снижающие холодопроизводительность компрессора, и энергетические потери, вызывающие дополнительный расход энергии на сжатие пара.

Индикаторная диаграмма рабочего процесса реального компрессора (рис. 1.14) существенно отличается от теоретической диаграммы из-за наличия вредного пространства  $V_0$ , сопротивления движению потока паров хладагента в трубопроводах и клапанах, разницы между давлениями всасывания в компрессор и кипения в испарителе, нагнетания из компрессора и конденсации в конденсаторе, потерь тепла и теплообмена во всех элементах холодильной машины.

Всасывание паров хладагента начинается при давлении меньшем, чем в испарителе. Объясняется это тем, что давление перед всасывающим клапаном компрессора  $P_{вс}$  ниже, чем давление кипения в испарителе  $P_0$ , из-за потерь при движении хладагента по трубопроводу. Давление в самом цилиндре в начале всасывания  $P_1$  еще ниже из-за потерь при проходе через суженное сечение всасывающего клапана.

Весь дальнейший процесс всасывания (линия 1—2) в действительном рабочем процессе протекает при давлении меньшем, чем в испарителе, на величину  $\Delta P_0$ .

По аналогичным причинам из-за сопротивлений в нагнетательном клапане и трубопроводе процесс нагнетания паров хладагента (линия 3—4) реализуется при давлении  $P_2$  в цилиндре, которое выше давления в нагнетательном трубопроводе и тем более давления в конденсаторе  $P_к$  (на величину  $\Delta P_к$ ). В процессе сжатия 2—4 повышается давление и температура паров хладагента, а часть хода поршня (на участке 2—2') затрачивается на доведение давления в цилиндре до  $P_0$ .

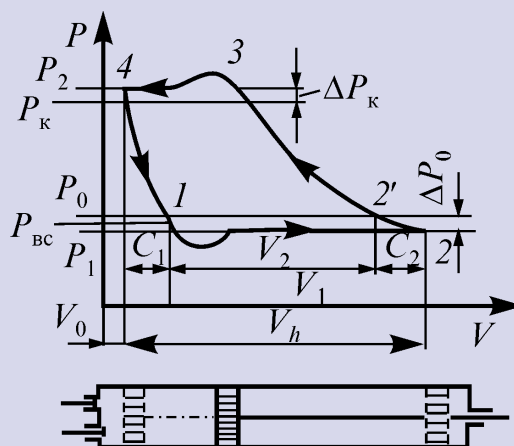


Рис. 1.14. Действительный рабочий процесс в компрессоре

Фактическое уменьшение объема всасывания, вызванное потерями давления, изображено на диаграмме отрезком  $C_2$ , величина которого возрастает с увеличением падения давления  $\Delta P_0$ . Процесс 2—3 представляет собой адиабатический процесс сжатия паров хладагента с различной степенью сухости. Рассмотрим подробнее потери, имеющиеся в реальных компрессорах.

**Потери от вредного пространства** связаны с невозможностью полного использования всего объема цилиндра компрессора. Расстояние между поршнем в крайнем верхнем положении и крышкой цилиндра является линейным вредным (мертвым) пространством, а объем между поршнем в этом положении и крышкой (включая щели к пластинам клапанов) представляет объемное вредное пространство  $V_0$ . Линейный размер вредного пространства составляет 0,5—3 мм. Обычно вредное пространство выражают в процентах объема  $V_h$ , описываемого поршнем, т.е.  $C = (V_0/V_h) \cdot 100$ . В современных компрессорах величина вредного пространства составляет 1,5—4,5 % от рабочего объема цилиндра.

Действительный процесс выталкивания паров хладагента из цилиндра компрессора заканчивается в точке 4, поэтому во вредном пространстве остается некоторое количество сжатых паров, имеющих давление  $P_k$ . Эта часть оставшихся паров при обратном ходе поршня расширяется (линия 4—1) до давления в испарителе, и только тогда начнется всасывание новой порции пара из испарителя. Поскольку при этом теряется часть полезного объема цилиндра (отрезок  $C_1$ ), объем всасываемого пара составит  $V_1 = V_h - C_1$ .

Коэффициент, характеризующий уменьшение подачи компрессора вследствие расширения хладагента из вредного пространства, называют объемным коэффициентом  $\lambda_C = V_2/V_h$ .

Если остающийся во вредном пространстве цилиндра пар влажный, то процесс всасывания начинается позже, чем при сухом паре, так как больше частиц его жидкости испаряется в цилиндре.

При сухом паре процесс всасывания начинается раньше, а линия 4—1 расширения паров идет более отвесно.

Чем больше вредное пространство, тем значительнее объемные потери в компрессоре. Эти потери возрастают и с увеличением соотношения давлений нагнетания и всасывания  $P_k/P_0$ , так как в этом случае увеличивается масса остающихся в мертвом пространстве паров.



Потери при всасывании и нагнетании связаны с изменениями давления паров при проходе через клапаны и трубопроводы. Клапаны реального компрессора открываются под действием разности давлений паров хладагента в цилиндре и трубопроводах холодильной машины. Падение давления при движении хладагента по трубопроводам и через суженные проходные сечения клапанов вызывает изменение давлений всасывания и нагнетания.

Понижение давления при всасывании приводит к увеличению удельного объема и уменьшению массы пара, поступающего в цилиндр компрессора. Повышение давления при нагнетании вызывает дополнительные затраты энергии на сжатие паров в компрессоре и увеличение потерь оставшимся во вредном пространстве паром. Потери давления при всасывании  $\Delta P_0$  у современных компрессоров составляют 0,01—0,04 МПа, при нагнетании  $\Delta P_k$  — до 0,05—0,08 МПа. Эти потери увеличивают соотношение  $P_k/P_0$ , а следовательно, и объемные потери в компрессоре.

Коэффициент, характеризующий уменьшение холодопроизводительности компрессора вследствие потерь давления хладагента во всасывающем трубопроводе и клапанах, называют коэффициентом дросселирования:  $\lambda_{др} = V_1/V_2$ .

Объемные потери от вредного пространства  $C_1$  и сопротивлений в клапанах  $C_2$  видны на индикаторной диаграмме. Их учитывают индикаторным коэффициентом подачи:

$$\lambda_i = \lambda_C \lambda_{др} = \frac{V_2}{V_h} \cdot \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_h}.$$

Снизить потери от дросселирования можно применением специальной конструкции всасывающего тракта компрессора, обеспечивающей резонансный (пульсирующий) или инерционный наддув.

Потери от теплообмена возникают в реальных компрессорах вследствие циклического изменения температуры паров хладагента в цилиндре. Нагревающиеся при сжатии пары отдают стенкам цилиндра часть тепла, которое отводится затем во внешнюю охлаждающую среду. Напротив, при всасывании пары хладагента нагреваются во всасывающем канале (главным образом от стенок цилиндра), что приводит к увеличению их удельного объема и уменьшению массы всасываемого хладагента. Коэффициент, характеризующий

уменьшение подачи компрессора вследствие повышения температуры хладагента из-за теплообмена в цилиндре, называют коэффициентом подогрева  $\lambda_{\text{II}}$ , определяемым обычно опытным путем.

Для уменьшения подогрева паров от стенок цилиндра интенсифицируют его охлаждение или увеличивают частоту вращения коленчатого вала компрессора. Потери от подогрева уменьшаются при всасывании перегретых паров хладагента и увеличиваются при всасывании влажных паров, так как в последнем случае испаряющиеся при подогреве капельки жидкости занимают значительную часть полезного объема цилиндра. Необходимый перегрев паров зависит от свойств хладагента и конструкции компрессора. Для аммиака рекомендуется перегрев на 5—20 °С, для хладона R12 — на 10 — 35 °С.

Потери от утечек хладагента происходят из-за наличия зазора между поршнем и цилиндром компрессора, а также неплотности клапанов. Уменьшение подачи компрессора из-за неплотностей элементов характеризуется коэффициентом плотности  $\lambda_{\text{III}}$ , который зависит от конструкции, быстроходности компрессора и степени износа рабочих поверхностей.

Коэффициент подачи компрессора  $\lambda$  выражается соотношением масс циркулирующего хладагента для действительного и теоретического компрессоров:  $\lambda = G/G_{\text{теор}}$ . Коэффициент подачи можно представить и отношением действительного объема всасываемого пара  $V$  (при параметрах во всасывающей трубке компрессора) к объему, описываемому поршнем  $V_h$ , т.е. к теоретическому объему всасывания:  $\lambda_{\text{др}} = V/V_h$ . Тогда

$$\lambda = \frac{Gq_0}{G_{\text{теор}}q_0} = \frac{Vq_v}{V_hq_v} = \frac{Q_0}{Q_{\text{теор}}}.$$

Коэффициент подачи выражают и как произведение всех объемных коэффициентов:  $\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_{\text{II}} \cdot \lambda_{\text{III}}$ .

Коэффициент подачи дает общую оценку потерь в реальном компрессоре в зависимости от величины вредного пространства цилиндра, соотношения давлений конденсации и нагнетания хладагента, а также от температуры всасываемого пара, скорости движения и изношенности деталей поршневой группы и клапанов. Обычно этот коэффициент определяют опытным путем, обобщая данные в виде осредненных

графических зависимостей (рис 1.15) На графике видно, как уменьшается значение  $\lambda$  с увеличением соотношения давлений  $P_k/P_0$ , называемого степенью сжатия  $\pi_k$ . Определяют коэффициент подачи и по эмпирическим формулам. Так для фреоновых компрессоров 2ФУ-УБС18 институт ВНИИХолодмаш рекомендует формулу

$$\lambda = 0,855 - 0,0425 P_k/P_0.$$

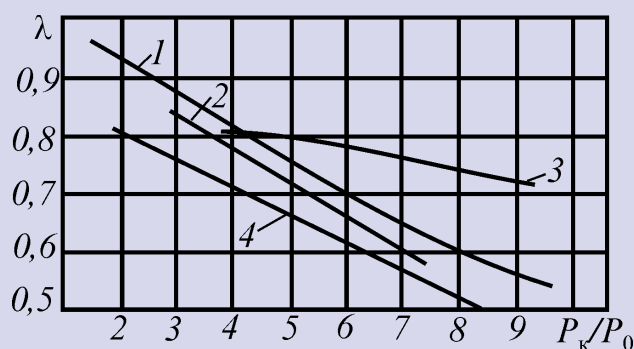


Рис. 1.15. Коэффициент подачи компрессоров: 1, 2, 4 — поршневых бескрейцкопфных, работающих на фреоне-22 и на хладоне-12; 3 — винтовых

## 1.9. Холодопроизводительность компрессора и установки

Основной характеристикой холодильной установки является ее холодопроизводительность, которая определяется свойствами хладагента и значениями температур его конденсации  $t_k$  и кипения  $t_0$ , т.е.  $Q_0 = f(t_k, t_0)$ . С изменением температуры охлаждающего воздуха изменяется и температура кипения хладагента, а значит, и холодопроизводительность установки. Зависимость  $Q_0$  от  $t_k$  и  $t_0$  определяется на основе выражения объемной холодопроизводительности компрессора:

$$Q_0 = \lambda V_h q_v = V_d q_v, \quad (1.29)$$

где  $V_d$  — действительный объем всасываемого пара, м<sup>3</sup>/ч.

Это выражение дает теоретическое значение холодопроизводительности любого компрессора с известными геометрическими размерами цилиндров.

Объем, описываемый поршнями, зависит от размеров, числа цилиндров и частоты вращения коленчатого вала компрессора:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot z \cdot 60 = 47,1 s \cdot n \cdot z, \quad (1.30)$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, м;  $s$  — ход поршня, м;  $n$  — частота вращения вала, об/мин;  $z$  — число цилиндров.

Холодопроизводительность компрессора должна соответствовать холодопроизводительности испарителя. В свою очередь количество тепла, которое холодильная машина отнимает от охлаждаемой среды в единицу времени, называется холодопроизводительностью машины. Она определяется количеством хладагента  $G$ , проходящего в единицу времени (кг/ч), и его удельной массовой холодопроизводительностью  $q_0$  (Дж/кг):

$$Q_0 = Gq_0 = G(i_1 - i_4),$$

где  $q_0 = i_1 - i_4$  — разность энтальпий на границах процессов.

Установленный в вагоне компрессор работает в различных условиях эксплуатации, поэтому имеет разную холодопроизводительность и меняющиеся рабочие объемные и энергетические характеристики. Основное влияние на холодопроизводительность и рабочие характеристики компрессора оказывает степень сжатия  $\xi_k$ . С увеличением степени сжатия резко возрастают объемные потери за счет увеличения количества пара, расширяющегося из вредного пространства цилиндра. При этом возрастает также температура сжимаемого пара и теплоотдача к стенкам цилиндра. Холодопроизводительность компрессора снижается и при всасывании им влажного пара.

Для одного и того же компрессора при неизменной частоте вращения коленчатого вала величина описываемого поршнем объема  $v_h$  постоянна. Однако объемная и массовая холодопроизводительность — соответственно  $q_v$  и  $q_0$ , а также коэффициент подачи в эксплуатации меняются. На них влияет температурный режим работы холодильной машины, т.е. температуры кипения  $t_0$ , конденсации  $t_k$  и температура жидкого хладагента перед регулирующим вентилем  $t_{и}$ .

При разных температурах  $t_0$ ,  $t_k$  и  $t_{и}$  холодильная машина с одним и тем же компрессором и постоянной частотой вращения вала обеспечивает разную холодопроизводительность и имеет различную энергетическую эффективность. При повышении температуры  $t_0$  и понижении температур  $t_k$  и  $t_{и}$  холодопроизводительность машины увеличивается, при понижении  $t_0$  и повышении  $t_k$  и  $t_{и}$  — уменьшается. Наибольшее влияние на холодопроизводительность машины оказывает температура кипения хладагента. На рис. 1.16, *a* отрезки  $4-1$ ,  $4'-1'$ ,  $4''-1''$  выражают холодопроизводительность  $q_0$ . При снижении температуры кипения и постоянной температуре

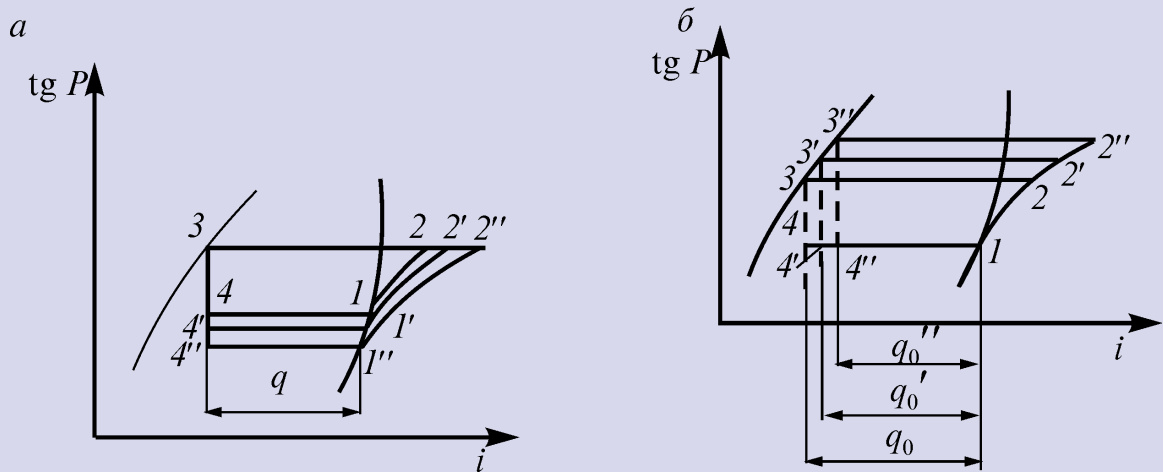


Рис. 1.16. Цикл холодильной машины при различных температурах кипения (а) и конденсации (б) хладагента

конденсации эти отрезки почти одинаковы ( $q_0 \approx q_0' \approx q_0''$ ). Однако с понижением температуры кипения резко увеличивается удельный объем всасываемого компрессором пара  $v_1$  из-за понижения давления в испарителе и падает объемная холодопроизводительность. Понижение температуры кипения на  $^{\circ}\text{C}$  приводит к снижению холодопроизводительности аммиачных машин на 6 %, фреоновых — на 4 %.

Объемная холодопроизводительность уменьшается также при повышении температуры конденсации. Из диаграммы (рис. 1.16, б), где отрезки  $4-1$ ,  $4'-1$ ,  $4''-1$  выражают холодопроизводительность, видно, что она уменьшается с повышением температуры конденсации ( $q_0 > q_0' > q_0''$ ), тогда как удельный объем всасывания остается неизменным. Коэффициент подачи с повышением  $t_k$  тоже уменьшается.

Такое же влияние на снижение холодопроизводительности компрессора оказывает и температура  $t_{\text{н}}$ .

Зависимость холодопроизводительности компрессора  $Q_0$  от температур кипения и конденсации хладагента называется характеристикой холодильного агрегата. Такие характеристики для отдельных компрессоров приведены на рис. 1.17, 1.19.

Снижение температуры кипения в холодильных машинах одноступенчатого сжатия сопровождается повышением давления, т.е. удельной работы сжатия, и одновременно снижением массовой производительности. В результате возрастает тепловая напряженность компрес-

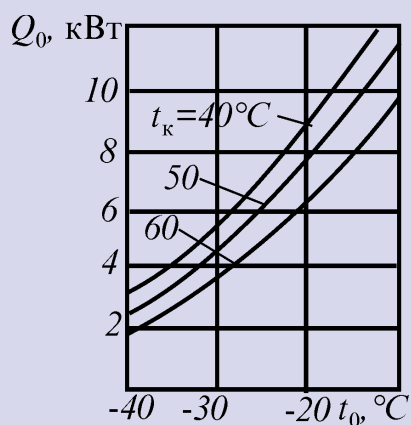


Рис. 1.17. Зависимость холодопроизводительности компрессора типа V от температуры кипения хладагента R12

сора и электродвигателя, если он встроен в компрессор. Несмотря на увеличение отвода тепла в окружающую среду от циркулирующего хладагента, повышается температура паров в компрессоре, перегреваются детали механизма движения и нагревается смазочное масло, ухудшаются условия охлаждения встроенного двигателя. Наибольшие трудности связаны с чрезмерным нагревом масла и ухудшением его смазывающих свойств. Это заставляет применять специальное принудительное охлаждение компрессоров или подбирать хладагент с более низкой температурой в конце сжатия.

Сравнивать различные холодильные компрессоры и машины можно только при одинаковых температурных условиях (температурах кипения, конденсации, всасывания и переохлаждения перед регулирующим вентилем). Для сравнительной оценки холодопроизводительности машин установлены определенные температурные условия их работы, характеризующие номинальную холодопроизводительность. В России приняты следующие температурные режимы номинальной холодопроизводительности компрессионных машин одноступенчатого сжатия (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Температурный режим	Температура, °C			
	испарения $t_0$	всасывания $t_B$	конденсации $t_K$	переохлаждения $t_{II}$
Стандартный для аммиачных машин	-15	-10	+30	+25
Стандартный для фреоновых машин	-15	+15	+30	+25
Низкотемпературный для фреоновых машин	-35	20	+30	+25

Соотношение давлений конденсации и испарения  $P_H/P_0$  при стандартных температурах составляет для хладагента R12 — 4,07, для аммиака — 4,94.

Характеристики комплектных холодильных агрегатов в отличие от компрессоров часто указывают в зависимости от температуры окружающего воздуха, а не от температуры конденсации хладагента. Холодопроизводительность, подсчитанную при стандартных температурах, называют стандартной холодопроизводительностью  $Q_{0\text{ ст}}$ .

В процессе эксплуатации холодильные установки вагонов работают в условиях непрерывного изменения наружной температуры. Естественно, при этом меняются температуры конденсации хладагента в конденсаторе, охлаждаемой атмосферным воздухом, и холодопроизводительность машины. Температура кипения поддерживается такой, какая требуется для перевозимого груза. Холодопроизводительность машины, рассчитанную при рабочих условиях, называют рабочей холодопроизводительностью  $Q_{0\text{ раб}}$ .

Холодопроизводительность при рабочих и стандартных условиях определяют по формулам:

$$Q_{0\text{ раб}} = V_h \lambda_{\text{раб}} q_{v\text{ раб}}; \quad (1.31)$$

$$Q_{0\text{ ст}} = V_h \lambda_{\text{ст}} q_{v\text{ ст}}, \quad (1.32)$$

где  $\lambda_{\text{раб}}$ ,  $\lambda_{\text{ст}}$  — коэффициенты подачи компрессора соответственно при рабочих и стандартных температурах хладагента;  $q_{v\text{ раб}}$ ,  $q_{v\text{ ст}}$  — объемные холодопроизводительности при таких же условиях. Зависимость между рабочей и стандартной холодопроизводительностью выражается уравнениями:

$$Q_{0\text{ раб}} = Q_{0\text{ ст}} \frac{\lambda_{\text{раб}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{q_{v\text{ раб}}}{q_{v\text{ ст}}}; \quad (1.33)$$

$$Q_{0\text{ ст}} = Q_{0\text{ раб}} \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{раб}}} \cdot \frac{q_{v\text{ ст}}}{q_{v\text{ раб}}}. \quad (1.34)$$

По этим формулам пересчитывают холодопроизводительность машины с одних температурных условий на любые другие.

Значения коэффициентов подачи  $\lambda$  и индикаторного КПД  $\eta_i$  в зависимости от  $P_K/P_0$  для ориентировочных расчетов принимают по рис. 1.18, 1.15.

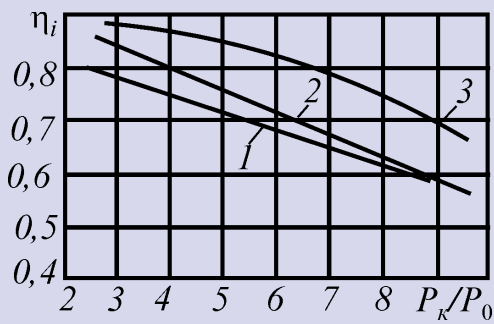


Рис. 1.18. Индикаторный КПД,  $\eta_i$  компрессоров: 1 — работающих на хладоне R12; 2 — средних аммиачных; 3 — крупных аммиачных (с водяным охлаждением)

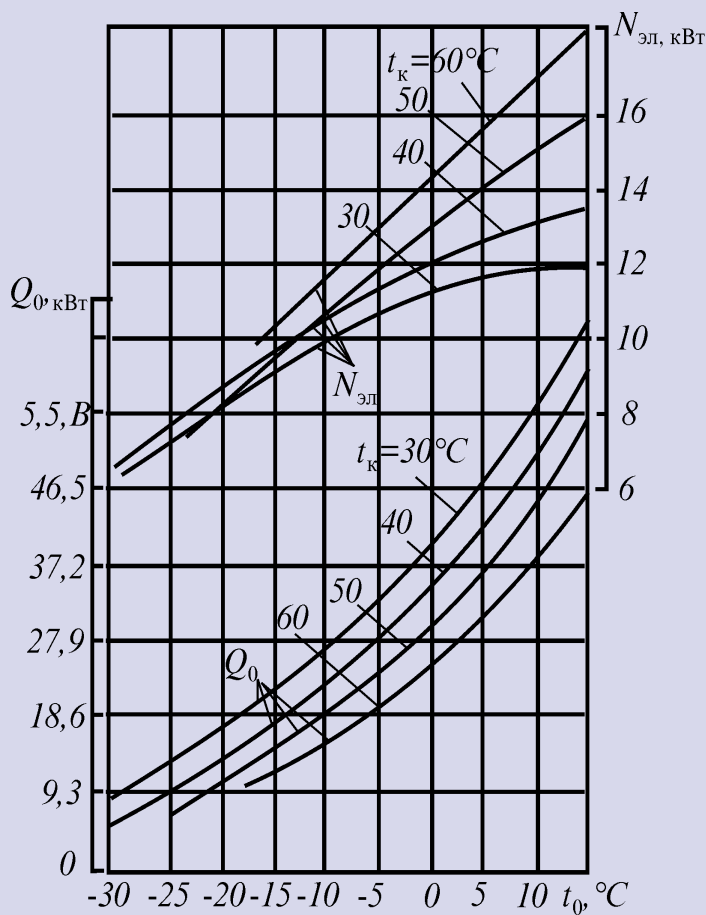


Рис. 1.19. Зависимость холодопроизводительности и электрической мощности компрессоров 2ФУУБС18 и 2ФУУБС18П от температуры кипения и конденсации хладона

Для серийно выпускаемых холодильных машин пользуются технической документацией и каталогами, где приводятся графические зависимости холодопроизводительности  $Q = f(t_0, t_k)$  и потребляемой мощности  $N_{эл} = f(t_0, t_k)$ , построенные по результатам испытаний (рис. 1.19). В этом случае учтены и дополнительные потери холода, имеющиеся в реальной машине (теплопритоки через трубопроводы, от вспомогательных механизмов, встроенных электродвигателей и др.).

В хладотехнике различают холодопроизводительность установки  $Q_0$  нетто и  $Q_0$  брутто. Первая из них — это полезная холодопроизводительность без потерь, соответствующая непосредственному расходу холода на охлаждение грузового помещения.

Вторая — холодопроизводительность компрессора, равная сумме полезного расхода холода и всех потерь.

Коэффициент потерь  $\epsilon = Q_0 \text{ нетто} / Q_0 \text{ брутто}$  характеризует совершенство конструкции холодильной установки.

Для установок непосредственного охлаждения  $\epsilon = 0,90 \div 0,96$ .



## 1.10. Мощность компрессора и энергетические коэффициенты

Теоретический рабочий процесс в цилиндрах поршневого компрессора происходит без потерь и теплообмена при постоянстве давления всасывания в конце сжатия. В реальных машинах имеются вредное пространство и разнообразные потери, что приводит к значительно большей затрате энергии на сжатие хладагента по сравнению с теоретическим процессом.

В теоретическом процессе сжатие паров хладагента совершается адиабатически, при этом затрачивается мощность (кВт)

$$N_T = G_T (i_2 - i_1) \quad \text{или} \quad N_T = \frac{G_T (i_2 - i_1)}{860}, \quad (1.35)$$

где  $G_T$  — теоретическое количество циркулирующего хладагента (в первой формуле в кг/с, во второй в кг/ч);  $i_1$  и  $i_2$  — энтальпии паров хладагента в начале и конце сжатия, кДж/кг.

Действительная (индикаторная) мощность, затрачиваемая компрессором, больше, чем теоретическая. Обычно определяют ее по индикаторной диаграмме, вычерченной специальным прибором — индикатором. Площадь индикаторной диаграммы (рис. 1.20) характеризует в определенном масштабе мощность за один оборот коленчатого вала компрессора и определяется произведением хода поршня  $S$  (м) на среднее индикаторное давление  $P_i$  (Н/м<sup>2</sup>):

$$F_i = S P_i$$

Давление  $P_i$  равно высоте прямоугольника, равновеликого по площади индикаторной диаграмме и имеющего основание, равное ходу поршня. Зная площадь индикаторной диаграммы  $F_i$  (выраженной с учетом масштаба по осям координат в кДж/м<sup>2</sup>), пло-

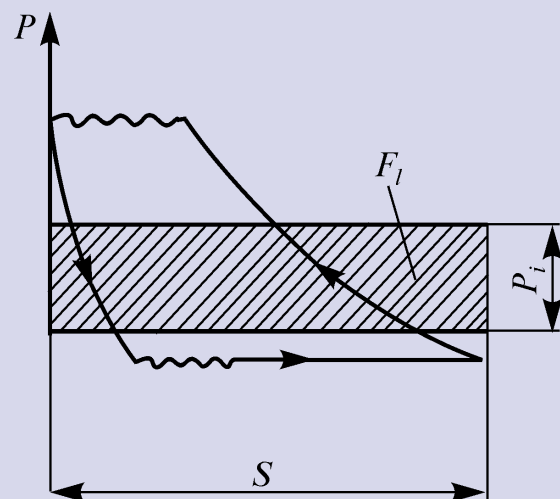


Рис. 1.20. Действительная индикаторная диаграмма компрессора

щадь поршня  $F_{\text{II}}$  ( $\text{м}^2$ ) и частоту вращения вала компрессора  $n$  (об/с), можно найти индикаторную мощность:

$$N_i = F_{in} F_{\text{II}} = s p_i n F_{\text{II}}, \quad (1.36)$$

Индикаторная диаграмма, снятая с работающего компрессора, позволяет обнаружить следующие недостатки в его работе (рис. 1.21): большое вредное пространство (линия обратного расширения 6 идет более полого); неплотность всасывающего клапана (линия обратного расширения 5 спадает круто вниз); линия сжатия 3 при этом может пойти даже ниже изотермической, линии  $T = \text{const}$ ); неплотность нагнетательного клапана (линия сжатия 2 идет круто вверх); большое сопротивление при всасывании (значительное понижение давления 4 перед всасыванием); большое сопротивление при нагнетании (значительный подъем линии сжатия 1 в конце нагнетания); заедание всасывающего клапана (линия сжатия 7 смещена влево).

В реальном процессе сжатие паров и обратное расширение их остатка из вредного пространства компрессора происходят не адиабатически, а с изменяющимся направлением теплообмена между парами и стенками цилиндра. Существуют также дросселирование паров, перетечки и потери части массы при сжатии.

Индикаторный КПД учитывает потери работы на сжатие хладагента в реальном компрессоре по сравнению с теоретическим и численно выражается отношением теоретически необходимой (обычно адиабатической) мощности к действительной затраченной индикаторной мощности  $\eta_i = N_T/N_i$ . Для малых и средних фреоновых компрессоров  $\eta_i = 0,65-0,84$ . Индикаторный КПД характеризует энергетические потери от теплообмена в цилиндре и от падения давления в клапанах, но не учитывает потери на трение в движущихся частях компрессора. Мощность, расходуемая на трение, зависит от конструкции, размеров машины, режима работы и смазки.

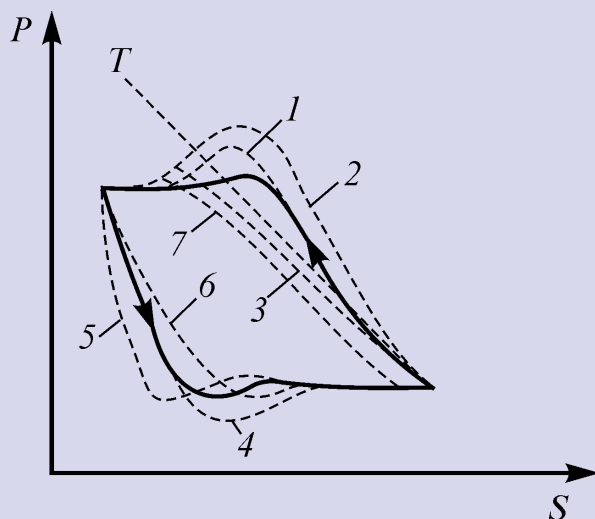


Рис. 1.21. Недостатки в работе компрессора, отражающиеся на индикаторной диаграмме

Мощность, расходуемая на трение, зависит от конструкции, размеров машины, режима работы и смазки.

Мощность, затраченная на валу компрессора, называется эффективной мощностью. Она больше индикаторной на величину потерь на трение:

$$N_E = N_i + N_{тр}.$$

Механический КПД оценивает потери на трение и выражается отношением индикаторной мощности к эффективной:

$$\eta_{мех} = N_i / N_E$$

У современных поршневых компрессоров  $\eta_{мех} = 0,84 \div 0,97$ . Его значение зависит от мощности и конструктивных особенностей машины, качества монтажа, режима работы и смазки, степени изношенности механизма. Эффективный КПД компрессора:

$$h_e = h_i h_{мех}, \text{ или } h_e = N_i / N_e.$$

Потребляемая компрессором мощность зависит от режима работы — холодильной машины. На рис. 1.19 показано влияние температур кипения и конденсации на эффективную мощность компрессора, которая еще зависит и от величины нагрузки на компрессор. Однако характер зависимости холодопроизводительности и потребляемой мощности от температуры кипения неодинаков. Холодопроизводительность неуклонно увеличивается с повышением температуры кипения хладагента. Потребляемая мощность на ряде режимов возрастает только до определенных пределов, а затем стабилизируется и даже снижается в зависимости от соотношения давлений в конденсаторе и в испарителе холодильной машины, т. е. от степени сжатия компрессора (рабочего соотношения давлений)  $\pi_k = P_k / P_0$ .

Электродвигатель привода компрессора подбирают по режиму максимального потребления энергии с учетом потерь в передаче (если она имеется) и с 8—15 % -ным запасом во избежание перегрузки. Мощность электродвигателя:

$$N_{эл} = (1,08 \div 1,15) \frac{N_e}{\eta_{п} \eta_{эл}}, \quad (1.37)$$

где  $\eta_{п}$  — КПД клиноременной передачи 0,94—0,98;  $\eta_{эл}$  — КПД электродвигателя (в зависимости от мощности и типа двигателя  $\eta_{эл} = 0,85 \div 0,94$ ).

При тепловом расчете цикла машин с двухступенчатым сжатием значение промежуточного давления, величина которого связана

с уровнем эффективности машины, следует определять по максимуму холодильного коэффициента. Меньшую трудоемкость расчета при достаточной для практических целей точности обеспечивает способ определения этого давления по минимуму цикловой энергии, затрачиваемой на работу компрессоров. В этом случае при изотропном процессе сжатия в компрессорах первой и второй ступеней, а также одинаковой температуре на всасывании этих компрессоров промежуточное давление:

$$P_m = \sqrt{P_K P_0}. \quad (1.38)$$

Расчет цикла машины с многоступенчатым сжатием и многократным дросселированием ведут в последовательности, изложенной выше для одноступенчатой машины. Параметры рабочего тела в узловых точках цикла находят по уравнениям смешения с учетом материального и теплового баланса промежуточного сосуда. Так, для двухступенчатой машины с полным промежуточным охлаждением и двукратным дросселированием (рис. 1.22) тепловой баланс промежуточного сосуда:

$$G_{a2}h_6 + G_{a1}h_3 = G_{a1}h_9 + G_{a2}h_4. \quad (1.39)$$

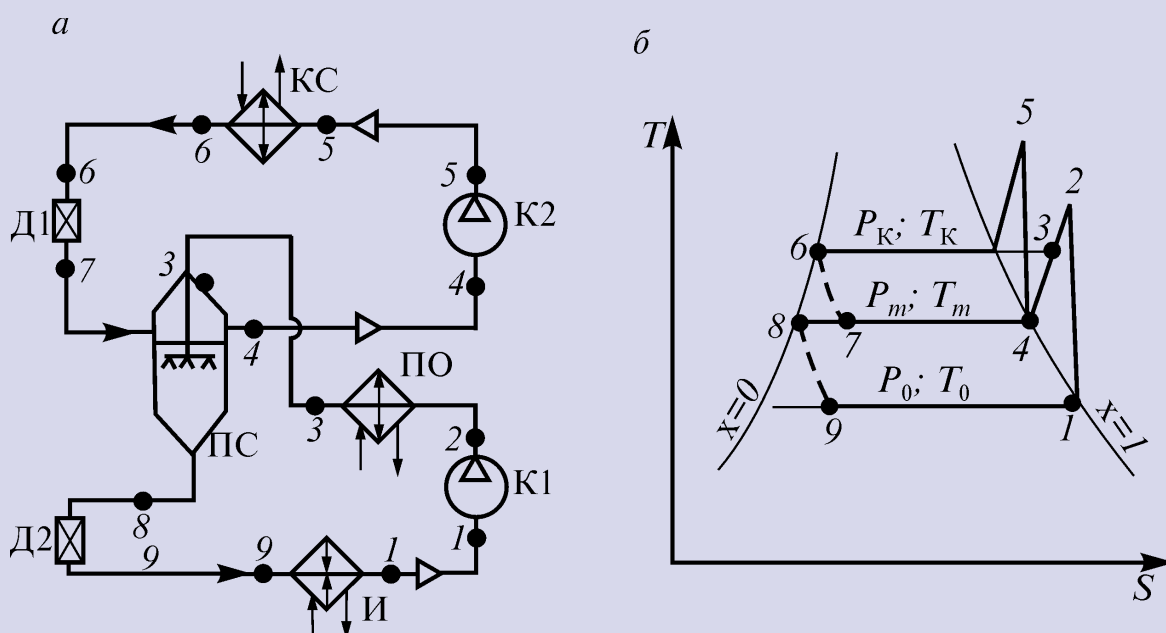


Рис. 1.22. Схема паровой компрессорной холодильной машины с двухступенчатым повышением давления, двукратным дросселированием и полным промежуточным охлаждением (а) и ее термодинамический цикл (б) К1, 2 — компрессор; Д1, 2 — дроссельный вентиль; ПО — промежуточный охладитель; КС — конденсатор; ПС — промежуточный сосуд; И — испаритель

Массовые расходы рабочего тела для компрессоров первой и второй ступеней:

$$G_{a1} = Q_0 / \Delta h_{и} = Q_0 / (h_1 - h_{10}); \quad (1.40)$$

$$G_{a2} = G_{a1} (h_3 - h_9) / (h_4 - h_7). \quad (1.41)$$

Рабочее тело в точке 1 цикла может быть сухим насыщенным паром либо перегретым на (5 ÷ 10) К; температура рабочего тела в точке 9 может превышать температуру  $T_m$ , определяемую величиной промежуточного давления  $P_T$ , на (3 ÷ 5) К.

### **1.11. Рабочие процессы паровых двухступенчатых компрессионных холодильных машин**

Увеличение степени повышения давления рабочего тела в компрессоре при понижении температуры кипения или при повышении температуры конденсации, вызываемое условиями эксплуатации, приводит к ухудшению энергетической эффективности холодильной машины. Основная причина такого ухудшения обусловлена ростом потерь от внутренней необратимости, а также увеличением времени работы за счет ухудшения объемных и энергетических показателей компрессора. Наибольшее влияние на снижение эффективности машины при возрастании степени повышения давления оказывает рост потерь от дросселирования. В этом случае пар, образуемый при дросселировании, не обеспечивает процесс охлаждения в испарителе, так как наличие паровой фазы в начале парообразования ухудшает теплообмен при кипении и, следовательно, снижает удельную холодопроизводительность машины.

Теплотехническое совершенствование паровых компрессорных машин, рассчитанных на работу с высокой степенью повышения давления, может быть обеспечено переходом к многоступенчатому сжатию с промежуточным охлаждением рабочего тела между ступенями и многократному его дросселированию. Повышение холодильного коэффициента в результате перечисленных мер обеспечивает рост удельной холодопроизводительности в результате многократного дросселирования и снижение цикловой работы за счет промежуточного охлаждения горячих паров хладагента.

Для паровых холодильных машин с поршневыми компрессорами переход к многоступенчатому сжатию обусловлен не только стремлением улучшить эффективность машины повышением рас-

ходных и энергетических показателей компрессора, но и необходимостью обеспечить нормальные условия его работы. При высоких значениях степени повышения давления рост температуры паров может привести к нарушению допустимого температурного режима работы компрессора и системы его смазки.

Кроме того, увеличение степени повышения давления приводит к росту перепада давлений в цилиндре компрессора ( $\Delta P = P_k - P_0$ ), в результате чего возрастают динамические нагрузки на детали рабочего механизма (на шатунно-поршневую группу и коленчатый вал), снижающие надежность и долговечность машины.

Переход к многоступенчатому сжатию требует технико-экономического обоснования, так как улучшение энергетической эффективности в этом случае связано с существенным усложнением конструкции, увеличением ее габаритов, массы и стоимости. В современных паровых компрессорных машинах подбором подходящих хладагентов или их смесей, а также созданием компрессоров специальной конструкции число ступеней сжатия ограничивают двумя. В среднетемпературных холодильных машинах переход от одноступенчатого сжа-

тия к двухступенчатому имеет место при  $\frac{P_k}{P_0} \geq 8$ .

Повышение эффективности паровых компрессорных холодильных машин обычно достигают оптимальным сочетанием перечисленных выше мер. Они определяются теплофизическими свойствами рабочего тела, т.е. относительным влиянием на показатели машин необратимых потерь от перегрева и дросселирования. Для среднетемпературных машин характерны двухступенчатое повышение давления с полным или неполным промежуточным охлаждением и двукратное дросселирование при двухступенчатом повышении давления.

Конструктивно наиболее простыми оказываются машины с однократным дросселированием и двухступенчатым повышением давления при полном или неполном промежуточном охлаждении. В схеме с неполным охлаждением (рис. 1.23, *a* и *б*) пар рабочего тела, сжатый в компрессоре первой ступени К1 до давления  $P_m$  (процесс 1—2) и прошедший промежуточный охладитель ПО (процесс 2—3), в котором пар охлаждают воздухом при температуре окружающей среды  $T_{окр}$  или водой до температуры  $T_m$ , смешивается в точке 4 с паром, выходящим из промежуточного сосуда ПС. Этот пар предварительно прошел вспомогательный дроссельный вентиль  $D_B$  (состояние в точке 7) и

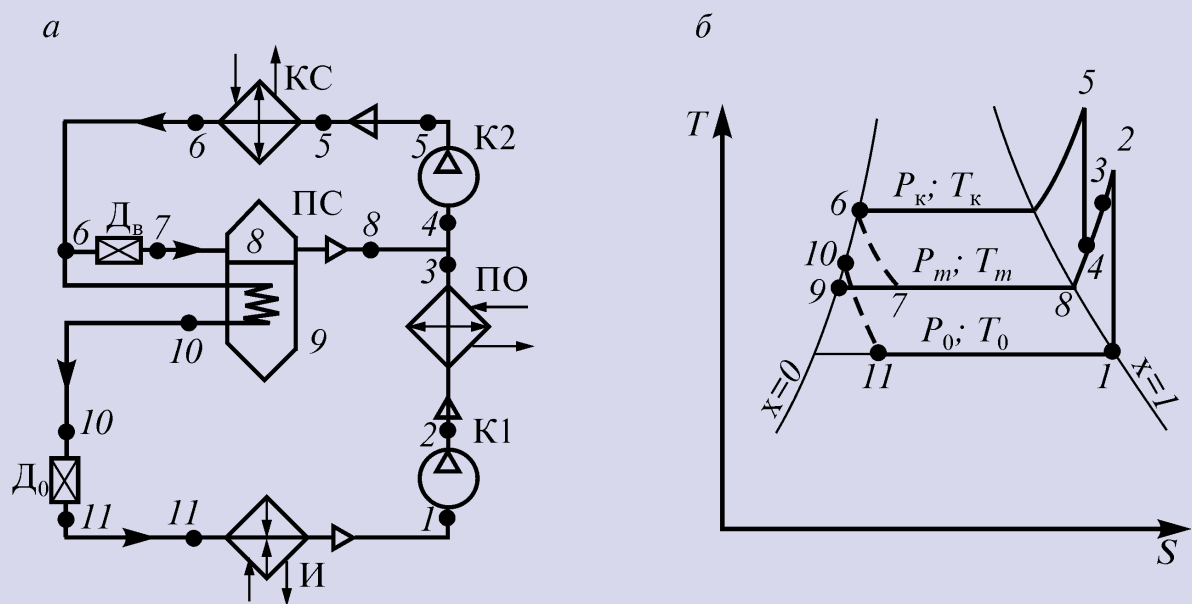


Рис. 1.23. Схема паровой компрессорной холодильной машины с двухступенчатым повышением давления и неполным промежуточным охлаждением (а) и ее термодинамический цикл (б)

обеспечил в промежуточном сосуде охлаждение основного потока жидкого рабочего тела, вышедшего из конденсатора КС, до состояния, соответствующего параметрам точки 10. При этом в промежуточном сосуде за счет разной плотности жидкости и пара происходит разделение влажного пара на жидкость (состояние в точке 9) и сухой насыщенный пар (состояние в точке 8). После промежуточного сосуда основной поток проходит через основной дроссельный вентиль  $D_0$  (процесс 10—11) и направляется в испаритель И, где рабочее тело испаряется до состояния сухого насыщения пара (процесс 11—1). Пар, сжатый в компрессоре второй ступени К2 до давления  $P_m$  (процесс 4—5), проходит конденсатор КС, где охлаждается наружным воздухом или водой до температуры  $T_k$  (процесс 5—6).

В такой схеме массовый расход рабочего тела через компрессор второй ступени больше расхода через компрессор первой ступени на количество пара, выходящего из промежуточного сосуда. Значения расходов определяют по уравнению материального баланса промежуточного сосуда:

$$G_{a2} = G_{a1} + G_B + G_{II}, \quad (1.42)$$

где  $G_a$  — расход рабочего тела через компрессор соответствующей ступени;  $G_B$  — расход рабочего тела через вспомогательный дроссель-

ный вентиль;  $G_{II}$  — расход пара, образующегося в промежуточном сосуде в результате подвода теплоты от жидкости, идущей по змеевику.

Схема холодильной машины с двухступенчатым повышением давления и полным промежуточным охлаждением показана на рис. 1.24, а и б. В промежуточный сосуд этой машины направляют весь поток рабочего тела, вышедшего из промежуточного охладителя. В промежуточном сосуде рабочее тело охлаждают до состояния сухого насыщенного пара, который засасывает компрессор второй ступени. Уравнение материального баланса промежуточного сосуда в этом случае:

$$G_{a2} = G_{a1} + G_B + G_{II} + G'_{II}, \quad (1.43)$$

где  $G_{II}$  — расход пара, образующегося в промежуточном сосуде в результате подвода теплоты от пара, подаваемого компрессором первой ступени.

Повышение эффективности холодильных машин при двухступенчатом сжатии по сравнению с одноступенчатым достигается снижением цикловой работы в результате промежуточного охлаждения рабочего тела и ростом удельной холодопроизводительности за счет охлаждения жидкости в промежуточном сосуде перед основным дроссельным вентиляем.

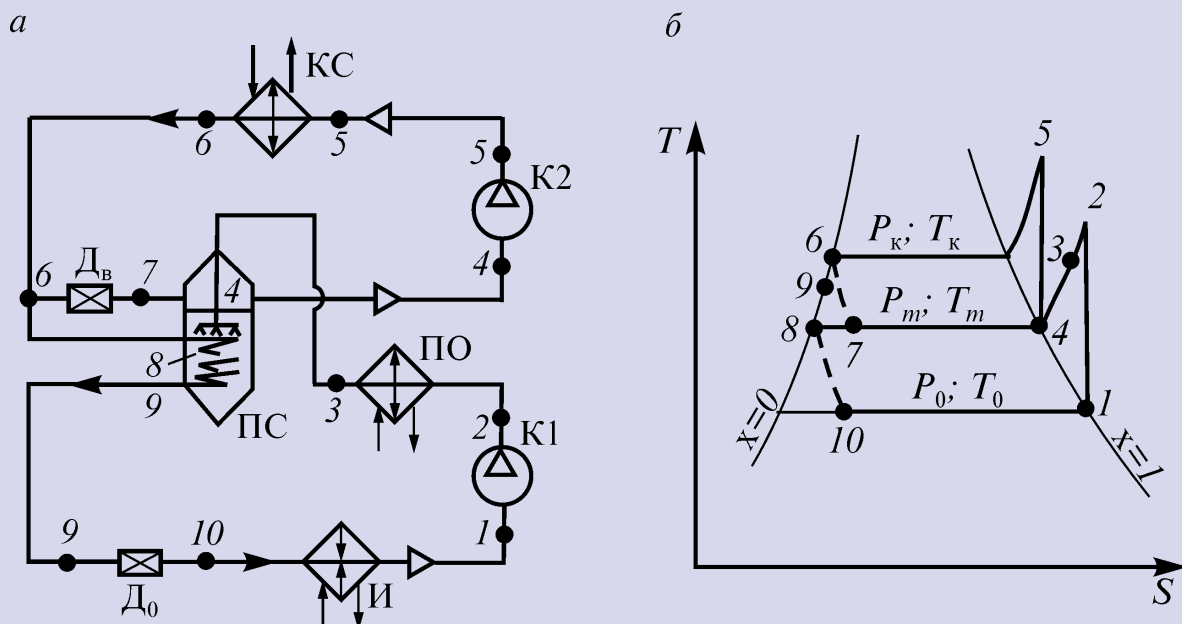


Рис. 1.24. Схема паровой компрессорной холодильной машины с двухступенчатым повышением давления и полным промежуточным охлаждением (а) и ее термодинамический цикл (б)



Паровые холодильные машины с двукратным дросселированием при двухступенчатом повышении давления также выполняют в двух вариантах промежуточного охлаждения рабочего тела. В схеме с неполным промежуточным охлаждением (рис. 1.25) в промежуточном сосуде влажный пар, выходящий из первого дроссельного вентиля Д1, за счет разной плотности разделяется на жидкость, отвечающую состоянию точки 9, и сухой насыщенный пар (точка 8). После смешения в точке 4 с перегретым паром, выходящим из промежуточного охладителя, он идет на всасывание компрессора второй ступени. Жидкость, выходящая из промежуточного сосуда (состояние точки 9) поступает к второму дроссельному вентилю Д2, а далее — к испарителю холодильной машины.

Массовый расход рабочего тела через компрессор второй ступени в машине такой схемы:

$$G_{a2} = G_{a1} + G_{\text{пс}}, \quad (1.44)$$

где  $G_{\text{пс}}$  — расход пара, образующегося в промежуточном сосуде.

В схеме с полным промежуточным охлаждением (см. рис. 1.24) в промежуточном сосуде охлаждение ведут до состояния сухого насыщенного пара (точка 4) в результате непосредственного контакта паров рабочего тела с кипящей жидкостью.

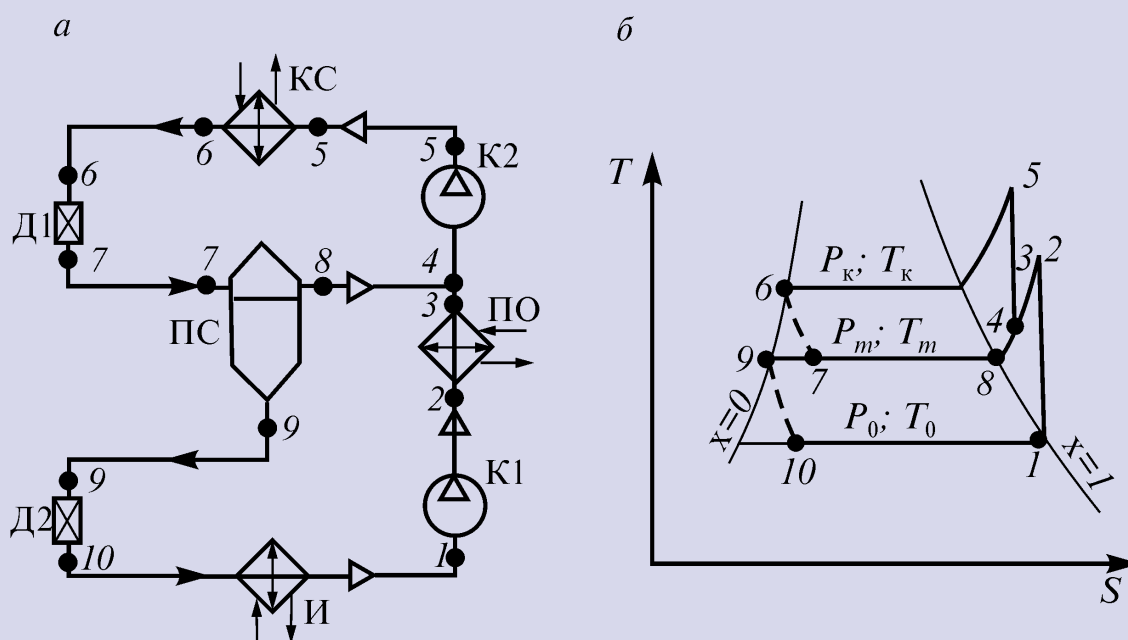


Рис. 1.25. Схема паровой компрессорной холодильной машины с двухступенчатым повышением давления, двукратным дросселированием и неполным промежуточным охлаждением (а) и ее термодинамический цикл (б)

Массовый расход рабочего тела через компрессор второй ступени:

$$G_{a2} = G_{a1} + G_{Д1} + G_{ис}, \quad (1.45)$$

где  $G_{Д1}$  — расход пара, образующегося при прохождении первого дроссельного вентиля.

Повышение эффективности холодильных машин с двукратным дросселированием в основном достигают ростом удельной холодопроизводительности. Характерная особенность таких машин состоит в том, что через первый дроссельный вентиль в этом случае проходит вся масса рабочего тела, а не меньшая его часть, как это имеет место в схемах с однократным дросселированием.

Холодопроизводительность машин с двухступенчатым сжатием определяют по параметрам испарителя:

$$Q_0 = G_{a1} \Delta h_{и}, \quad (1.46)$$

где  $\Delta h_{и}$  — изменение энтальпии рабочего тела в испарителе. Холодильный коэффициент таких машин:

$$\varepsilon = Q_0 / \Sigma N_k = Q_0 / G_{a1}(h_2 - h_1) + G_{a2}(h_5 - h_4). \quad (1.47)$$

## 1.12. Холодильные агенты и холодоносители

### 1.12.1 Холодильные агенты

Рабочее тело холодильной машины — *холодильный агент (хладагент)* — по существу определяет энергетические, технико-экономические и эксплуатационные показатели, а также конструктивные особенности машины определенного типа. Теплофизические свойства хладагента, (молекулярная масса, плотность, вязкость, газовая постоянная), критические параметры, теплота парообразования, теплоемкость жидкости и насыщенного пара, тепло- и температуропроводность взаимоувязывают комплекс вопросов, обеспечивающих работоспособность и эффективность машины. Физико-химические свойства, термохимическая стабильность и взаимодействие с водой, неконденсирующимися газами, смазочными маслами и конструкционными материалами определяют особенности конструкции и эксплуатации отдельных элементов и машины в целом. Наконец, выбор и применение хладагента невозможны без учета его физиологических и экологических свойств, а также стоимости.

Идеальный хладагент должен обеспечить максимальную холодопроизводительность и эффективность холодильного цикла при соблюдении необходимых требований. Он должен быть химически стабильным во всем рабочем диапазоне температур, доступным и недорогим, иметь высокую критическую температуру и низкую температуру замерзания, быть химически инертным по отношению к конструкционным материалам и маслам, невоспламеняемым, малотоксичным. Хладагенты паровых компрессорных машин для реализации высокой эффективности цикла должны обеспечивать заданные температуры кипения и конденсации, невысоким уровнем отношения давлений (малой величиной давления конденсации и давлением парообразования, близким к атмосферному), высоким значением отношения теплоты парообразования к теплоемкости жидкости. Оптимальные конструктивные и энергетические решения по компрессору и теплообменным аппаратам могут быть реализованы при невысоком уровне газовой постоянной, показателя адиабаты и динамической вязкости хладагента, а также при таком сочетании его теплофизических свойств, которые позволяют обеспечить высокие значения коэффициентов теплоотдачи.

Большинство хладагентов при атмосферном давлении и температуре окружающей среды находятся в парообразном состоянии. Для сжижения пара необходимо подвергнуть его сжатию и охлаждению в компрессорно-конденсаторном агрегате холодильной системы. В холодильной машине агент находится в виде жидкости или пара (газа). Слова «газ» и «пар» обычно взаимозаменяемы. Но если быть технически точным, необходимо пояснить, что газ, имеющий температуру, близкую к температуре конденсации, называется паром. Все вещества имеют жидкую и паровую фазы. Некоторые вещества характеризуются высокой температурой кипения, т.е. существуют в виде пара только при нагревании до высокой температуры или при вакууме. Вещества, имеющие низкую температуру кипения, находятся в парообразном состоянии при комнатной температуре и атмосферном давлении. Многие распространенные хладагенты, например группа фреонов, относятся к этой категории.

При нахождении в открытом сосуде жидкий хладагент немедленно начнет бурно кипеть и превращаться в пар, но при очень низкой температуре. Жидкий хладон R12 при атмосферном давлении кипит при температуре  $-29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для процесса кипения он поглощает достаточное количество тепла из сосуда и окружающего воздуха. Нет необходимости в подогреве, как в случае с водой.

Испаряющийся хладагент поглощает такое количество тепла, которое равно количеству энергии, необходимому для его превращения из жидкости в пар. Каждый килограмм хладагента поглощает такое количество тепла, которое равно его скрытой теплоте парообразования. Температура кипения любой жидкости может быть повышена или понижена в зависимости от величины давления в сосуде, где она находится. Чем выше давление, тем выше температура кипения, и, наоборот, чем ниже давление, тем температура кипения ниже. Таким образом, жидкость может кипеть при низкой температуре, если она находится в вакууме.

Критическая температура пара — это температура, выше которой пар не может быть превращен в жидкость независимо от величины давления. Если нагревать пар до температуры выше критической, движение молекул становится настолько интенсивным, что давление не может обеспечить между ними достаточного контакта для образования капель жидкости.

Хладагенты, используемые в холодильных агрегатах, переходят из жидкой фазы в паровую и опять в жидкую фазу во время холодильного цикла. Поэтому для обеспечения фазы сжижения в холодильном цикле хладагент следует использовать при температуре ниже критической. Критические температуры фторированных хладагентов приведены ниже.

Хладагент	R11	R12	R22	R502
Критическая температура, °C	198	112	96	90,1

Когда температура пара понижена, величина давления, требуемая для осуществления процесса сжижения, уменьшается. Из этого можно сделать вывод, что для каждого значения температуры ниже критической существует соответствующее давление, при котором происходит сжижение хладагента.

Существуют графики, показывающие соотношение между температурой и давлением, при которых пар хладагента сжижается (рис. 1.26).

Например, можно определить давление насыщения при работе на R12 при 26 °C. Для этого нужно найти отметку 26 °C на графике, следо-

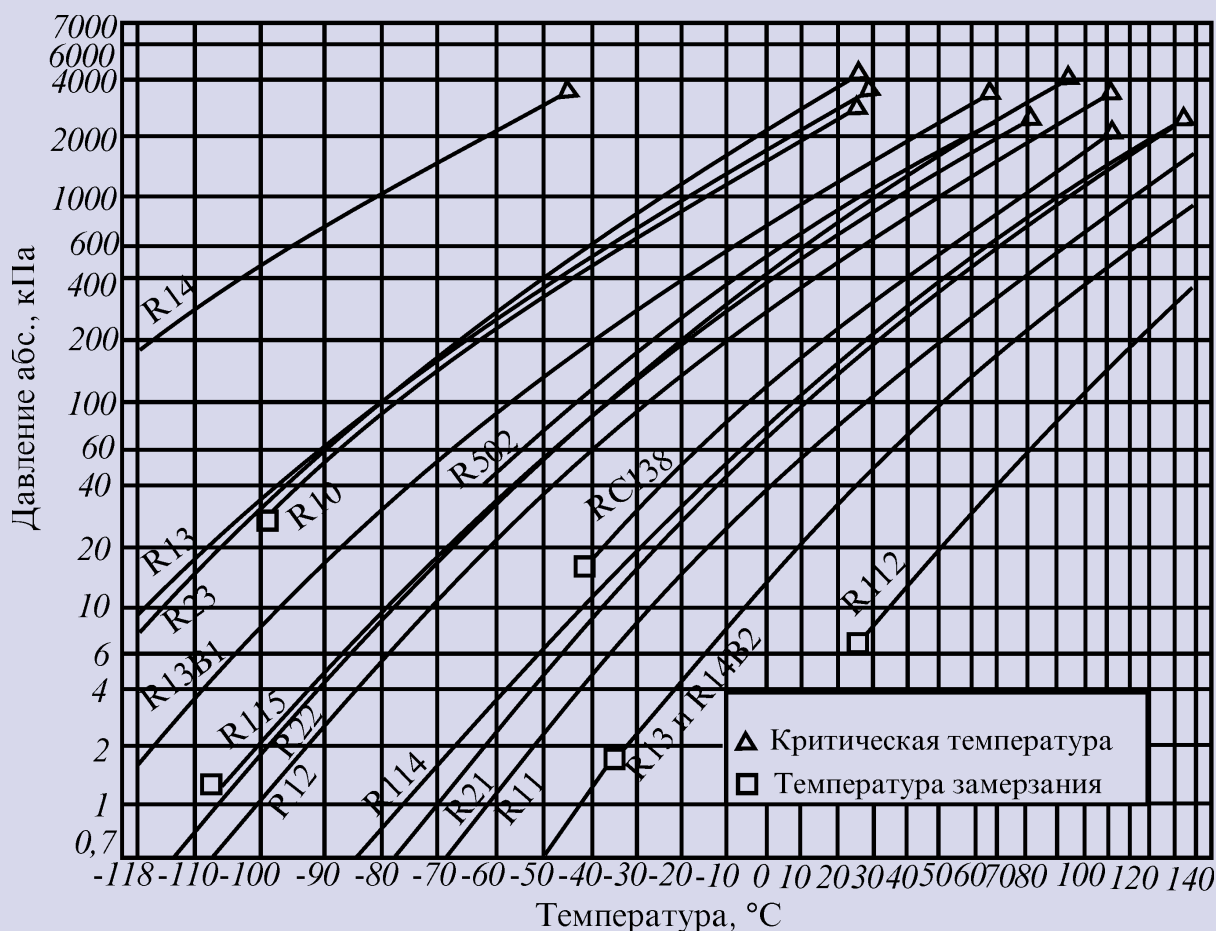


Рис. 1.26. Диаграмма хладагентов в состоянии насыщения

вать этой линии по вертикали до пересечения с кривой для R12. Слева прочитайте величину абсолютного давления. Вы обнаружите, что для R12 при этой температуре абсолютное давление равно 0,67 МПа. Это давление, которое требуется для сжижения хладагента при 26 °С.

Производительность любого холодильного агрегата зависит от температуры хладагента на сторонах высокого и низкого давлений системы. Скрытая теплота парообразования хладагента, его давления конденсации и кипения также зависят от температуры хладагента. Имеются определенные стандарты для сравнения различных хладагентов и холодильных агрегатов. В холодильной промышленности разработаны условия, известные под названием стандартных условий в различных точках холодильного цикла: температура кипения  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температура жидкости перед регулятором потока  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температура всасывания пара  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Используя эти стан-

дартные условия, можно сделать правильные выводы при сравнении любых двух хладагентов.

Давление конденсации зависит от температуры сжижения пара. В практических условиях, если это возможно, желательно избегать высоких давлений конденсации.

Давление и температура кипения хладагента — важные факторы.

Хладагент, кипящий при вакууме, непрактичен из-за возможности проникновения воздуха в систему. Воздух не конденсируется и создает очень высокое давление конденсации, снижающее эффективность холодильного агрегата. При использовании в установке хладагента с давлением кипения выше атмосферного воздух не попадает в систему через неплотность.

В большинстве случаев давления в испарителе и на стороне всасывания системы одинаковы. Кроме того, температура кипящего хладагента будет соответствовать давлению в испарителе или на стороне всасывания системы.

Количество тепла, требуемое для превращения 1 кг жидкости в пар при постоянной температуре, называется скрытой теплотой парообразования. Для превращения 1 кг воды в пар при 100 °С и атмосферном давлении она должна поглотить 2260 кДж тепла. Это количество тепла является скрытой теплотой парообразования 1 кг воды при атмосферном давлении.

Любой хладагент при кипении в испарителе должен поглотить тепло из охлаждаемого пространства в таком количестве, которое равно его скрытой теплоте парообразования. Скрытая теплота парообразования некоторых хладагентов при –15 °С приведена ниже. Когда хладагент имеет высокую скрытую теплоту, он поглощает больше тепла, чем хладагент с более низкой скрытой теплотой парообразования. Таким образом, при использовании хладагента с высокой скрытой теплотой парообразования можно применять меньшего размера компрессор, конденсатор и испаритель.

Хладагент	R11	R12	R22	R500	R502
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	195,57	159,28	215,79	189,87	157,8

Скрытая теплота парообразования жидкости колеблется в зависимости от температуры и давления, при которых происходит кипение. Она увеличивается при более низких температуре и давлении.

В современных холодильных машинах в качестве хладагентов используют фторгалогенные производные таких углеводородов, как метан, этан, пропан, бутан и их смеси, а также аммиак (паровые компрессорные машины), воздух (воздушные холодильные машины) и растворы (абсорбционные машины). Перспективы совершенствования энергетических, конструктивных и эксплуатационных показателей холодильных машин в значительной мере связывают с разработкой и применением новых «чистых» рабочих тел, а также смесей хладагентов с заранее заданными свойствами.

Хладагенты имеют унифицированное условное обозначение — букву R (от слова Refrigerant). В числовом индексе хладагентов, представляющих собой фторгалогенные производные насыщенных углеводородов, первая цифра отражает природу углеводородной основы вещества: 1 — для производных метана, получивших название хладоны; 11 — этана; 21 — пропана; 31 — бутана. К этим цифрам индекса прибавляют цифру, определяющую число атомов фтора в молекуле хладагента. При наличии в химической формуле хладагента атомов водорода к первой цифре производных метана и второй цифре производных этана, пропана и бутана добавляют число, соответствующее числу незамещенных атомов водорода. Таким образом, в условном обозначении хладонов последняя цифра (число единиц) указывает количество атомов фтора в молекуле; предшествующая (число десятков) — число атомов водорода, увеличенное на единицу; третья (число сотен) — число атомов углерода, уменьшенное на единицу. Число атомов хлора, входящих в молекулу хладона, равно числу атомов, недостающих до его структурной химической формулы  $C_n(H, Cl, F)_{2n+2}$ . При замене атомов фтора атомами брома в условное обозначение хладагента после числового индекса ставят букву В.

Азеотропные смеси хладагентов, т.е. нераздельно кипящие однородные (гомогенные) смеси, практически не изменяющие процентного состава хладагентов при изменении агрегатного состояния, в условном обозначении получили индекс 5. Неазеотропные смеси обозначают названием компонентов и их массовыми долями в сме-

си (в процентах). При этом в обозначении таких смесей исходные хладагенты располагают в порядке повышения нормальной температуры их кипения. Так, смесь, состоящая из 90 % R22 и 10 % R12, имеет условное обозначение R22/R12 (90/10).

Хладагентам неорганического происхождения (вода, аммиак) присваивают числовой индекс, равный их молекулярной массе, увеличенной на 700 (R718; R717).

**Классификацию хладагентов** проводят по давлениям и связанным с ними температурами кипения при давлении 98,1 кПа (735, 5 мм рт. ст.), что отвечает характерным температурным режимам работы современных холодильных машин (см. табл. 1.4).

Термодинамические параметры ряда характерных среднетемпературных хладагентов приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Тип хладагента	Давление конденсации при 30 °С, МПа	Нормальная температура кипения при 98,1 кПа, °С
Высокого давления (низкотемпературные)	7—2	Ниже (-60)
Среднего давления (среднетемпературные)	2 — 0,3	(-60) ÷ (-10)
Низкого давления (высокотемпературные)	Менее 0,3	Выше (-10)

В современных транспортных холодильных установках в качестве хладагентов используют R12, в ряде случаев применяют R22 (табл. 1.6).

Таблица 1.6

Хладагент	Химическая формула	Молекулярная масса, кг/кмоль	Нормальная температура кипения, °С
R12.	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	120, 91	-29, 74
R22	CHF <sub>2</sub> Cl	86, 47	-40, 81
R115	C <sub>2</sub> F <sub>5</sub> Cl	154, 46	-38, 97
R502	51, 2% R115+48, 8% R22	111, 63	-45, 62
R717	NH <sub>3</sub>	17, 03	-33, 35
Вода	H <sub>2</sub> O	18, 02	100
Воздух	-	28, 95	(-192) ÷ (-195)



**Хладон R12** (дифтордихлорметан) — это сжиженный под давлением бесцветный газ со слабым запахом четыреххлористого углерода (прелых яблок). При нормальных условиях он не горит и не взрывается, однако при температурах выше 400 °С и в присутствии открытого пламени разлагается, образуя высокотоксичные вещества, в том числе фосген. Физико-химические свойства хладона R12 должны соответствовать следующим требованиям: содержание нелетучего остатка — не более 0,005 %; кислотность — не допускается (окраска индикатора не должна изменяться); суммарное содержание посторонних газов по объему — не более 0,5 % (в том числе воздуха или азота 0,3 %); содержание воды — не более 0,0004 %.

Газообразный хладон R12 тяжелее воздуха в 4 раза. Плотность сухого насыщенного пара в 5—6 раз больше плотности паров аммиака, что обуславливает большие потери давления при циркуляции в системе. Для уменьшения потерь снижают скорость движения хладона R12 путем увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов. Меньшее, чем у аммиака, давление конденсации позволяет изготавливать поршневые компрессоры с диаметром цилиндра в 1,3 раза больше, чем у аммиачных. Давление на поршень и шатун при этом не возрастает. Хладон R12 хорошо растворяется в масле, поэтому необходимо применять специальные вязкие масла. Хладон R12 в воде практически не растворяется; наличие нерастворенной влаги в системе, заполненной этим хладагентом, вызывает коррозию металла, а при замерзании — образование ледяных пробок, выводящих систему из строя. Поэтому использование R12 требует тщательной осушки системы перед ее заправкой хладагентом. Обезвоженный R12 химически нейтрален почти ко всем металлам, кроме сплавов, содержащих магний. Однако он способен смывать с металлической поверхности окалину, а также растворять органические вещества и лаковые покрытия, что приводит к засорению системы. Отличительная черта R12 — высокая текучесть, он может проникать даже через поры в чугунных и алюминиевых отливках, что повышает требования к качеству металла и уплотнению системы. Нормальная температура кипения хладона R12 составляет  $-29,8$  °С.

Жидкий хладон R12 неэлектропроводен. Коэффициенты теплоотдачи у него значительно ниже, чем у аммиака, стоимость — выше.

## Характеристика хладагента R12

Давление, МПа	
в испарителе при $-15^{\circ}\text{C}$	0,183
в конденсаторе при $30^{\circ}\text{C}$	0,7435
Степень сжатия	4,08
Скрытая теплота парообразования при $-15^{\circ}\text{C}$ , кДж/кг	159,28
Холодопроизводительность нетто, Вт·ч/кг	32,3
Количество циркулирующего хладагента на 1000 Вт холодопроизводительности, кг/ч	3,09
Объем насыщенной жидкости при $30^{\circ}\text{C}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,7748
Количество циркулирующей жидкости на 1000 Вт холодопроизводительности, м <sup>3</sup> /ч	0,0245
Плотность насыщенного пара, кг/м <sup>3</sup>	
при $-15^{\circ}\text{C}$	10,96
при $30^{\circ}\text{C}$	42,08
Объемная производительность компрессора на 1000 Вт холодопроизводительности, м <sup>3</sup> /ч	2,81
Холодопроизводительность на 1 м <sup>3</sup> рабочего объема цилиндров компрессора, Вт	290,3
Теплота сжатия, кДж/кг	24,739
Температура нагнетания в компрессоре, $^{\circ}\text{C}$	38,01
Мощность на 1000 Вт холодопроизводительности, кВт	0,212

**Хладагент R22** (дифторхлорметан) — бесцветный газ со слабым запахом хлороформа. Как и R12, он не горит и не взрывается, однако более токсичен; разлагаться начинает при температуре свыше  $550^{\circ}\text{C}$ . Растворимость воды в R22 незначительна, но выше, чем в R12. При отсутствии влаги R22 инертен практически по отношению ко всем металлам, R22 несколько дороже R12. Имеет хорошие термодинамические свойства, близкие по рабочим давлениям и объемной холодопроизводительности к характеристикам аммиака. Нормальная температура кипения при атмосферном давлении равна  $-40,8^{\circ}\text{C}$ . Взаимная высокая растворимость с маслом наблюдается лишь при температурах  $70\text{—}120^{\circ}\text{C}$ . При понижении температуры до  $-10\text{—}20^{\circ}\text{C}$  возможно отделение масла.

Коэффициент теплоотдачи R22 на 25—30 % выше, чем у хладона R12; соответственно меньшими могут быть и теплообменники. Наличие масла ухудшает теплофизические параметры хладагента; нерастворенное масло загрязняет трубопроводы и нарушает условия теплообмена при кипении и конденсации; хладономасляные

Таблица 1.7

Критические параметры R22		Теплота парообразования при 98, 1 кПа, кДж/кг	Газовая постоянная, кДж/(кг·К)	Показатель адиабаты
Температура, °С	Давление, МПа			
112, 00	4, 12	166, 0	0, 069	1, 14
96, 13	4, 99	229, 0	0, 096	1, 16
79, 94	3, 19	125, 9	0, 054	1, 09
82, 16	4, 01	175, 0	0, 074	-
132, 40	11, 40	1360, 0	0, 488	1, 30
374, 15	22, 11	2259, 7	0, 462	1, 33
-140, 7	3, 76	196, 8	0, 288	1, 40

растворы могут химически взаимодействовать с цветными металлами. Зависимость растворимости R12 и R22 в масле от температуры приведена на рис. 1.27.

При высоких температурах конденсации (табл. 1.7) R22 имеет значительно большее давление, чем хладон R12 (в герметичных машинах до 2,1 МПа), из-за чего сдерживается его применение на рефрижераторном подвижном составе. В основном R22 используется в установках кондиционирования воздуха и низкотемпературных машинах с температурами кипения до  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при двухступенчатом сжатии до  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и конденсации до  $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Стоимость R22 выше стоимости хладона R12.

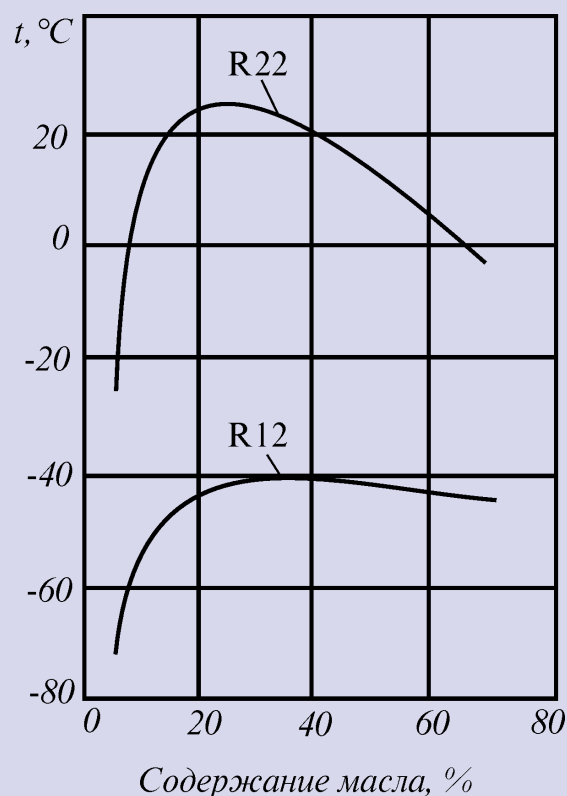


Рис. 1.27. Растворимость ряда хладагентов в масле

## Характеристика R22

Давление, Мпа в испарителе при $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,2966
в конденсаторе при $30\text{ }^{\circ}\text{C}$	1,1908
Степень сжатия	4,01
Скрытая теплота парообразования при $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , кДж/кг	215,79
Холодопроизводительность нетто, Вт·ч/кг	45,2
Количество циркулирующего хладагента на 1000 Вт холодопроизводительности, кг/ч	22,2
Объем насыщенной жидкости при $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,8515
Количество циркулирующей жидкости на 1000 Вт холодопроизводительности, м <sup>3</sup> /ч	0,0192
Плотность насыщенного пара, кг/м <sup>3</sup>	
при $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$	77,29
при $30\text{ }^{\circ}\text{C}$	19,70
Объемная производительность компрессора на 1000 Вт холодопроизводительности, м <sup>3</sup> /ч	1,71
Холодопроизводительность на 1 м <sup>3</sup> рабочего объема цилиндров компрессора, Вт	476,5
Теплота сжатия, кДж/кг	34,941
Температура нагнетания в компрессоре, $^{\circ}\text{C}$	52,6
Мощность на 1000 Вт холодопроизводительности, кВт	0,662

**Аммиак** — бесцветный газ с резким запахом; ядовит и взрывоопасен; слабо растворяется в масле, но интенсивно поглощается водой (допустимое содержание воды в аммиаке 0,2 %). По отношению к черным металлам и алюминию аммиак инертен, но интенсивно разрушает медь и ее сплавы (кроме фосфористой бронзы). Аммиак существенно дешевле R12 и R22.

Основными критериями выбора хладагента, отвечающего характерным температурным режимам работы машины, служат его энергетические параметры, показатели токсичности и стоимость. В качестве энергетического параметра, определяющего технико-экономические и конструктивные особенности машины и отдельных ее элементов, принимают удельную холодопроизводительность. Токсичность хладагентов оценивают их предельно допустимой концентрацией (ПДК), а также коэффициентом токсичной опасности  $K_{\text{ТО}}$ , показывающим, во сколько раз может быть превышена предельно допустимая концентрация хладагента в воздухе при аварийной ситуации.

Энергетические параметры и показатели токсичности хладагентов транспортных холодильных установок приведены в табл. 1.8.

При выборе хладагента необходимо учитывать важное экологическое требование по защите озонового слоя Земли. Попадая в окружающую среду, хлорфторсодержащие углеводороды вызывают фотохимические реакции, в результате которых в верхних слоях атмосферы Земли происходит разрушение молекул тонкого защитного слоя озона, задерживающего жесткое ультрафиолетовое излучение Солнца. Наиболее активным озоноразрушающим воздействием отличаются R11, R12, R113, R115, а также бромсодержащие R12B1, R13B1, R114B2.

Таблица 1.8

Хладагент	Удельная холодопроизводительность		ПДК, мг/м <sup>3</sup>	K <sub>то</sub> ·10 <sup>-3</sup>
	массовая, кДж/кг	объемная, кДж/м <sup>3</sup>		
R12	110	1280	300	100
R22	160	2050	3000	10
R717	1100	2170	20	300

Чтобы избежать необратимых экологических последствий, связанных с уменьшением толщины защитного озонового слоя, международным соглашением (Монреальский протокол, 1986 г.), вступившим в действие с 1 января 1989 г., предусмотрено существенно сократить производство и использование хлорфторуглеродов во всех отраслях техники. Международная конференция по озоновому слою Земли (Хельсинки, май 1989 г.) приняла документ о полном запрете применения к 2000 г. хладонов и других озоноразрушающих веществ в качестве хладагентов, пропеллентов в аэрозольных упаковках, а также при производстве пенополиуретанов.

В настоящее время ведутся работы по созданию и применению хладагентов, не обладающих озоноразрушающим действием.

Для среднетемпературных холодильных установок в качестве заменителя хладагента R12 наиболее целесообразно использовать хладагент R22, озоноактивность которого составляет менее 5% по сравнению с R12, смесь R22 с R142, а также R134a практически с нулевой озоноактивностью.

**Хладагент R134a** (химическая формула  $\text{CF}_3 - \text{CFH}_2$ ) имеет молекулярную массу 102 кг/кмоль и нормальную температуру кипения  $-26,8^\circ\text{C}$ . В цикле холодильной машины с R134a при заданных температурах кипения и конденсации давления кипения и конденсации и их разность будут меньше, чем при работе на R12, а отношение давлений несколько выше. Из-за большей энергоемкости хладагента удельная объемная холодопроизводительность цикла при одинаковой степени регенерации будет ниже на 8—12 %, а удельная адиабатная работа — меньше на 30—50 %; с увеличением степени регенерации эффективность цикла будет повышаться; стоимость R134a существенно выше стоимости R12. Фреон R142 (дифторхлорэтан) используют в тепловых насосах и холодильных установках, работающих при высоких температурах конденсации. Нормальная температура кипения его  $-9,8^\circ\text{C}$ , давление конденсации при температурах 40—50 °C не превышает 0,7 МПа, температура замерзания  $-130,8^\circ\text{C}$ .

Существуют и весьма ядовитые фреоны, например, R10, R20, R32 и R40.

Наряду с чистыми хладагентами в хладотехнике используют и их азеотропные смеси. Они отличаются тем, что в жидком состоянии имеют при определенной концентрации постоянную точку кипения, а пар над жидкой смесью такого же состава, как жидкость.

Для обозначения смеси фреонов записывают названия компонентов в порядке повышения нормальной температуры кипения, а затем в том же порядке — массовые проценты, например R12/R22 (75/25). Широко применяющиеся смеси имеют в условном обозначении числа 500, 501 и т.д.

Фреон R502 является смесью: из 48,8 % фреона R22 и 51,2 % фреона R115. Его нормальная температура кипения составляет  $-45,6^\circ\text{C}$ , теплота парообразования примерно в 1,5 раза меньше, чем у R22, а объемная холодопроизводительность больше, чем у каждого из составляющих веществ. По сравнению с R22 он имеет значительно меньшую температуру конца сжатия. Фреон R502 не взрывоопасен и не горюч. В масле растворяется меньше, чем R-22. Используется в низкотемпературных холодильных установках. Характеристика R502 приведена в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Температура, °С	
кипения	– 29
всасываемого пара	18, 3
конденсации	49
Давление, МПа	
в испарителе	0,207
в конденсаторе	2,072
Степень сжатия	10,02
Холодопроизводительность нетто, Вт·ч/кг	29,24
Объем насыщенной жидкости при 49°С, м <sup>3</sup> /кг	0,664
Количество циркулирующей жидкости на 1000 Вт холодопроизводительности, м <sup>3</sup> /ч	0,0321
Плотность пара при 18, 3°С, кг/м <sup>3</sup>	9,8753
Объемная производительность компрессора на 1000 Вт холодопроизводительности, м <sup>3</sup> /ч	3,46
Холодопроизводительность, Вт/м <sup>3</sup>	236
Теплота сжатия, кДж/кг	52,382
Температура нагнетания в компрессоре, °С	93,3
Мощность на 1000 Вт холодопроизводительности, кВт	0,495

Термодинамические свойства хладагентов и относительные размеры компрессоров (при одинаковой объемной холодопроизводительности) указаны в табл. 1.10.

Таблица 1.10

Хладагент	Давление конденсации при 30 °С, МПа	Давление кипения при –15 °С, МПа	Массовая холодопроизводительность, кДж/кг	Объемная холодопроизводительность, кДж/м <sup>3</sup>	Относительные размеры компрессоров
Аммиак	11, 67	2, 35	1104, 5	2170, 4	1
Хладон R12	7, 45	1, 82	110, 6	1280, 5	1, 69
R-22	12, 00	3, 00	161, 7	2044, 7	1, 06
R-142	3, 93	0, 79	179, 2	650, 7	3, 33

*Примечание.* При сравнении размеры аммиачного компрессора приняты за единицу.

Тепловой расчет термодинамического цикла холодильной машины обычно выполняют с помощью диаграмм состояния или паровых таблиц рабочего тела. Стремление применить для этой цели

современные расчетные методы связано с использованием соответствующих уравнений состояния. Пары практически всех хладагентов представляют собой реальные газы; для аналитической связи их параметров — давления — плотности — температуры предложено большое число уравнений состояния. Теоретически хорошо обосновано и удобно для расчетов с использованием ЭВМ вириальное уравнение Боголюбова-Майера:

$$P = z\rho RT = \left[ 1 + \sum_{i=1} \left( \sum_{j=1} \frac{b_{ij}}{\tau^j} \rho^i \right) \right] \rho RT \quad (1.48)$$

где  $P$ ,  $\rho$ ,  $T$  — параметры состояния хладагента (давление, плотность, температура);  $R$  — газовая постоянная;  $z$  — коэффициент сжимаемости;  $b_{ij}$  — коэффициенты разложения;  $\tau = T/T_{кр}$  — приведенная температура;  $T_{кр}$  — критическая температура хладагента.

Значения коэффициентов разложения для хладагентов транспортных холодильных установок представлены в табл. 1.11. Для них  $z < 1$ , т.е. пары этих хладагентов обладают большей сжимаемостью, чем идеальный газ, у которого  $z = 1$ .

Таблица 1.11

$j$				
$i$	0	1	2	3
R12				
1.	1, 356	2, 133	-1, 394	0
2.	-25, 051	50, 031	-23, 437	0
3.	86, 844	-159, 574	72, 350	0
4.	-107, 783	155, 610	-44, 569	0
5.	83, 232	-89, 497	0	0
6.	-33, 033	36, 338	0	0
R22				
1.	3, 512	-9, 852	7, 592	-3, 716
2.	3, 658	-18, 473	29, 593	-12, 683
3.	-8, 616	56, 067	-89, 648	42, 085
4.	1, 966	-43, 810	62, 858	-18, 976
5.	7, 101	38, 225	-50, 319	0
6.	-19, 332	0	20, 003	0
7.	8, 997	-5, 988	0	0



<i>j</i>				
<i>i</i>	0	1	2	3
R717				
1.	4, 535	-14, 682	13, 589	-9, 913
2.	43, 107	-46, 042	46, 090	12, 864
3.	-280, 130	421, 667	-159, 688	10, 473
4.	1029, 089	-1060, 964	35, 905	-0, 956
5.	-2009, 954	1732, 929	2, 251	0
6.	1785, 179	-979, 702	0	0
7.	-596, 500	0	0	0

В холодильных машинах с поршневыми компрессорами масло и хладагент перемешиваются. Масла, используемые в холодильной технике, растворимы в жидких хладагентах и полностью смешиваются с ними при комнатной температуре.

Любое масло, циркулирующее в холодильной системе, подвергается попеременному воздействию очень высокой и очень низкой температур. В связи с критическим характером смазки при данных экстремальных условиях и учитывая повреждения, которые могут быть нанесены системе парафином или другими примесями, присутствующими в масле, необходимо применять только высокоррафинированное масло, специально созданное для холодильных установок.

Нафтеновые масла более растворимы в хладагентах, чем парафиновые. Разделение маслофреоновой смеси на отдельные слои может иметь место при использовании того и другого типа масла. Однако разделение нафтеновых масел происходит при несколько более низкой температуре. Это разделение необязательно влияет отрицательно на смазочные свойства масла, но могут возникнуть трудности в подаче масла к рабочим частям системы.

В связи с тем, что масло должно проходить через цилиндры компрессора для обеспечения смазки движущихся частей, небольшое количество масла всегда циркулирует вместе с хладагентом. Масло плохо смешивается с паром хладагента. Поэтому масло нормально циркулирует в системе только в том случае, если поток пара хладагента имеет достаточную интенсивность. Если интенсивность потока недостаточно высока, масло остается в нижней части трубо-

провода. В результате ухудшается теплопередача и возможна нехватка масла в компрессоре. Отделение масла увеличивается критически при понижении температуры кипения хладагента. Для возврата масла в компрессор требуется соответствующая конфигурация трубопроводов хладагента.

В герметичной системе имеет место явление притягивания жидкого хладагента к маслу. Жидкий хладагент испаряется и перемещается через систему в картер компрессора, несмотря на то, что нет разности давлений для создания этого движения. Когда пар хладагента поступает в картер компрессора, он снова конденсируется. Перемещение хладагента продолжается до тех пор, пока масло в картере компрессора не будет насыщено жидким хладагентом.

Избыточное количество жидкого хладагента в картере компрессора является причиной бурного пенообразования при кипении. В результате все масло может быть унесено из картера компрессора. Поэтому необходимо предусмотреть некоторые меры, например, установить подогреватель картера для предотвращения аккумуляции избыточного количества жидкого хладагента в картере компрессора.

Хладагенты R22 и R502 менее растворимы в масле, чем R12. Для возврата масла в картер компрессора определяющими факторами при использовании этих двух хладагентов являются соответствующая конфигурация трубопроводов и конструкция системы.

**Транспортировку и хранение хладагентов** осуществляют с соблюдением особых правил безопасности. Аммиак перевозят в специальных железнодорожных теплоизолированных цистернах, оборудованных предохранительными устройствами. Хладон R12 в цистернах поставляют по согласованию с заказчиком. Хладагенты хранят и транспортируют также в стальных герметичных баллонах, бочках, контейнерах и других сосудах, рассчитанных на избыточное давление не менее 1,2 МПа и соответствующих требованиям Госгортехнадзора России. Баллоны, наполненные хладагентом, представляют опасность как сосуды, находящиеся под избыточным давлением.

Запорные вентили баллонов должны иметь правую резьбу на боковом штуцере. На корпусе баллона не должно быть раковин, трещин и свищей. Внутренняя поверхность новых баллонов, а также прошедших ремонт и освидетельствование должна быть очищена от грязи, ржавчины, тщательно просушена и осмотрена. Внутри

баллонов не допускается наличие окалины. На корпус наносят надписи, указывающие порядковый номер баллона, массу тары с арматурой с точностью до 0,2 кг, год изготовления, дату освидетельствования, емкость, л, давление рабочее и пробного гидравлического испытания, МПа.

Баллоны для аммиака окрашивают в желтый цвет и наносят черной краской надпись «Аммиак», баллоны для хладона R12 и фреонов — в серебряный цвет. Надпись «Хладон R12» наносят черной или красной краской (соответственно для фреонов). При использовании сосудов из нержавеющей стали наружную их поверхность не окрашивают.

Хладон R12 разрешается перевозить любым видом транспорта. У заполненных баллонов выходные штуцера вентиля должны быть закрыты глухими гайками или фланцами с прокладкой из паронита или фторопласта. Баллоны, находящиеся в эксплуатации, подвергают освидетельствованию (осмотр поверхности, проверка массы и объема, гидравлическое испытание) не реже чем через 5 лет. Запрещается ремонтировать и очищать баллоны с хладагентом, ударять молотком по их колпакам и допускать падение. Заглушки на вентилях отворачивают осторожно, направляя при этом выходное отверстие в сторону от работающего. Хранят баллоны с хладагентами в складах, изолированных от охлаждаемых помещений и жилых зданий. Гарантийный срок хранения хладона R12 12 месяцев. После использования пустые сосуды возвращают для заполнения хладагентом с избыточным давлением не менее 0,05 МПа. На каждый литр вместимости сосуда подают не более 1,1 кг жидкого хладона R12 или 0,57 кг жидкого аммиака. При заполнении баллонов применяют резиновые шланги или трубки, испытанные давлением 2 МПа.

При работе с хладоном R12 и фреонами, а также при промывке и обработке аппаратуры и тары из-под них необходимо пользоваться защитными очками или масками из органического стекла, противогазами марки БКФ, резиновыми перчатками, хлопчатобумажными халатами. В помещениях, где проводят работы с хладагентами, запрещается курить, включать электронагревательные приборы и применять открытый огонь без принятия специальных мер предосторожности (усиленная вентиляция помещения или работа в

противогазе). При повреждении емкостей с хладагентом всем работающим необходимо покинуть помещение. Продолжать работы можно только после полного проветривания помещения или в шланговом изолирующем противогазе.

### 1.12.2. Теплоносители

**Теплоноситель** (хладоноситель) — это промежуточное вещество, предназначенное для отвода тепла от охлаждаемых объектов и передачи его хладагенту. Такая передача тепла обычно происходит на некотором расстоянии от охлаждаемого объекта. Теплоносители подразделяются на жидкие и газообразные. К жидким относятся вода, рассолы (водные растворы солей), растворы этиленгликоля, глицерин и др. Газообразными теплоносителями являются воздух и другие газы.

К теплоносителям предъявляются следующие требования: низкая температура замерзания и незначительная вязкость при низких температурах; достаточно высокая теплоемкость; дешевизна, безвредность, негорючесть, нейтральность к конструкционным материалам; стабильность свойств.

Наиболее доступные теплоносители: воздух, вода и водные растворы солей.

**Атмосферный воздух** — это собой смесь различных газов. Основные его параметры: влажность (абсолютная и относительная), влагосодержание, энтальпия (теплосодержание), теплоемкость, теплопроводность. В воздухе всегда имеется от нескольких десятых долей процента до 3—4 % водяных паров. Влажный воздух обычно рассматривают как смесь двух идеальных газов: сухого воздуха и водяного пара.

Содержание в воздухе водяных паров в отличие от состава сухого воздуха колеблется в довольно больших пределах. Вне помещений содержание водяных паров зависит от времени года, погоды и местных климатических условий. В помещениях их содержание, кроме того, зависит от конкретных условий и в первую очередь от относительного (к объему помещения) количества присутствующих людей.

Максимальное содержание водяных паров в воздухе определяется пределом насыщения, при котором дальнейшее увеличение содер-

жания паров не происходит, так как они начинают конденсироваться и выпадать в виде капель воды, а при температурах ниже 273 К (0 °С) — в виде инея. Чем выше температура воздуха, тем больше в нем может содержаться водяных паров и каждой данной температуре соответствует свой определенный предел насыщения. Поэтому если температура влажного воздуха понижается, то при достижении определенного уровня, называемого точкой росы, происходит конденсация находящихся в нем водяных паров с выпадением росы или инея. В этом состоянии воздух называется насыщенным.

Предел насыщения воздуха водяными парами зависит также и от его давления. Однако давление атмосферного воздуха в его нижних зонах изменяется в очень незначительных пределах и поэтому в процессах, связанных с кондиционированием воздуха на железнодорожном транспорте, им пренебрегают.

Сухой воздух в насыщенном состоянии в пределах температур и давлений, имеющих место в процессах кондиционирования, по своим физическим свойствам близок к идеальным газам и подчиняется законам идеальных газов.

В кондиционировании воздуха при расчётах, связанных с определением объемов воздуха (например, при расчетах производительности вентиляции и скоростей движения воздуха в воздуховодах), влажностью воздуха обычно пренебрегают. В теплотехнических расчетах, связанных с использованием теплоемкости и теплосодержания воздуха, его всегда рассматривают как смесь из двух составляющих: сухого воздуха и водяного пара.

Масса водяных паров, содержащаяся в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха, называется его абсолютной влажностью, измеряемой в килограммах.

Отношение количества содержащихся в воздухе водяных паров к их количеству, насыщающему воздух при тех же температуре и давлении, называется относительной влажностью  $\varphi$ . Относительную влажность воздуха принято выражать в процентах. Для совершенно сухого воздуха  $\varphi = 0\%$ , для насыщенного  $\varphi = 100\%$ .

Масса водяных паров, содержащаяся в 1 кг сухого воздуха, называется его влагосодержанием и обозначается буквой  $x$  (кг/г). Величина  $x$  всегда является дробной, что неудобно для расчетов, поэтому влагосодержание, как правило, выражают в размерности г/кг и обозначают буквой  $d$ .

Количество тепла, которое содержится в 1 кг воздуха, зависит от его температуры  $t$  и влагосодержания  $d$ , называется удельным теплосодержанием (или удельной энтальпией) и обозначается буквой  $I$ . При определении теплосодержания воздуха учитывается скрытая теплота парообразования воды, равная 2491,15 кДж/кг.

Удельное теплосодержание влажного воздуха равно сумме удельных теплосодержаний сухого воздуха и содержащегося в нем водяного пара. Оно определяется по формуле (кДж/кг):

$$I = 1,084t + \frac{d}{1000} (2491 + 1,926t).$$

Приведенные выше понятия — относительная и абсолютная влажность воздуха — по своему значению принципиально различны.

Относительная влажность воздуха имеет большое гигиеническое значение и, наоборот, с точки зрения теплотехнических расчетов относительная влажность воздуха значения не имеет.

Абсолютная влажность воздуха (в килограммах на кубометр сухого воздуха) или его влагосодержание (в килограммах или граммах на килограмм сухого воздуха) сами по себе без учета температуры на организм человека не действуют. При теплотехнических же расчетах, связанных с кондиционированием воздуха, эти параметры имеют первостепенное значение.

Для уяснения сказанного следует учитывать, что высокая относительная влажность может соответствовать низкому влагосодержанию и наоборот.

Например, при  $\varphi = 100\%$  и  $t = 5\text{ }^\circ\text{C}$  влагосодержание  $d = 5,4\text{ г/кг}$ , при  $\varphi = 70\%$  и  $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$   $d = 10,5\text{ г/кг}$ , при  $\varphi = 40\%$  и  $t = 35\text{ }^\circ\text{C}$   $d = 14,8\text{ г/кг}$ .

Соотношение основных параметров влажного воздуха — температуры, относительной влажности, влагосодержания, удельного теплосодержания — можно определять по специальным таблицам или по диаграмме  $I-d$  влажного воздуха, впервые предложенной профессором Л. К. Рамзиным ( $I-d$ -диаграмма приведена на рис 1.28).

Эта диаграмма представляет собой графическую интерпретацию уравнения энтальпии влажного воздуха. Она выражает в графическом виде связь основных параметров влажного воздуха ( $\tau$ ,  $\varphi$ ,  $p_{\text{II}}$ ,  $d$ ,  $I$ ).

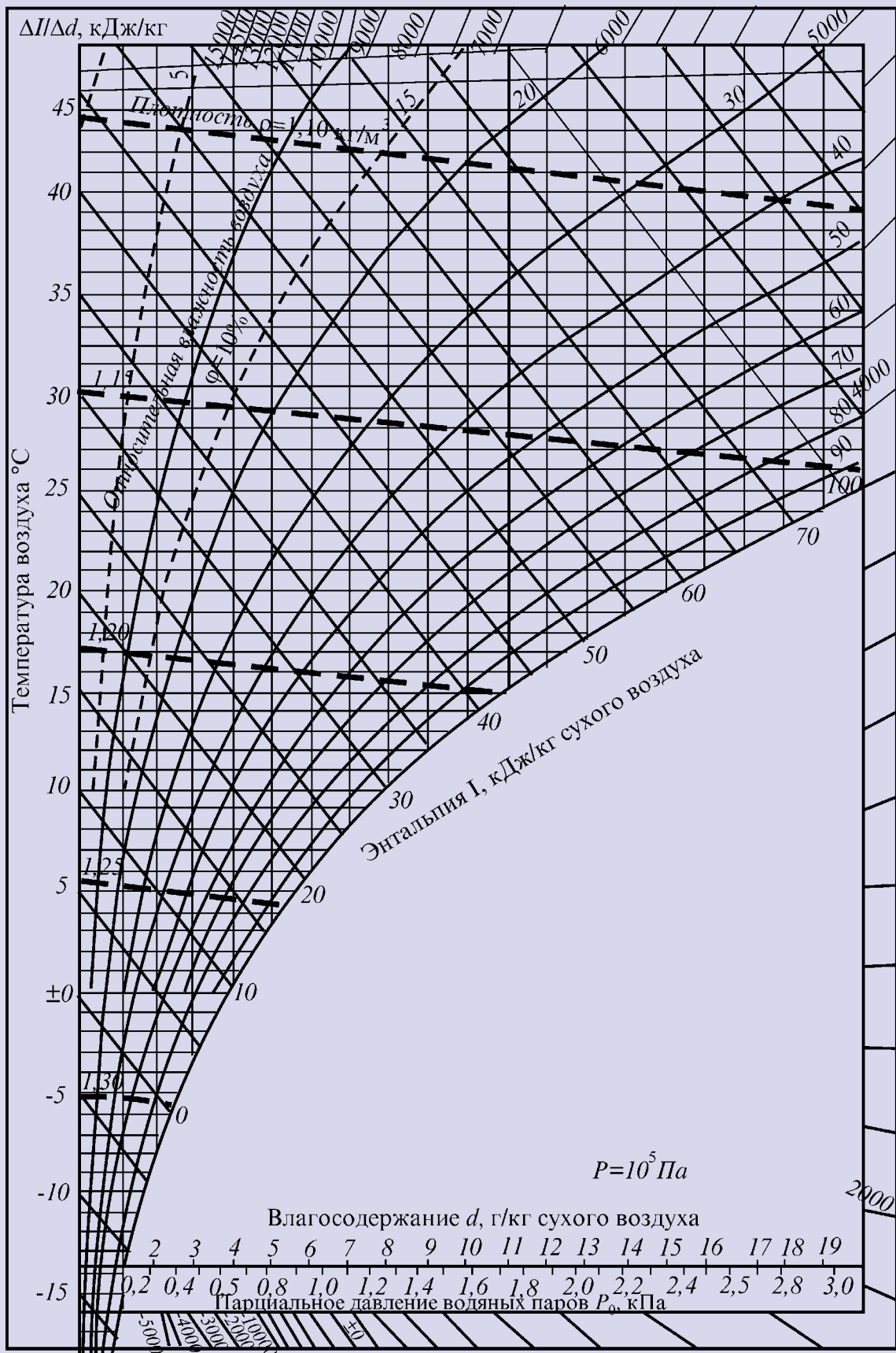


Рис. 1.28.  $I$ — $d$ -диаграмма влажного воздуха при давлении  $10^5 \text{ Па}$

Диаграмма составляется для давления воздуха  $P = 750$  мм рт. ст. =  $= 10^5$  Па или для давлений 760 и 745 мм рт. ст. Такие относительно небольшие различия барометрического давления мало влияют; в технических расчетах можно допустить применение  $I$ — $d$ -диаграмм, построенных при любом из указанных значений давления.

$I$ — $d$ -диаграмма построена в косоугольной системе координат. Вертикальная ось ординат, на которой отложены значения энтальпий  $I$ , проходит под углом  $135^\circ$  к оси абсцисс со значениями влагосодержаний  $d$ . Для удобства отсчета влагосодержаний ось абсцисс на диаграмму не наносится, а вместо нее через начало координат проводится вспомогательная горизонтальная линия, на которой откладываются значения влагосодержаний. Вертикали, проведенные через полученные точки, представляют линии постоянного влагосодержания  $d = \text{const}$ . На оси ординат вверх и вниз, от точки  $O$ , соответствующей.

$I = 0$  и  $d = 0$ , отложены значения энтальпии и проведены линии  $I = \text{const}$  параллельно оси абсцисс, т.е. под углом  $135^\circ$  к вертикали. На полученной сетке из параллелограммов строятся прямые линии изотерм ( $t = \text{const}$ ) и кривые линии постоянной относительной влажности ( $\varphi = \text{const}$ ). Нижняя кривая  $\varphi = 100\%$  характеризует состояние насыщенного воздуха (кривая насыщения).

На  $I$ — $d$ -диаграмму наносятся также значения парциальных давлений водяного пара  $P_{\text{II}}$ .

Точка на  $I$ — $d$  диаграмме обозначает вполне определенное состояние воздуха, положение точки определяет его параметры: температуру, относительную влажность, влагосодержание, энтальпию, парциальное давление. Прямая линия, соединяющая любые две точки, соответствует некоторому термодинамическому процессу перехода из одного состояния в другое. Если параметры начального и конечного состояния воздуха соответственно  $d_0$  и  $I_0$ ,  $d$  и  $I$ , то отношение

$$\frac{I - I_0}{d - d_0} \cdot 10^3 = \varepsilon \quad (1.49)$$

называется *угловым коэффициентом луча тепловлажностного процесса*, характеризующим изменение состояния воздуха. Угловым коэффициентом — размерность кДж/кг влаги показывает, какое количество тепла получает или отдает воздух на каждый 1 кг воспринятой или отданной влаги.



Рассмотрим некоторые характерные точки на  $I$ — $d$ -диаграмме (рис. 1.29). Если из произвольной точки  $A$  провести луч  $AB$  по вертикали ( $d = \text{const}$ ), то процесс будет характеризовать нагревание воздуха без изменения его влагосодержания. Если провести луч  $AB$  до пересечения с кривой насыщения, то этот луч будет представлять процесс охлаждения, а точка  $B$  — точку росы (соответствующая ей температура  $t_p$  — температура точки росы). Если воздух в состоянии, определяемом точкой  $A$ , увлажнять без подвода или отвода тепла, то процесс, характеризующийся линией  $AG$ , будет происходить без изменения энтальпии ( $I = \text{const}$ ). Точка  $G$  на пересечении этой линии с кривой насыщения называется точкой мокрого термометра, а соответствующая ей температура  $t_M$  — **температурой мокрого термометра** (температура влажного воздуха в процессе адиабатического увлажнения при условии полного насыщения). Зная температуры по мокрому и сухому термометрам, можно определить относительную влажность воздуха, что используется в психрометрических методах определения этой величины.

При изотермическом насыщении воздуха водяными парами ( $I = \text{const}$ ) его состояние при полном насыщении определится пересечением изотермы, проведенной из точки  $A$  до пересечения с пограничной кривой в точке  $D$ , называемой точкой изотермического увлажнения воздуха. В процессе, определяемом линией  $AD$ , влагосодержание и энтальпия увеличиваются.

При кондиционировании воздуха происходят более сложные процессы, чем рассмотренные при постоянных значениях  $d$ ,  $I$ ,  $t$ . По линии  $AE$  происходит охлаждение и осушка, а по  $AЖ$  — нагревание и увлажнение воздуха. В различных случаях изменения состояния воздуха угловой коэффициент может изменяться от  $+\infty$  до  $-\infty$ .

Если влажный воздух отдает тепло и влагу ( $I < I_0$ ;  $d < d_0$ ), то это соответствует процессу охлаждения и одновременной осушки воздуха. Угловой коэффициент в этом случае представляется в следующем виде;

$$\varepsilon = \frac{I - I_0}{d - d_0} \cdot 1000 = \frac{-\Delta I}{-\Delta d} \cdot 1000 > 0.$$

В случае отдачи тепла при неизменном влагосодержании процесс характеризуется лучом, параллельным линии  $d = \text{const}$ , и направлен вниз:

$$\varepsilon = \frac{I - I_0}{d - d_0} \cdot 1000 = \frac{-\Delta I}{0} \cdot 1000 = -\infty.$$

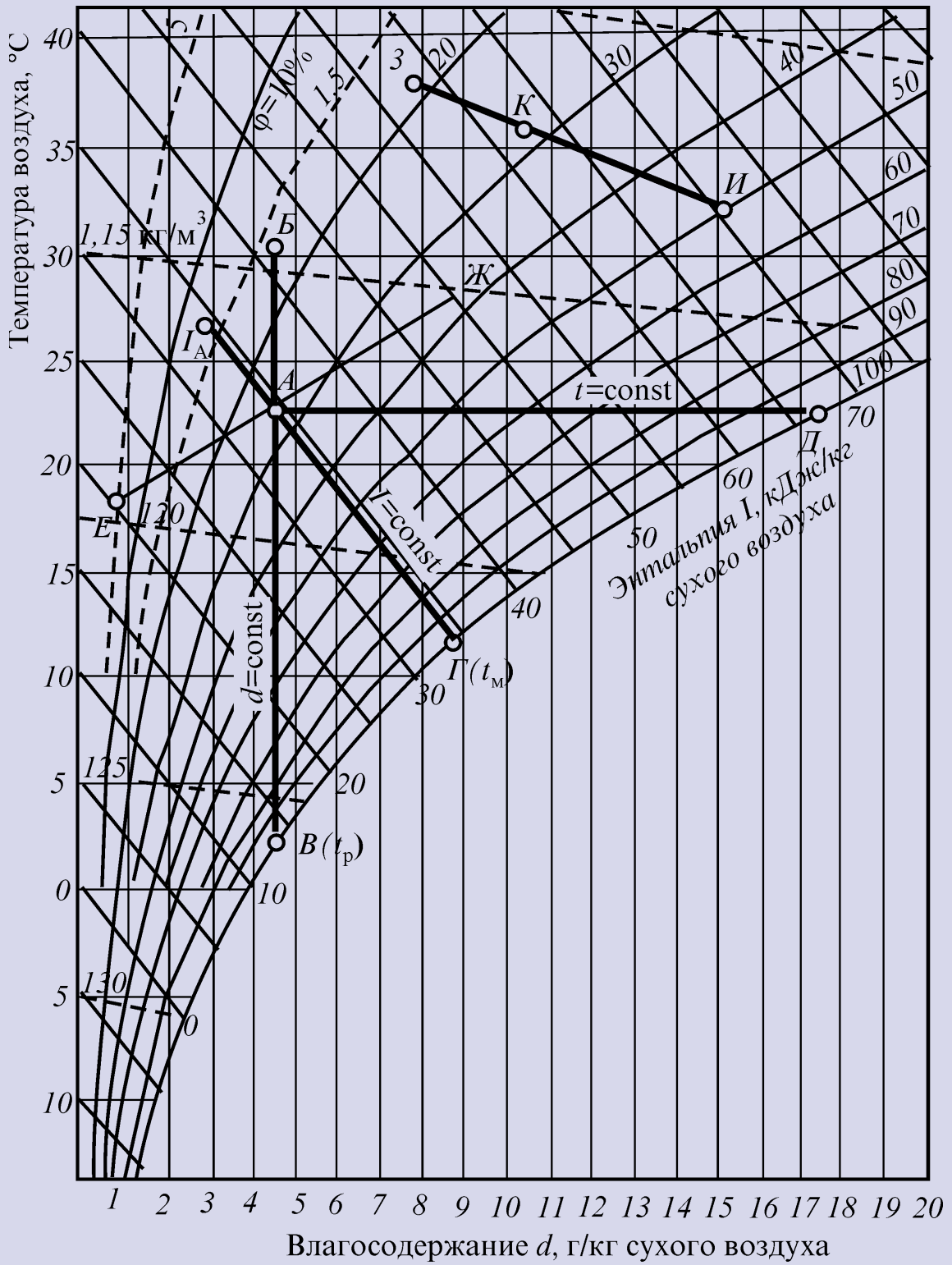


Рис. 1.29. Некоторые характерные точки и процессы на  $I$ — $d$ -диаграмме

Если влажный воздух получает влагу при неизменной энтальпии (адиабатический процесс), то луч процесса направлен по линии  $I = \text{const}$  и, следовательно, угловой коэффициент

$$\varepsilon = \frac{I - I_0}{d - d_0} \cdot 1000 = \frac{0}{d - d_0} \cdot 1000 = 0.$$

В случае нагревания влажного воздуха при неизменном влагосодержании процесс будет характеризоваться лучом, параллельным линии  $d = \text{const}$  и направленным вверх:

$$\varepsilon = \frac{I - I_0}{d - d_0} \cdot 1000 = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 1000 = +\infty.$$

При одновременном поглощении тепла и влаги направление луча процесса будет характеризоваться угловым коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{I - I_0}{d - d_0} \cdot 1000 = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 1000 > 0.$$

При кондиционировании воздуха в пассажирских вагонах происходит смешивание двух потоков влажного воздуха, наружного и рециркуляционного (из помещения вагона) с последующим охлаждением смеси. Параметры смеси могут быть определены аналитически или по  $I$ — $d$ -диаграмме. Если смешивается  $m_1$  кг воздуха с параметрами  $t_1$ ,  $d_1$ ,  $I_1$  с  $m_2$  кг воздуха с параметрами  $t_2$ ,  $d_2$ ,  $I_2$ . то параметры смеси, имеющей массу  $m = m_1 + m_2$ , могут быть рассчитаны по балансу тепла и влаги. Влагосодержание, температура и энтальпия будут соответственно:

$$d = \frac{m_1 d_1 + m_2 d_2}{m};$$

$$t = \frac{m_1 t_1 + m_2 t_2}{m};$$

$$I = \frac{m_1 I_1 + m_2 I_2}{m}.$$

Если смешивается масса воздуха  $m_1$  с параметрами, определяемыми на  $I-d$ -диаграмме точкой  $З$  (рис. 1.29), и масса воздуха  $m_2$  с параметрами, определяемыми на  $I-d$ -диаграмме точкой  $И$ , то параметры смеси представляются точкой  $К$ , расположенной на отрезке прямой  $ЗИ$ , причем должно выполняться отношение

$$ЗК/КИ = m_2/m_1,$$

т.е. точка  $К$  делит линию  $ЗИ$  на отрезки, обратно пропорциональные массам составных частей.

Для определения всех параметров влажного воздуха по  $I-d$ -диаграмме достаточно знать только два параметра.

$I-d$ -диаграмма широко применяется для расчета процессов изменения температурно-влажностного состояния воздуха в системе кондиционирования воздуха пассажирского вагона.

Для освоения  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха рассмотрим решения следующих задач:

1. Определить относительную влажность воздуха по температурам сухого термометра  $t = 27^\circ\text{C}$  и мокрого термометра психрометра Ассмана  $t_M = 18^\circ\text{C}$ .

Находим на левой кромке диаграммы температуру  $18^\circ\text{C}$ . Далее находим точку пересечения изотермы  $18^\circ\text{C}$  с кривой насыщения (точка  $A'$ ) и из этой точки параллельно наклонным штриховым линиям проводим прямую до пересечения с изотермой  $27^\circ\text{C}$  (точка  $A$ ). Относительная влажность воздуха определяется положением точки  $A$ , которая находится немного выше кривой  $\varphi = 40\%$ . По масштабу с учетом его нелинейности (расстояние между  $\varphi = 30\%$  и  $\varphi = 31\%$  больше, чем между  $\varphi = 39\%$  и  $\varphi = 40\%$ ) примерно определяем искомое значение  $\varphi_A = 39\%$ .

2. Определить точку росы, т.е. температуру, при которой из охлаждаемого воздуха с начальной температурой  $30^\circ\text{C}$  и относительной влажностью  $40\%$  начнет выпадать влага.

Находим на диаграмме точку, отвечающую указанным значениям, соединяем эту точку линией влагосодержания с кривой насыщения и по изотермам находим искомую температуру, которая в данном случае составляет  $15,3^\circ\text{C}$ .

В этом примере вследствие его простоты на диаграмме не отмечены линии построения и сама точка.

3. Найти теплосодержание и влагосодержание воздуха, имеющего температуру  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительную влажность  $70\%$ .

На пересечении изотермы  $t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  и кривой относительной влажности  $\varphi = 70\%$  отмечаем точку  $B$ , которая лежит между линиями теплосодержаний  $60$  и  $65$  (ближе к  $60$ ) кДж/кг. По масштабу определяем теплосодержание  $i = 62,7$  кДж/кг. Проведя из точки  $B$  линию, параллельную линиям влагосодержаний, до нижней кромки диаграммы, таким же образом по масштабу найдем влагосодержание  $d = 14,3$  г/кг.

Из приведенных примеров легко уяснить, что, зная два любых параметра влажного воздуха, можно по  $I$ — $d$ -диаграмме установить все остальные.

$I$ — $d$ -диаграмма дает возможность не только определять параметры воздуха, но может быть использована и для графических расчетов процессов температурно-влажностного изменения его состояния. В частности, при помощи этой диаграммы можно определять параметры смеси различных количеств воздуха, имеющих разные параметры, что часто приходится делать при расчетах установок кондиционирования воздуха.

Предположим, необходимо определить температуру, удельные влагосодержание, теплосодержание и относительную влажность смеси воздуха, состоящей из одной части с массой  $G_1 = 500$  кг, температурой  $t_1 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительной влажностью  $\varphi = 30\%$  и другой части с массой  $G_2 = 1100$  кг, температурой  $t_2 = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительной влажностью  $\varphi_2 = 70\%$ .

Графическое решение задачи выполняется просто: находим на диаграмме точки  $B$  и  $\Gamma$ , отвечающие параметрам соответственно первой и второй составляющих, соединяем их прямой, откладываем на этой прямой отрезки обратно пропорционально массам (или долям) составляющих и находим точку  $D$ , по которой определяем указанными выше способами искомые параметры смеси  $t_{\text{см}} = 30,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $d_{\text{см}} = 14,85$  г/кг,  $I_{\text{см}} = 68,7$  кДж/кг и  $\varphi_{\text{см}} = 53\%$ . Искомая точка  $D$  смеси всегда расположена ближе к точке той из составляющих, масса которой больше.

Расчетное решение этой же задачи значительно сложнее:

$$t_{\text{см}} = \frac{t_1 G_1 + t_2 G_2}{G_1 + G_2} = \frac{40 \cdot 5 + 26 \cdot 11}{5 + 11} = 30,37\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для расчета  $d_{\text{см}}$  и  $I_{\text{см}}$  необходимо предварительно по таблицам или по  $I$ — $d$ -диаграмме определить значения  $I$  и  $d$  составляющих частей воздуха (которыми при графическом решении мы даже не интересовались):

$$d_{\text{см}} = \frac{d_1 G_1 + d_2 G_2}{G_1 + G_2} = \frac{14,3 \cdot 5 + 15,1 \cdot 11}{5 + 11} = 14,85 \text{ г/кг};$$

$$I_{\text{см}} = \frac{I_1 G_1 + I_2 G_2}{G_1 + G_2} = \frac{77,3 \cdot 5 + 64,6 \cdot 11}{5 + 11} = 68,6 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитать значение  $\varphi_{\text{см}}$ , исходя из исходных значений  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  по формуле, аналогичной трем предыдущим, нельзя вследствие ее нелинейности этим величинам. Поэтому значение  $\varphi_{\text{см}}$  определяют по любым двум из трех уже известных величин, например,  $t_{\text{см}}$  и  $d_{\text{см}}$  или  $t_{\text{см}}$  и  $I_{\text{см}}$ , используя таблицы или  $I$ — $d$ -диаграмму.

**Вода** имеет высокую теплоемкость (в 4 раза выше теплоемкости воздуха), что важно для теплоносителя, но одновременно и высокую температуру замерзания, что существенно ограничивает ее применение в качестве хладоносителя. Она применяется только для температур выше  $0^\circ\text{C}$  (на химических заводах, а также при кондиционировании воздуха, охлаждении напитков, молока и др.)

**Растворы солей** (хлористого кальция  $\text{CaCl}_2$ , поваренной соли  $\text{NaCl}$  и хлористого магния  $\text{MgCl}_2$ ), или рассолы применяют в качестве хладоносителей для температур ниже  $0^\circ\text{C}$ .

Свойства рассолов зависят от концентрации соли в растворе. С уве-

личением концентрации температура замерзания рассола снижается (рис. 1.30). Такое понижение происходит до криогидратной точки КТ, соответствующей температуре замерзания всего рассола в виде однородной смеси кристал-

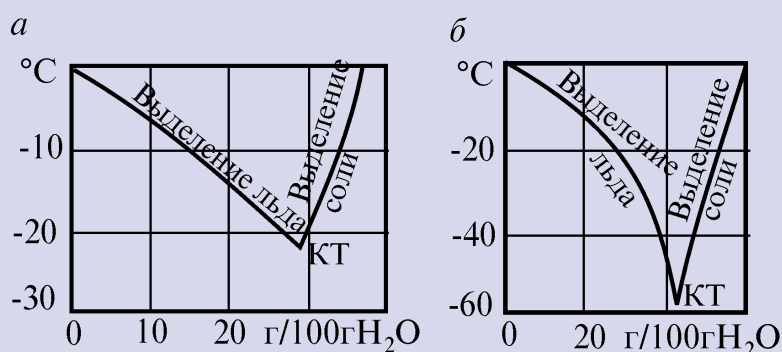


Рис. 1.30. Диаграмма температур затвердевания водных растворов  $\text{NaCl}$  (а) и  $\text{CaCl}_2$  (б)

лов льда и соли (криогидрата). Увеличение концентрации соли выше криогидратного содержания приводит к повышению температуры замерзания рассола (правые ветви кривых на рис. 1.30). При этом будут выделяться кристаллы соли. При замерзании рассола с концентрацией ниже криогидратной точки происходит выделение водного льда.

Криогидратная точка для водного раствора NaCl характеризуется температурой — 21,2 °С и содержанием 29 % (по массе) соли в воде, для растворов CaCl<sub>2</sub> и MgCl<sub>2</sub> — соответственно –55 °С и 42,7 %, –33,6 °С и 27,6 %.

С увеличением концентрации возрастает плотность рассола и снижается его теплоемкость, что приводит к увеличению затрат энергии на циркуляцию в охлаждающей системе. Поэтому при выборе концентрации ограничиваются областью ненасыщенного раствора, лежащей над кривой выделения кристаллов льда.

Раствор хлористого кальция применяют для создания температур до –50 °С, раствор поваренной соли — до –15 °С. Рассолы вызывают усиленную коррозию металла. Разъедающее действие рассолов снижают путем добавления специальных веществ — пассиваторов или ингибиторов (бихромат натрия, едкий натр). Их добавляют, соблюдая правила обращения с едкими веществами, до получения слабощелочной реакции рассола (проверяется фенолфталеином). Плотность раствора определяют при помощи ареометра или взвешиванием 1 л рассола.

Для увеличения срока службы охлаждающих приборов в качестве хладоносителей применяют и менее коррозионно-активные вещества, например водный раствор этиленгликоля (антифриза), температура замерзания которого в зависимости от концентрации приведена ниже.

Содержание этиленгликоля, %	30	40	50	60	70
Температура замерзания, °С	-16	-25,5	-37,2	-51	-67,2

Наряду с интенсивной коррозией рассольным системам свойствен еще один большой недостаток, связанный с необходимостью работы при пониженных температурах кипения, а следовательно, с большей затратой энергии. Поэтому применение установок с промежуточным теплоносителем в каждом конкретном случае должно быть подтверждено технологической необходимостью или соображениями безопасности.

## ГЛАВА 2. КОНСТРУКЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

### 2.1. Компрессоры холодильных машин

#### 2.1.1. Классификация поршневых компрессоров

Поршневые компрессоры холодильных машин классифицируют: *по виду сжимаемого хладагента* — хладоновые, аммиачные, углекислотные и т.д., а также универсальные, рассчитанные на работу с рядом различных хладагентов, чаще всего с хладоном и аммиаком; у отечественных компрессоров унифицированного ряда вид хладагента отражает первая буква условного обозначения: Ф — хладоны, А — аммиак;

*по числу ступеней повышения давления (ступеней сжатия)* — одно- и многоступенчатые (обычно двухступенчатые); в многоступенчатых конструкциях цилиндры всех ступеней komponуют в общем блоке или на общей раме;

*по схеме преобразования вращения вала в возвратно-поступательное движение поршня* — бескрейцкопфные (с кинематической схемой коленчатый вал-шатун — поршень) и крейцкопфные, когда движение от шатуна к поршню передается через ползун (крейцкопф) и шток;

*по характеру движения хладагента в цилиндре* — непрямочные, в которых хладагент в цилиндре меняет направление движения, а неподвижные клапаны размещают в головке цилиндра, и прямочные с неизменяемым направлением движения хладагента, когда один из клапанов, установленный в днище поршня, движется вместе с ним;

*по числу цилиндров* — одно-, двух- и многоцилиндровые (обычно число цилиндров не превышает восьми);

*по расположению цилиндров* — вертикальные, угловые (V- и веерообразные), оппозитные; характер расположения и число цилиндров в угловых компрессорах унифицированного ряда отражают второй буквой условного обозначения соответственно для двух-, четырех- и восьмицилиндровых компрессоров В, У и УУ;

*по степени герметизации* — сальниковые, приводимые в действие выносным двигателем; бессальниковые с встроенным электродвигателем и герметичные, заключенные вместе с двигателем в герметичный кожух; в условное обозначение бессальниковых и герметичных компрессоров унифицированного ряда вводят буквенный индекс БС или Г;



*по способу охлаждения цилиндров* — с воздушным или водяным охлаждением;

*по холодопроизводительности* (холодильной мощности) поршневые компрессоры классифицируют так же, как и холодильные машины, — малой (менее 12 кВт), средней (от 12 до 120 кВт) и большой (свыше 120 кВт) мощности; величину холодопроизводительности компрессоров унифицированного ряда в Мкал/ч при стандартных температурах кипения и конденсации (-15, +30 °С) указывают в числовом индексе условного обозначения компрессора;

*по числу полостей цилиндра* — простого и двойного действия. В компрессорах простого действия сжатие паров происходит только с одной стороны движущегося поршня; в компрессорах двойного действия при каждом ходе поршня с одной его стороны происходит всасывание, с другой — нагнетание; по виду привода — с тепловым (от двигателя внутреннего сгорания), турбинным и электрическим приводом;

*по типу привода* — непосредственно от электродвигателя; с внешним приводом — через муфту (от электрических и тепловых двигателей); через клиноременную передачу;

*по месту установки* — стационарные и транспортные;

*по частоте вращения вала* — тихоходные (до 500 об/мин) и быстроходные (более 500 об/мин).

Существуют и дополнительные конструктивные признаки классификации (по виду рамы, картера, способам охлаждения и смазки компрессора, степени автоматизации и т.п.).

Мелкие и малые поршневые фреоновые компрессоры герметичные, бессальниковые и сальниковые широко применяются в автоматизированных агрегатах на предприятиях торговли и общественного питания. На транспорте используются в холодильниках вагонов-ресторанов и индивидуальных кондиционерах.

Компрессоры средней производительности выполняются преимущественно сальниковыми, прямоточными и непрямоточными, с вертикальным и угловым расположением цилиндров. Как правило, они часть агрегатированных и унифицированных машин. В качестве хладагентов используются хладон R12, фреон R22 и аммиак.

Крупные поршневые компрессоры работают в основном на аммиаке, однако имеются машины, использующие фреоны. Все такие

компрессоры изготавливаются сальниковыми, бескрейцкопфными, простого действия или крейцкопфными двойного действия. Бескрейцкопфные — прямоточные с вертикальным и угловым расположением цилиндров, крейцкопфные — непрямоточные с горизонтальным расположением цилиндров по обе стороны вала.

Эти агрегаты применяются в стационарных установках химической, нефтегазовой и пищевой промышленности.

В России серийно выпускаются следующие типы поршневых компрессоров одно- и двухступенчатого сжатия холодопроизводительностью не менее 5,2 кВт:

ФВБС — фреоновый, вертикальный, одноступенчатый, бескрейцкопфный, бессальниковый;

ФУБС — то же с V-образным расположением цилиндров;

ФУУБС — то же с веерообразным расположением цилиндров;

ФВ — фреоновый, вертикальный, одноступенчатый, бескрейцкопфный, с внешним приводом;

ФУ — то же с V-образным расположением цилиндров;

ФУУ — то же с веерообразным расположением цилиндров;

АВ — фреоновый и аммиачный, вертикальный, одноступенчатый, бескрейцкопфный;

АУ — то же с V-образным расположением цилиндров;

АУУ — то же с веерообразным расположением цилиндров.

Для современных поршневых компрессоров характерны следующие особенности:

снижение габаритных размеров и массы благодаря повышению частоты вращения коленчатого вала до 1500—3000 об/мин;

плавное регулирование производительности;

применение непрямоточной схемы газораспределения для возможности использования встроенных устройств регулирования производительности и облегчения шатунно-поршневой группы;

повышение допустимой степени сжатия и разности давлений на поршень;

универсальность по отношению к хладагентам; расширение номенклатуры устройств, обеспечивающих автоматическую работу.

Надежность компрессора — это вероятность его безотказной работы в течение заданного времени, а также моторесурс до ремонта. Отказ — это нарушение работоспособности узла (детали).

Для большинства компрессоров, работающих в стационарных условиях, моторесурс до среднего ремонта составляет 8—18 тыс. ч, а между капитальными ремонтами — 27—30 тыс. ч. При этом должна обеспечиваться наработка на отказ не менее 2—4 тыс. ч для бес-сальниковых фреоновых компрессоров и не менее 1—1,8 тыс. ч для сальниковых аммиачных. У транспортных холодильных установок эти показатели значительно ниже, что в основном объясняется спецификой работы (удары, вибрации, температурно-влажностные факторы и др.).

Компрессоры транспортных установок разработаны на базе существующих стационарных аналогов с учетом специфических условий эксплуатации, размещения на подвижном составе и особенностей технического обслуживания. Используются как одноступенчатые, так и многоступенчатые компрессоры. К транспортным компрессорам предъявляются следующие требования:

- высокая надежность и долговечность в различных условиях эксплуатации;

- простота и компактность конструкции;

- простота обслуживания, регулировок и ремонта;

- возможность применения агрегатного метода ремонта;

- устойчивость к ударным нагрузкам и повышенным ускорениям (вибротряскоустойчивое исполнение);

- высокие удельные мощностные и энергетические показатели (по отношению к массе, габаритным размерам установки и потребляемой мощности);

- низкая стоимость (включая стоимость изготовления, монтажа, ремонта, обслуживания, снабжения запасными частями);

- широкая стандартизация и унификация агрегатов, узлов и деталей;

- быстрый и безотказный пуск во всех климатических зонах России (при малом времени выхода на номинальные рабочие режимы);

- возможность применения средств технической диагностики.

Могут предъявляться и дополнительные требования: возможность работы на смесях фреонов без дозаправки холодильной установки хладагентом в течение определенного срока эксплуатации и др.

Важным требованием является сохранение исправности и работоспособности энергохолодильного оборудования после соударения вагонов со скоростью набегания до 3 м/с (~105 км/ч) При этом допуска-

ется лишь кратковременное отключение агрегатов с последующим автоматическим восстановлением нормального режима работы.

Надежность холодильного компрессора подвижного состава обеспечивается совершенством конструкции; качеством и точностью обработки, сборки и регулировки деталей; своевременностью проведения технического обслуживания и профилактических работ.

### 2.1.2. Конструкция компрессоров

Поршневые компрессоры холодильных машин малой и средней холодопроизводительности в большинстве случаев выполняют блок-картерными. Конструктивную основу таких компрессоров составляет фасонная отливка (блок-картер) из чугуна или алюминиевых сплавов. В расточки блока запрессовывают тонкостенные втулки-гильзы цилиндров, отлитые из чугуна. Головки (крышки цилиндров) литые; они закрывают цилиндр или группу цилиндров и закрепляют клапанные плиты (обычно с помощью буферной пружины). В компрессорах предусмотрено водяное охлаждение цилиндров и их головок. Для этого в блоке выполняют охлаждающие полости (рубашки). В компрессорах с воздушным охлаждением поверхность блока в верхней части, а также головки обычно выполняют с наружным ребрением.

Подшипниковые узлы и сальники компрессора, размещенные в блок-картере, закрывают крышками. В компрессорах бессальниковой конструкции торцевую расточку блока со стороны приводного электродвигателя также закрывают глухой крышкой.

Поршни компрессоров непрямоточного типа тронковые из чугуна или алюминиевых сплавов. На поршне установлены компрессионные и маслосъемные кольца. При этом маслосъемное кольцо обычно располагают над поршневым пальцем, обеспечивая подачу смазки пальцу. Число уплотнительных колец в холодильных компрессорах выбирают в зависимости от частоты вращения вала. При  $n = (700 \div 1000) \text{ мин}^{-1}$  обычно устанавливают три кольца, при более высокой частоте — два.

Уплотнительные кольца чугунные, в компрессорах повышенной мощности из неметаллических материалов (обычно из фторопласта), что способствует снижению износа зеркала цилиндра и уменьшению потерь трения. Упругость колец из неметаллических материалов обеспечивают эспандером (плоской пружиной), подклады-

ваемой под кольцо. Маслоъемные кольца клиновидные или с кольцевой канавкой, которую отверстиями соединяют с просверленными в поршне каналами для отвода масла в картер.

Поршни компрессоров прямоточного типа сложной конфигурации. В днище такого поршня устанавливают всасывающий клапан; в верхнем поясе наружной поверхности размещены уплотнительные кольца (обычно два-три); средняя часть образует окна для прохода хладагента, всасываемого в цилиндр, в нижнем поясе располагают поршневой палец, а под ним — маслоъемное кольцо.

Шатуны поршневых холодильных компрессоров изготавливают из кованого или штампованного чугуна; верхняя головка шатуна неразъемная, а нижняя имеет прямой или косой разъем.

В многоцилиндровых конструкциях двухколенные валы выполняют двухопорными; их устанавливают в подшипниках скольжения или качения. К шатунной шейке такого вала присоединяют до четырех шатунов. Выходную часть вала в компрессорах с внешним приводом тщательно уплотняют для предотвращения утечки хладагента. Обычно уплотнение выполняют кольцевыми пружинными или сильфонными сальниками. Наибольшее распространение имеют одно- или двусторонние кольцевые пружинные сальники с неподвижными металлографитовыми кольцами, уплотненными резиновыми или фторопластовыми втулками, устойчивыми против воздействия хладагента и масла. Для дополнительного уплотнения вала и охлаждения трущихся частей в сальниковую камеру подают масло из системы смазки.

Система смазки поршневых холодильных компрессоров малой и средней холодопроизводительности комбинированная: часть поверхностей трения обеспечивают подачей масла под давлением, создаваемым масляным насосом, часть — разбрызгиванием, т.е. масляным туманом, оседающим на поверхностях трения. В качестве насосов в большинстве случаев используют шестеренчатые с непосредственным приводом от вала компрессора или от вспомогательного вала, связанного с коленчатым шестеренным приводом. От насоса масло под давлением поступает к коренным шейкам, а далее по каналам в теле коленчатого вала к шатунным. Очищается масло в фильтре грубой очистки на входе в насос и тонкой очистки на выходе из него. Иногда на входе в фильтр грубой очистки устанавливают магнитный фильтр.

**Физико-механические свойства масел для компрессоров  
транспортных холодильных установок**

Показатели	Марка масла					
	ХА	ХА-23	ХА-30	ХФ12-18	ХФ22-24	ХФ22с-16
Вязкость кинематическая при температуре 50 °С, мм <sup>2</sup> /с	11,5-14,5	22-24	28-32	18	24,5-28,4	16
Температура вспышки, °С, не ниже	160	175	185	160	125	225
Температура застывания, °С, не выше	-40	-38	-38	-40	-55	-58
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	0,10	0,07	0,07	0,03	0,05	0,35
Зольность, %, не более	0,010	0,005	0,005	—	—	—

На нагнетательной линии насоса размещают перепускной клапан, который позволяет направлять масло в обход фильтра при недопустимом повышении давления из-за загрязнения фильтра.

Для смазки холодильных поршневых компрессоров используют минеральные или синтетические масла марки Х (вторая буква в условном обозначении масла относится к хладагенту, на котором работает компрессор: А — аммиак; Ф12 — R12 и Ф22 — R22). Физико-механические свойства масел для компрессоров транспортных холодильных установок приведены в табл. 2.1.

Ведутся работы по созданию поршневых компрессоров малой и средней холодопроизводительности без смазки цилиндров. Уплотнительные и специальные направляющие поршневые кольца таких компрессоров выполняют из полимерных композиционных материалов; шатунные подшипники изготавливают из антифрикционных самосмазывающих материалов с графитно-полимерной основой.

Наиболее ответственный элемент поршневого компрессора, определяющий надежность и экономичность его работы — клапаны, конструктивно состоящие из седла, замыкающего элемента и ограничителя подъема. К клапанам предъявляют следующие требования: минимальные потери давления при минимальных габаритных размерах и мертвых объемах, максимальная плотность и долговечность.

**Оптимальные значения высоты подъема  
закрывающего элемента клапана**

Частота вращения вала компрессора, мин <sup>-1</sup>	Высота подъема закрывающего элемента клапана, мм	
	кольцевого	полосового
До 500	2,5-3,0	4,5-5,0
-    - 750	2,0-2,5	3,5-4,0
-    - 1000	1,4-1,8	2,4-2,6
-    - 1200	1,3-1,7	2,0-2,2
-    - 1500	1,1-1,5	1,8-2,0

В компрессорах малой и средней холодопроизводительности используют кольцевые и полосовые клапаны. В кольцевых закрывающий элемент выполнен в виде кольцевой пластины толщиной от 0,5 до 1,5 мм. Пластина прижимается к седлу цилиндрическими пружинами, в полосовых — в виде тонких пластин, свободно лежащих на седле. Высоту подъема закрывающего элемента устанавливают в зависимости от частоты вращения вала компрессора. Оптимальные значения высоты подъема приведены в табл. 2.2.

В непрямоточных компрессорах малой, а иногда и средней холодопроизводительности всасывающие и нагнетательные клапаны одного цилиндра часто размещают на общей клапанной плите, что существенно упрощает установку и замену клапанов. Однако такая конструктивная компоновка приводит к интенсивному теплообмену между полостями всасывания и нагнетания, а следовательно, к ухудшению объемных и энергетических показателей компрессора.

### **2.1.3. Винтовые и роторные холодильные компрессоры**

Несмотря на широкое использование в холодильных машинах компрессоров поршневого типа, последние при достаточно высоком уровне объемных, энергетических и конструктивных показателей имеют существенные недостатки, препятствующие теплотехническому и эксплуатационному совершенствованию паровых холодильных машин, повышению их надежности. Основные недостатки поршневых компрессоров: необходимость преобразования вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение

поршней и связанные с этим сложности: уравнивание конструкции, использование жестких и массивных рамных элементов, наличие изнашиваемых элементов; неравномерность подачи, обуславливающую наличие таких малонадежных элементов, как клапаны; возможность гидравлического удара, усложняющего работу компрессора на двухфазных средах.

Отмеченные недостатки поршневых конструкций в значительной степени преодолеваются в таких компрессорных машинах объемного сжатия, как винтовые и роторные.

Винтовые компрессоры — это машины, работа которых обеспечивается постоянным направленным вращательно-поступательным движением газа (пара) в пространстве, образуемом винтовыми выступами-зубьями и впадинами роторов (винтов). В винтовом компрессоре сжатие происходит в криволинейном цилиндре, из которого газ вытесняется криволинейным поршнем. Роль цилиндров в такой машине играют впадины между зубьями каждого ротора, роль поршней — сами зубья.

Конструктивная схема двухроторного винтового компрессора приведена на рис. 2.1. Ведущий и ведомый роторы (винты) такого компрессора устанавливаются в опорных подшипниках скольжения или качения, один из которых играет роль опорно-упорного. В ряде конструкций для восприятия осевых нагрузок на ведущем роторе

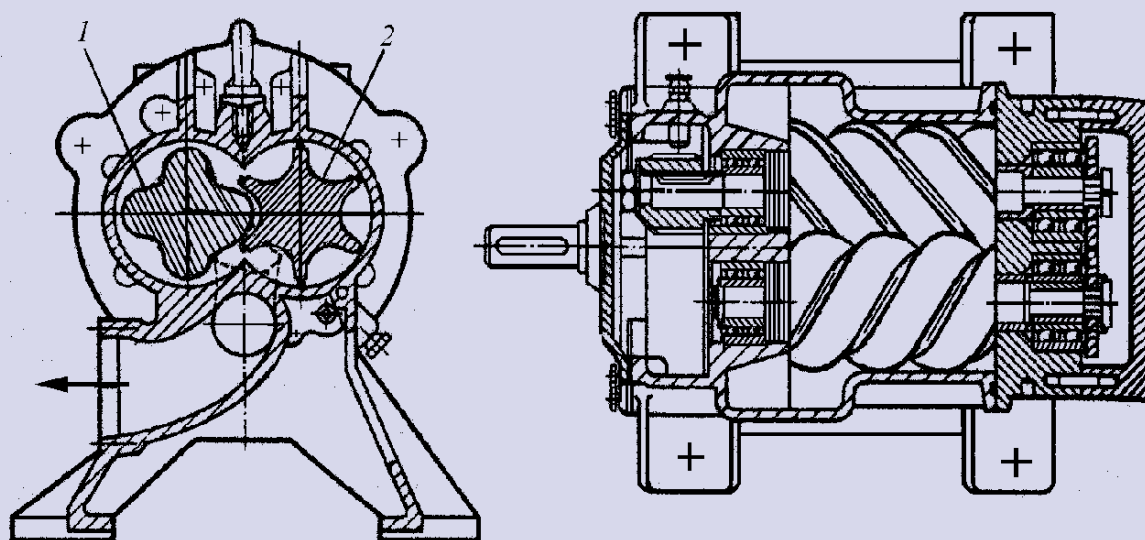


Рис. 2.1. Конструктивная схема двухроторного винтового компрессора:  
1 — ведущий ротор; 2 — ведомый ротор



размещают разгрузочный поршень. Винты роторов представляют собой косозубые крупномодульные шестерни с постоянным осевым шагом с зубьями определенного профиля. Для изготовления винтов необходимы специальный инструмент и оборудование.

В винтовом компрессоре рабочий процесс (чередование всасывания, переноса рабочего тела, сжатия и нагнетания) имеет циклический характер, частота которого зависит от частоты вращения ротора и числа его зубьев (впадин).

При вращении роторов зуб ведущего ротора входит во впадину ведомого и уменьшает ее объем. Процесс сжатия начинается с момента отсечки впадины от полости всасывания и заканчивается при достижении впадиной окна нагнетания. Отношение полного объема парной полости (сумма объемов, образованных поверхностями между зубьями и впадинами обоих роторов) в начале сжатия (в конце всасывания) к объему этой полости в конце сжатия, называемое геометрической степенью сжатия, определяет так называемую внутреннюю степень повышения давления винтового компрессора.

В каждом винтовом компрессоре геометрическая степень сжатия и, следовательно, внутренняя степень повышения давления, определяются геометрией зацепления роторов и расположением всасывающего и нагнетательного окон, т.е. параметров, заложенных в конструкцию компрессора. Чтобы предотвратить перетекание газа из полости сжатия и нагнетания в полость всасывания, зубья роторов профилируют так, чтобы между ними обеспечивалась неразрывная линия контакта. Зубья на длине ротора не образуют полного витка; окна всасывания и нагнетания расположены по диагонали.

Винтовые компрессоры выполняют в трех конструктивных вариантах; сухого и мокрого сжатия, а также маслозаполненными.

В компрессорах сухого сжатия между поверхностями роторов и корпусом с помощью синхронизирующих шестерен связи, монтируемых на консольных концах роторов, выдерживают гарантированный зазор. В такой конструкции шестерни связи, помимо обеспечения зазора, осуществляют передачу вращающего момента приводного двигателя от ведущего ротора к ведомому. Преимущество машины сухого сжатия — отсутствие загрязнения сжимаемого хладагента маслом; недостаток — невозможность получения высокой степени повышения давления. Последняя в ступени винтового компрессора сухого сжатия обычно не превышает четырех.

Компрессоры мокрого сжатия работают с впрыском в рабочую полость некоторого количества жидкости для снижения температуры сжимаемого хладагента, что способствует реализации более высоких значений степени повышения давления и приближает процесс сжатия к изотермическому.

В маслозаполненных компрессорах, получивших преимущественное применение в холодильной технике, в полость ведомого ротора, находящегося в соприкосновении с ведущим, под давлением от насоса системы смазки непрерывно подается масло. Это масло смазывает поверхность контакта роторов, обеспечивая их кинематическую связь, создает уплотнение зазоров, препятствуя перетечкам хладагента, а также охлаждает его. Степень повышения давления, реализуемая в одной ступени маслозаполненного компрессора, может достигать до 12—16. В технологическую схему машины включают также маслоотделитель и маслоохладитель.

Основные преимущества винтовых компрессоров по сравнению с поршневыми обусловлены отсутствием деталей с возвратно-поступательным движением. Это предопределяет быстроходность машин, практически непрерывную подачу, рациональные удельные показатели по габаритным размерам и массе, высокую надежность и большой срок службы, который для маслозаполненных компрессоров обычно превышает 40 000 ч. Винтовые компрессоры не требуют значительных капитальных затрат и эксплуатационных расходов, отнесенных к единице холодопроизводительности. Существенные недостатки винтовых компрессоров: неизменная геометрическая степень сжатия, что лишает их саморегулирования по давлению внутреннего сжатия; значительное обратное перетекание хладагента в машинах малой производительности, что снижает энергетическую эффективность винтовых компрессоров по сравнению с поршневыми одинаковой производительности.

Для отечественных холодильных машин изготавливают маслозаполненные компрессоры с винтами типоразмерного ряда; наружный диаметр роторов таких машин от 50 мм, число зубьев (впадин) ведущего винта 4, ведомого 6, синхронная частота вращения ведущего ротора  $50 \text{ с}^{-1}$  ( $3000 \text{ мин}^{-1}$ ). Преимущества маслозаполненных винтовых компрессоров перед поршневыми при работе на аммиаке, R12 и R22 существенно проявляются при холодопроизводительности от 50 кВт.

На объемные и энергетические характеристики маслозаполненных компрессоров влияют: температура всасываемых паров хладагента; давления на всасывании и нагнетании, а также их разность; степень повышения давления; частота вращения роторов; температура; относительное количество и качество масла, подаваемого в компрессор. При одноступенчатом повышении давления в качестве предельных параметров рекомендуют: минимальное давление всасывания 5 кПа, минимальную температуру всасывания  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , максимальное давление нагнетания 2,1 МПа и максимальную разность давлений 1,7 МПа, максимальную степень повышения давления 17, максимальную температуру хладагента на нагнетании  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температуру масла на всасывании в компрессор  $30\text{—}50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Теоретическая объемная производительность винтового компрессора, определяемая его геометрическими и кинематическими параметрами, может быть рассчитана по формуле:

$$V_T = w_0 z_1 n_1 = w_0 z_1 u_1 / \pi D_1, \quad (2.1)$$

где  $w_0$  — полный объем парной полости,  $\text{м}^3$ ;  $z_1$  — число зубьев ведущего винта;  $n_1$  — частота вращения ведущего винта,  $\text{с}^{-1}$ ;  $D_1$  — наружный диаметр ведущего винта;  $u_1$  — окружная скорость на наружном диаметре ведущего винта,  $\text{м/с}$ .

Действительная производительность отличается от теоретической в основном из-за: утечек хладагента через зазоры и его подогрева на всасывании; гидравлического сопротивления на всасывании, центробежных сил, действующих на хладагент; поступления масла в полость всасывания и выделения хладагента из масла. Воздействие перечисленных факторов отражает коэффициент подачи. При постоянном значении зазоров в проточной части компрессора коэффициент подачи повышается с уменьшением длины винтов, степени повышения давления и разности давлений на нагнетании и всасывании. Кроме того, коэффициент подачи растет с увеличением окружной скорости и уменьшением количества масла, а также при переходе на работу с хладагентом, имеющим небольшое значение газовой постоянной. Аналитическое определение коэффициента подачи маслозаполненного винтового компрессора представля-

ет значительные трудности, поэтому в расчетах используют экспериментальные данные.

В маслозаполненном компрессоре с помощью золотниковой системы удастся реализовать плавный и наиболее экономичный способ регулирования производительности в широком ее диапазоне. Принцип действия золотниковой системы состоит в перепуске паров хладагента из рабочих полостей компрессора в камеру всасывания при перемещении золотника вдоль оси винтов в сторону окна нагнетания. Такие меры фактически изменяют рабочую длину винтов, следовательно, производительность компрессора. Они позволяют разгрузить компрессор при пуске постановкой золотника на минимум производительности, что одновременно максимально снижает потребляемую мощность. Золотниковая система обеспечивает эффективное регулирование производительности вплоть до 15 % ее расчетной величины.

Внутреннюю мощность маслозаполненного компрессора рассчитывают по затрате энергии на сжатие и нагнетание паров хладагента (индикаторная мощность), а также на преодоление трения роторов о паромасляную смесь и подачу масла в рабочую полость. Аналитическое определение индикаторной мощности ведут по показателю политропы сжатия смеси хладагента с маслом. Среднее значение показателя политропы для компрессоров, работающих на хладагентах в диапазоне степени повышения давления 4—14, составляет порядка 1,1.

Эффективную мощность определяют с учетом механических потерь (трение в подшипниках, уплотнениях, разгрузочном поршне), учитываемых механическим КПД. Значение последнего для маслозаполненных компрессоров в основном зависит от степени повышения давления хладагента и окружной скорости на наружном диаметре ведущего винта. В диапазоне степени повышения давления 6—12 механический КПД при оптимальном уровне окружной скорости составляет 0,92—0,86.

Окружная скорость на наружном диаметре ведущего винта определяет не только значение механического КПД но и другие показатели работы. Основное влияние на оптимальный уровень окружной скорости оказывает степень повышения давления и тип хладагента. Обобщенные экспериментальные данные по оптимальному значению окружной скорости приведены на рис. 2.2. Верхние гра-

ницы данных для соответствующего хладагента относятся к компрессорам малой производительности с относительно большими зазорами в проточной части, нижние — к крупным компрессорам с относительно малыми зазорами.

На объемные и энергетические показатели маслозаполненных компрессоров существенно влияют характеристики и относительное количество масла, подаваемого в рабочую полость роторов. Основные требования к маслу — малая взаимная растворимость с хладагентом, слабое влияние температуры и концентрации хладагента на изменение вязкости. Для отечественных маслозаполненных винтовых компрессоров используют масло марки ХА-30 и более совершенное марок ХС-40, ХС-50, ХСН-40.

Количество подаваемого масла определяют по условиям отвода теплоты, выделяемой при сжатии, исходя из предельно допустимой температуры хладагента в конце сжатия. Эта температура обычно не должна превышать 90 °С. Расход масла находят из уравнения теплового баланса; температура масла в компрессоре поддерживается в пределах 20—40 °С. Оптимальный удельный массовый расход масла, обеспечивающий максимальный уровень коэффициента подачи и относительного внутреннего КПД, зависит от степени повышения давления и типа хладагента. При степени повышения давления 12 удельный расход масла для компрессоров, работающих на R12 и R22, не превышает 1,5—2,0 кг на 1 кг хладагента, у аммиачных компрессоров расход в 3—5 раз больше.

Специфика рабочего процесса и конструкции винтовых компрессоров, (помимо отмеченных выше преимуществ перед поршневыми одинаковой холодопроизводительности) позволяет реализовать ряд схем, существенно повышающих эффективность холодильных машин. Так, при использовании маслозаполненных компрессоров с золотниковой системой регулирования значительный инте-

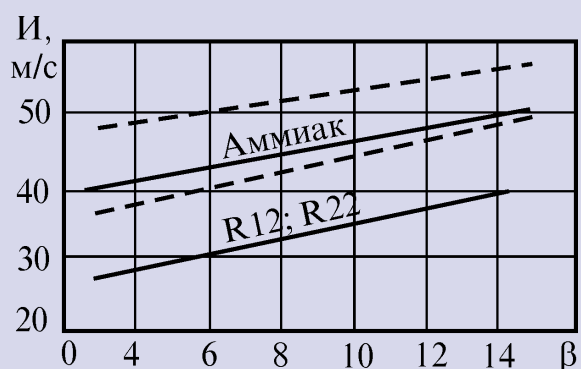


Рис. 2.2. Зависимость оптимальной окружной скорости на наружном диаметре ведущего винта от степени повышения давления хладагента в винтовом компрессоре

рес представляет возможность дополнительного ввода хладагента при некотором промежуточном давлении в полость сжатия, когда последняя во время вращения роторов отсоединяется от полости всасывания. В холодильной машине с одноступенчатым винтовым компрессором такое мероприятие позволяет осуществить цикл двухступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением (рис. 2.3).

Винтовой компрессор ВК засасывает пары хладагента из испарителя и сжимает их до промежуточного давления  $P_T$ . В сечении по длине винтов, где достигается это давление, подают пары хладагента, прошедшего охладитель ПО (состояние, соответствующее точке 9). После смешения потоков (состояние точки 3) на оставшейся длине винтов реализуют вторую степень повышения давления до требуемого уровня — до давления  $P_K$ , с которым пары поступают в конденсатор КС. После конденсатора основная часть потока жидкого хладагента поступает в охладитель, где охлаждается потоком, прошедшим вспомогательный дроссельный вентиль  $D_B$  (процесс 5—7), дросселируется в основном вентиле  $D_0$  и поступает в испаритель.

Использование в холодильной машине винтового компрессора мокрого сжатия позволяет реализовать цикл с повышением давления паров хладагента по правой пограничной кривой. Подобный процесс обеспечивают впрыском в рабочую полость компрессора жидкого хладагента, поступающего из конденсатора. Количество впрыскиваемого хладагента определяют из условия поддержания при сжатии состояния сухого насыщенного пара. Для хладагента с

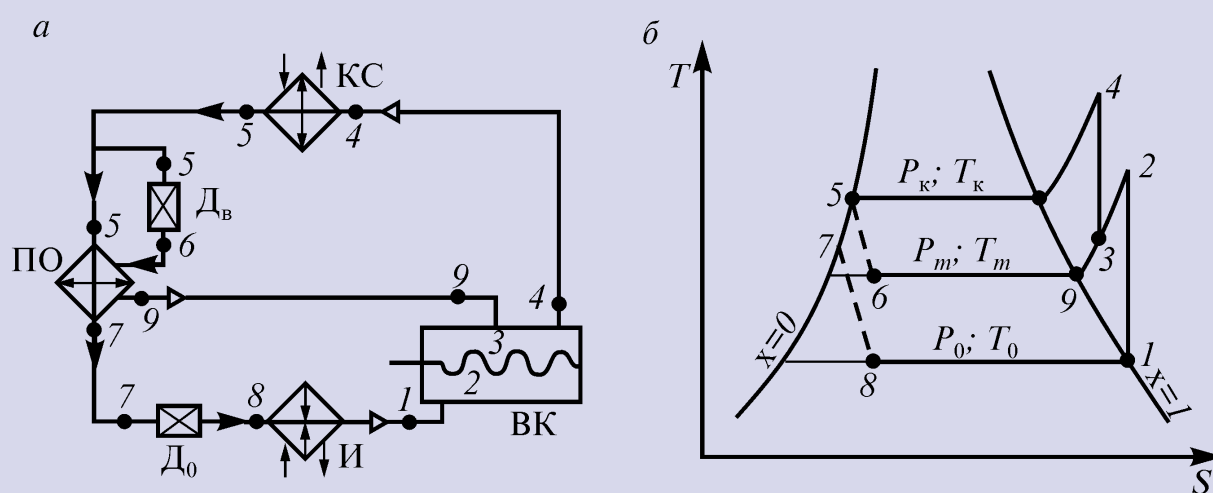


Рис. 2.3. Схема холодильной машины двухступенчатого сжатия с одноступенчатым винтовым компрессором (а) и ее термодинамический цикл (б)

существенным влиянием теплоты перегрева его паров на необратимые потери цикла (аммиак) сжатие по правой пограничной кривой позволяет на 10—12 % повысить энергетическую эффективность холодильной машины по сравнению с машиной эталонного цикла, оснащенной поршневым компрессором.

При небольшой производительности (до 30—40 м<sup>3</sup>/ч) определенные преимущества перед поршневыми и винтовыми компрессорами имеют роторно-поршневые машины вытеснительного типа с внутренним сжатием хладагента. Рабочий процесс такого компрессора проходит в изолированных друг от друга полостях — камерах изменяемого объема, образуемых внутренней поверхностью корпуса (охватывающая деталь) и наружной поверхностью ротора — вытеснителя, совершающего сложное планетарное движение — вращение вместе с валом и поворот относительно него. Подобную кинематику, в результате которой происходит изменение объема камер, обеспечивает эксцентриковый вал и зубчатая синхронизирующая передача внутреннего зацепления. При этом подвижная шестерня передачи, связанная с ротором, имеет внутренние зубья, а неподвижная, закрепленная в корпусе, — наружные.

Непрерывный контакт рабочих поверхностей корпуса и ротора при вращении вала достигают сочетанием их теоретических профилей. Исходный профиль выполняют по кривой, называемой трохоида, а сопряженный — по огибающей этой трохоиды (компрессоры такого типа называют трохоидными). При вращающемся роторе внутренней огибающей будет эпитрохоида. Камеры уплотняют радиальными торцевыми уплотнениями, которые устанавливают в вершинах ротора и прижимают к рабочей поверхности пружинными или пластинчатыми эспандерами. При эффективной системе уплотнения камер, от которой зависят объемные и энергетические показатели такого компрессора, в одной ступени повышения давления можно получить до 1 МПа.

Преимущества роторно-поршневых компрессоров подобного типа перед поршневыми состоят в отсутствии элементов с возвратно-поступательным движением, что позволяет обеспечить высокую быстроходность, следовательно, хорошие удельные показатели по массе и габаритным размерам. Конструкция, изготовление и техническое обслуживание роторно-поршневых машин проще, а долговечность выше, чем поршневых.

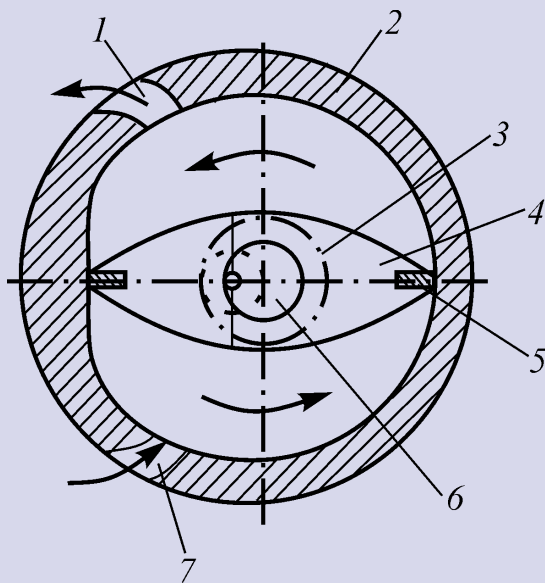


Рис. 2.4. Схема роторно-поршневого компрессора с двухвершинным ротором: 1 — выпускное окно; 2 — корпус; 3 — зубчатая синхронизирующая передача внутреннего зацепления; 4 — ротор; 5 — радиальное торцевое уплотнение; 6 — эксцентриковый вал; 7 — впускное окно

Рабочий процесс роторно-поршневого компрессора с двухвершинным ротором (рис. 2.4) состоит в периодическом соединении камер с впускным трактом машины, переносе хладагента к нагнетательному тракту, а затем вытеснении его в этот тракт. При этом соединение камеры с впускным трактом проходит во время увеличения ее объема, а с нагнетательным — при уменьшении. Газораспределение такого роторно-поршневого компрессора обеспечивают окна с постоянной площадью сечения, выполненные в корпусе. Преимущества этого варианта состоят в существенном повышении надежности и экономичности машины по сравнению с

поршневым компрессором, большая часть отказов которого связана с поломкой клапанов, а снижение экономичности — с гидравлическими потерями в них.

Недостатком такой системы газораспределения является неудовлетворительная работа компрессора на переменных режимах. Эффективную многорежимную работу роторно-поршневых компрессоров, что особенно важно для холодильных компрессоров подвижного состава, обеспечивает сочетание впускных окон с установкой автоматически действующего нагнетательного клапана.

Подготовлен к серийному выпуску типовой ряд роторно-поршневых компрессоров с двухвершинным ротором и комбинированной системой газораспределения холодопроизводительностью от 7 до 21 кВт. Давление нагнетания в одноступенчатом варианте таких машин до 0,5 МПа, двухступенчатом до 1,3 МПа. Техничко-экономические показатели опытно-промышленных образцов подобных компрессоров превосходят уровень соответствующих показателей



отечественных и зарубежных поршневых компрессоров. Так, при одинаковом «описываемом объеме» и частоте вращения вала 1440 мин<sup>-1</sup> роторно-поршневой компрессор типа РПК 0,4 холодопроизводительностью 9,8 кВт в стандартных условиях работы на R12 (температуры всасывания, кипения и конденсации соответственно +20, –15 и +30 °С) обеспечивает повышение удельной холодопроизводительности (холодильного коэффициента) на 8 % при существенно меньших габаритных размерах и массе (290 × 245 × 245 мм против 368 × 165 × 392 мм и 29,4 кг против 50,5 кг).

## 2.2. Устройство поршневых хладоновых компрессоров

На рефрижераторных секциях ZB-5 и APB применялись компрессоры типа V, замененные различными модификациями компрессора установки FAL-056/7. Отечественные рефрижераторные секции 5-БМЗ оснащены компрессорами 2ФУУБС18. Все перечисленные компрессоры работают на хладоне R12, поэтому их называют хладоновыми компрессорами.

### 2.2.1 Компрессор 2Н2-56/7,5-105/7

В холодильном агрегате FAL-056/7 применяется полугерметичный компрессор со встроенным электродвигателем, двухступенчатого сжатия и автоматическим запорным вентилем.

#### Технические характеристики компрессора

Тип	2Н2-56/7,5-105/7
Диаметр цилиндра, мм	70
Ход поршня, мм	60
Число цилиндров	4 (три низкого и один высокого давления)
Расположение цилиндров	2 × 90° V-образное
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1450
Объемная подача хладагента, м <sup>3</sup> /ч	6.0
Габаритные размеры, мм	805 × 545 × 700

Масса (с маслом), кг	255
Количество заправляемого масла, кг	6,25
Компрессорное масло	Хф 12-16
Встроенный двигатель	КЕР 108 М4с ЕХ
Номинальная мощность, кВт	7,5

Конструкция компрессора показана на рис. 2.5. Хладагент из воздухоохладителя всасывается компрессором, проходит через автоматический запорный клапан во всасывающую полость картера, далее через всасывающие клапаны поступает в три цилиндра низкого давления, где сжимается и затем поступает в четвертый цилиндр высокого давления. После сжатия в цилиндре высокого давления горячий хладагент нагнетается из компрессора через автоматический запорный клапан в конденсатор. Картер компрессора,

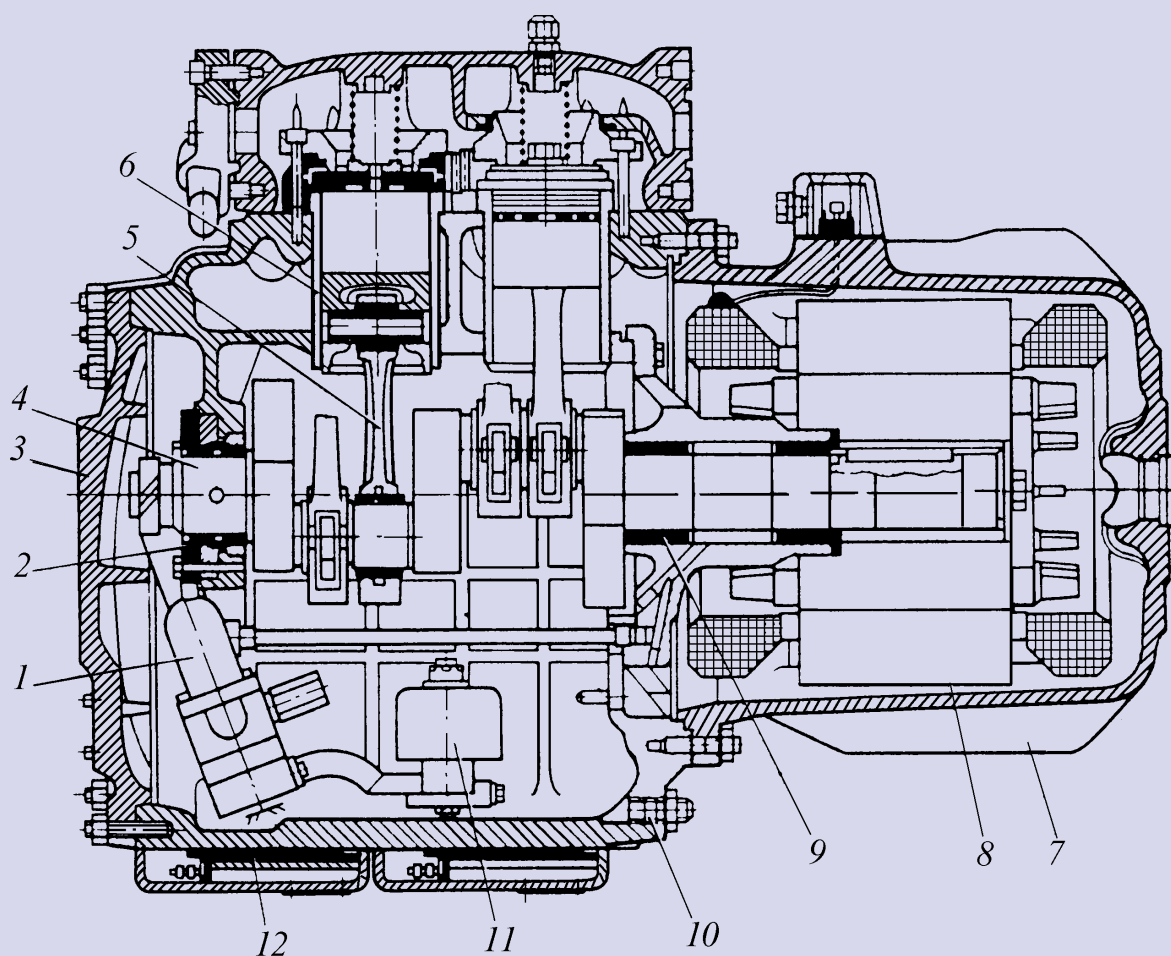


Рис. 2.5. Конструкция компрессора

корпус электродвигателя 7 и крышка 3 корпуса для снижения массы отлиты из газонепроницаемого алюминиевого сплава, который подвергнут диффузионному отжигу и искусственному старению. Картер отлит за одно целое с блоком цилиндров.

В каждом блоке цилиндров имеются два цилиндра, в которые запрессованы гильзы 6. С одного торца картера крепится крышка 3, через которую обеспечивается доступ к кривошипно-шатунному механизму и маслонуасосу 1, с фильтром 11, а с другого торца — корпус электродвигателя 7.

На картере имеется смотровое стекло для контроля уровня масла, угловой вентиль для заправки маслом и две маслоспускные пробки 10. Внутри картера предусмотрены ребра жесткости.

Под картером расположены электронагревательные элементы 12 масляной ванны.

В корпусе 7 размещен трехфазный асинхронный электродвигатель 8. Статор запрессован в корпус электродвигателя 7, а ротор крепится на консольной части коленчатого вала 4.

Кривошипно-шатунный механизм состоит из коленчатого вала, шатунно-поршневой группы 5, коренного 9 и опорного 2 подшипников с упорными шайбами.

Коленчатый вал штампованный, двухколенный, стальной. На переднем конце он имеет шейку для переднего опорного 2 втулочного подшипника и напрессованную стальную шестерню привода масляной насоса, а на заднем — две шейки под опорные втулки заднего коренного подшипника 9. На консольной части насажен на шпонке короткозамкнутый ротор электродвигателя 8. В средней части коленчатого вала имеются две шатунные шейки. Для подвода смазки к шатунным подшипникам в коленчатом валу просверлен канал.

Передний опорный 2 втулочный подшипник установлен в приливе со стороны передней крышки 3 картера. Задний коренной 9 подшипник коленчатого вала состоит из корпуса, отлитого из серого чугуна, в котором установлены две втулки комбинированных опорных подшипников. Корпус фланцев прикреплен к перегородке картера. Для восприятия осевых нагрузок служат два стальных закаленных упорных кольца, расположенных по торцам корпуса коренного подшипника. Втулки коренных подшипников комбинированные стальные, залитые свинцово-оловянистой бронзой.

Шатунно-поршневая группа показана на рис. 2.6.

Шатун 7 стальной, штампованный, состоит из верхней головки, в которой размещен игольчатый подшипник 6, стержня двутаврового сечения и нижней разъемной головки с парой стальных вкладышей 8, залитых свинцово-оловянистой бронзой. От проворачивания и смещения вкладыши удерживаются штифтом. Нижняя крышка шатуна 9 прикреплена двумя шатунными болтами 11 с предохранительными пластинами 10. Момент затяжки шатунного болта  $4,5 \text{ кг} \cdot \text{м}$ . Игольчатый подшипник 6 установлен в верхнюю головку шатуна без сепаратора. Два установочных торцевых кольца предохраняют игольчатый подшипник от осевого смещения. В верхней головке шатуна имеются два отверстия для смазки игольчатого подшипника.

Поршень 3 отлит из алюминиевого сплава, непроходной, имеет два компрессионных кольца 1 прямоугольного сечения и одно маслосъемное кольцо 2 с браслетной пружиной. В бобышках поршня установлен полой стальной палец 5, который фиксируется стопорными кольцами 4 от осевых перемещений.

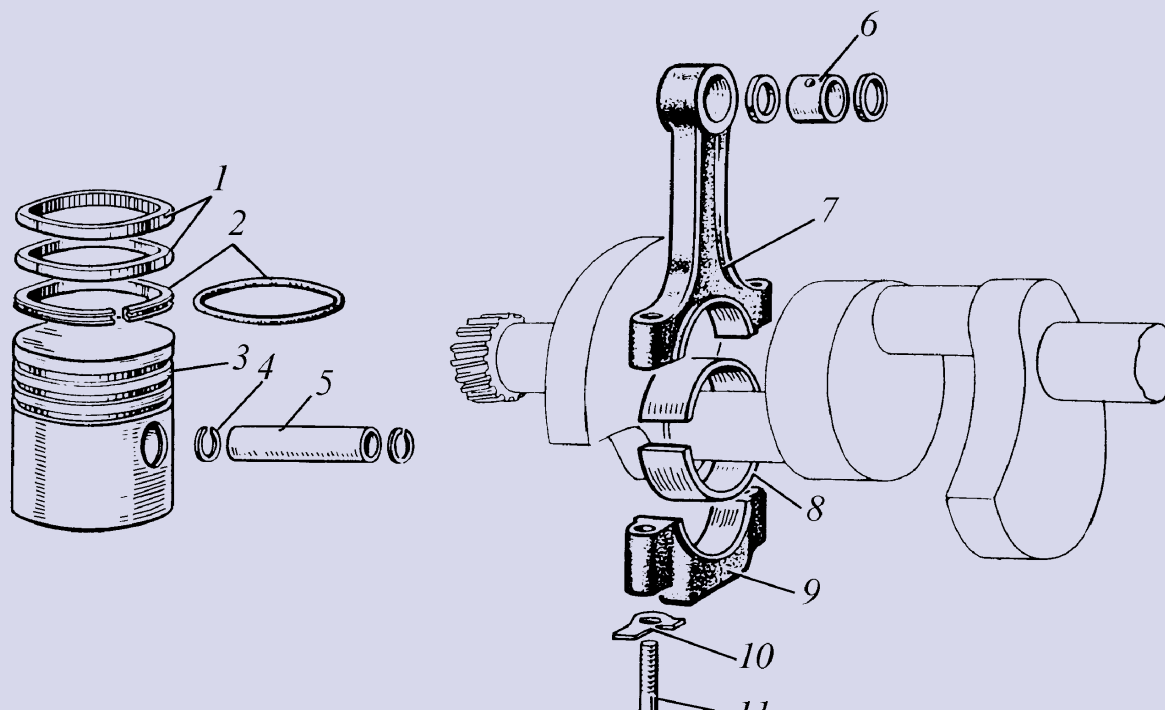


Рис. 2.6. Шатунно-поршневая группа

Кривошипно-шатунный механизм подвергается динамической балансировке, а шатуны — уравниванию.

Конструкция клапанов (рис. 2.7) цилиндров высокого и низкого давления одинакова за исключением отличия радиуса изгиба и стрелы прогиба синусоидальных пружин 2. Всасывающие и нагнетательные клапаны цилиндра высокого давления маркируют символом «Н», а низкого давления — «Н».

Всасывающий клапан с седлом скреплен четырьмя закерненными штифтами. Седло 3 и ограничитель подъема 4 имеют по всему кругу отверстия для прохода паров хладагента.

Фасонная гайка 5 нагнетательного клапана одновременно является нижней тарелью нажимной пружины.

Система смазки компрессора (рис. 2.8) комбинированная: часть трущихся деталей смазывается под давлением от смазочного насоса, а другая — разбрызгиванием. Насос 10 для смазывания расположен ниже уровня масла. Привод насоса осуществляется от шес-

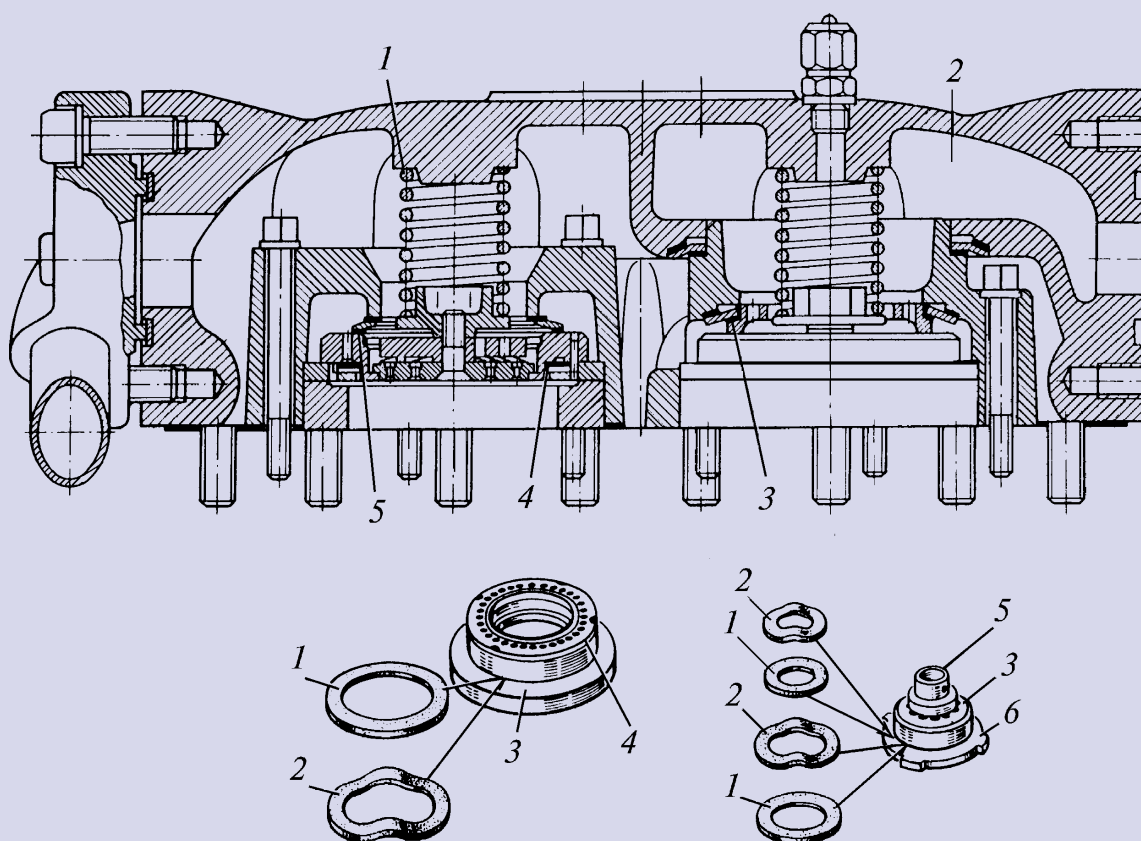


Рис. 2.7. Головка цилиндров: 1 — нажимная пружина; 2 — камера; 3 — кольцо; 4 — всасывающий клапан; 5 — прижимная поверхность

терни коленчатого вала. Конструктивно шариковые клапаны обеспечивают неизменное направление подачи масла при различных направлениях вращения вала компрессора. Из ванны масло всасывается насосом 10 через колонки магнитного фильтра 7 и сетчатые шайбы всасывающего фильтра 6. Вихревое колесо 9, приводимое во вращение насосом и расположенное в масляной ванне, обеспечивает хорошее отделение хладагента от масла и позволяет в более короткое время создать в системе необходимое давление. Поступая от насоса 10, масло подается к коренным подшипникам 4 и 11 по двум каналам. По одному каналу через трубопровод 5 масло подается к заднему коренному подшипнику 4 коленчатого вала для смазки втулок и упорных колец. По другому каналу смазка подводится к переднему опорному подшипнику 11 коленчатого вала со стороны насоса 10 и к шатунным подшипникам 3 через отверстия в коленчатом валу. Через этот же канал подается смазка к измерительному трубопроводу давления смазки для управления автоматическим запорным вентилем и оттуда к манометру 12 давления масла.

Гильзы цилиндров 1, поршневые пальцы 2 и шестерня привода насоса 10 смазываются разбрызгиванием.

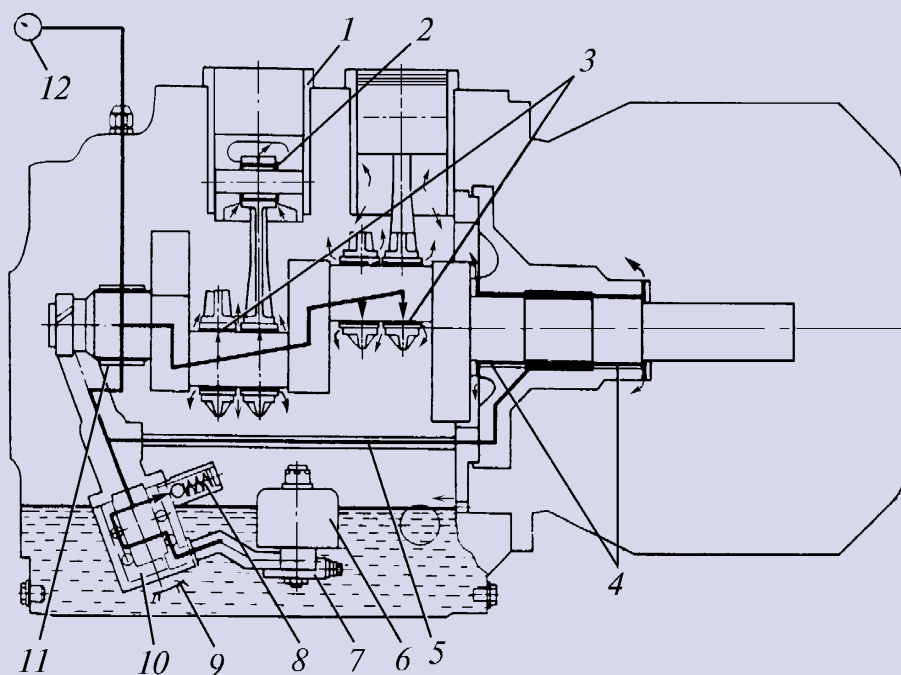


Рис. 2.8. Смазочная система компрессора

Необходимая разность давления масла в смазочной системе по отношению к давлению в картере компрессора должна составлять 0,25—0,45 МПа. При превышении этого давления редукционный клапан 8, установленный на насосе 10, перепускает лишнее масло в картер.

### 2.2.2. Автоматический запорный клапан

Автоматический запорный клапан находится на компрессоре и жестко крепится к нему через фланцы к всасывающему и нагнетательному патрубкам. Он имеет два запорных клапана, по одному на стороне всасывания и на стороне нагнетания. Управление автоматическим запорным клапаном осуществляется давлением масла, поступающим по трубопроводу от смазывающего насоса компрессора.

Автоматический запорный клапан выполняет следующие функции: при неработающем компрессоре перекрывает систему циркуляции хладагента от компрессора, а нагнетательную и всасывающую полости компрессора сообщает между собой через байпасную линию;

во время пуска обеспечивает работу компрессора на байпасном режиме, тем самым снимается нагрузка с электромотора и трущихся деталей кривошипношатунного механизма, когда отсутствует смазка;

работу компрессора под нагрузкой обеспечивает только при достаточном давлении масла 0,1 МПа;

при работе компрессора, в случае падения давления масла ниже 0,1 МПа, в том числе из-за попадания в систему масла большого количества хладагента, закрывается и переводит работу компрессора на байпасный режим, пока не установится нормальное давление смазки. Только после этого автоматический клапан открывается;

при остановке компрессора перекрывает его всасывающий и нагнетательный патрубки и этим самым отделяет его от системы циркуляции хладагента.

Автоматический запорный клапан (рис. 2.9) состоит из блока управляющего механизма 10, к которому стяжными болтами 1 с одной стороны крепится кожух с всасывающим патрубком 18 и гидравлический цилиндр 15, а с другой стороны — кожух с нагнетательным патрубком 25. Кожуха с всасывающим и нагнетательным патрубками соединены между собой байпасным трубопроводом 5.

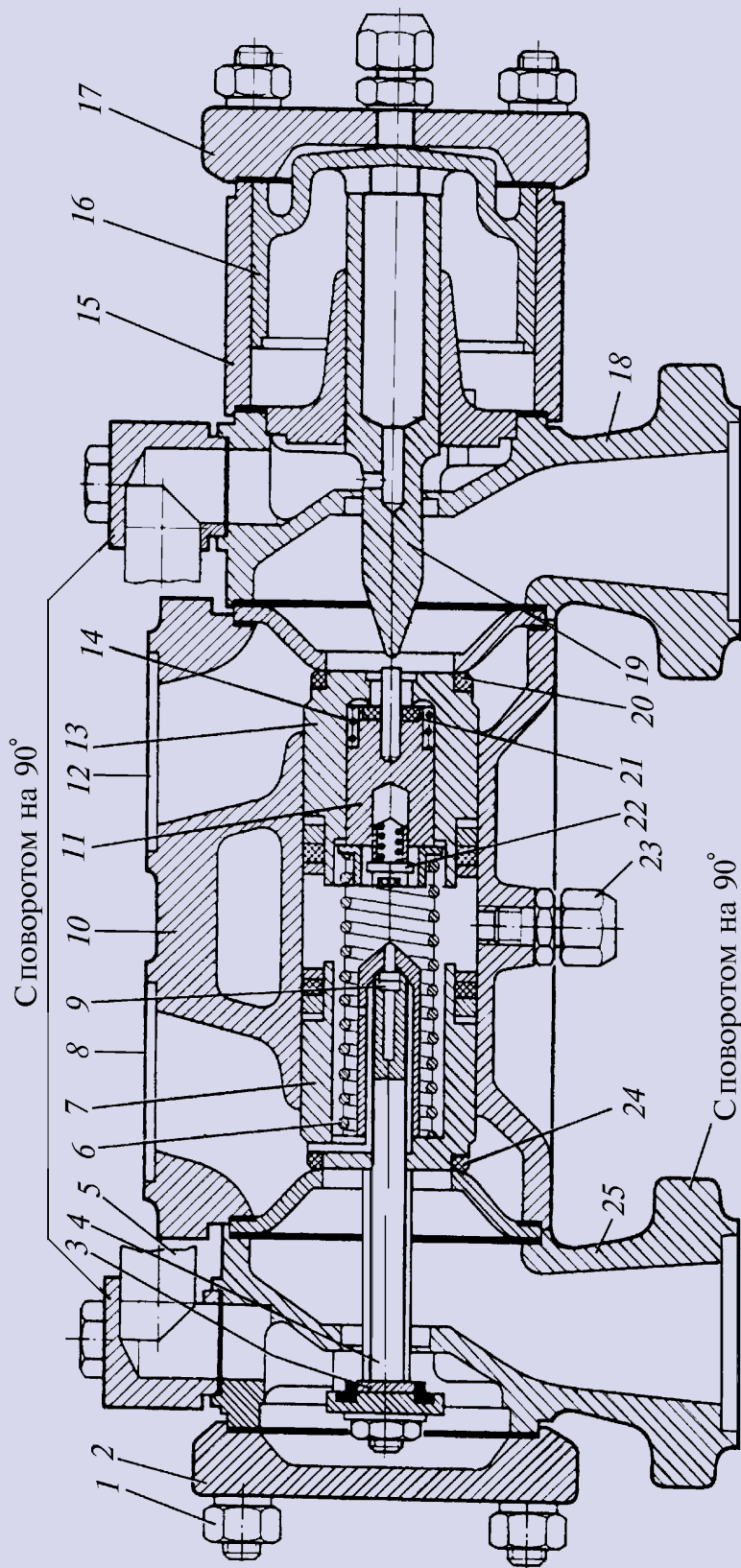


Рис. 2.9. Автоматический запорный вентиль



Блок управляющего механизма 10 имеет два фланца 12 и 8 для крепления: один с нагнетательным трубопроводом, другой с всасывающим трубопроводом холодильной установки.

Блок имеет цилиндрическое отверстие, в котором размещены два поршня-клапана 13 и 7 на стороне всасывания и нагнетания. Поршни своим уплотняющим днищем прижимаются к седлам клапанов 20 и 24, вставленных соответственно во всасывающую и нагнетательную полости запорного вентиля. Поршень-клапан 13 со стороны всасывания имеет внутренний поршень управления 11 с вспомогательной пружиной 14, а в поршне-клапане 7 со стороны нагнетания размещается закрывающая пружина 6. В средней части блока размещен штуцер 23 для присоединения контрольного манометра.

Кожух с всасывающим патрубком 18 имеет байпасное дросселирующее отверстие, перекрываемое в определенный момент входящим в него толкателем 19. Поршень 16 гидравлического цилиндра 15 выполнен заодно с толкателем 19. К торцу цилиндра 15 прикреплена крышка 17, в которой находятся штуцеры для подсоединения нагнетательного маслопровода компрессора и измерительного трубопровода давления масла.

Кожух с нагнетательным патрубком 25 имеет седло байпасного канала, перекрываемого клапаном 3, находящимся на конце стержня тяги 4, соединенного с поршнем-клапаном 7 на стороне нагнетания. Кожух с торца закрыт крышкой 2.

Автоматический запорный вентиль работает по следующему принципу. При неработающем компрессоре, а также при пуске компрессора и когда давление масла в системе менее 0,1 МПа поршни-клапаны 13 и 7 прижаты к седлам и удерживаются в этом положении закрывающей пружиной 6, тем самым перекрывают всасывающие и нагнетательные патрубки компрессора от системы циркуляции хладагента холодильной установки. Одновременно клапан 3 кожуха с нагнетательным патрубком 25 и дросселирующее байпасное отверстие в кожухе с всасывающим патрубком 18 открыты и сообщают нагнетательную и всасывающую стороны компрессора, т.е. установлен байпасный режим.

При включении компрессора между сторонами всасывания и нагнетания создается незначительная разность давления паров хладагента, соответствующая гидравлическому сопротивлению байпасной линии. После того, как в системе смазки компрессора создано

давление 0,1 МПа, автоматический запорный клапан переключает компрессор с работы на байпасном режиме на режим нормальной работы. При этом в автоматическом запорном клапане происходят следующие механические процессы.

Масло из компрессора через нагнетательный маслопровод поступает в гидравлический цилиндр 15, перемещает поршень 16, который своим толкателем 19 открывает седло клапана управления 21. При этом давление конденсации в камере управления между поршнями-клапанами 13, 7 понижается до давления всасывания компрессора через открытый клапан управления 21 и канал в поршне управления 11. Далее толкатель, преодолевая усилие закрывающей пружины 6 перемещает поршень-клапан 13 со стороны всасывания и открывает седло всасывающего клапана 20, в то же время толкатель 19 перекрывает байпасное дросселирующее отверстие. В результате этого на стороне нагнетания компрессора создается повышенное давление. Это давление паров хладагента в кожухе с нагнетательным патрубком 25 и давление в конденсаторе со стороны нагнетательного трубопровода воздействуют на поршень-клапан 7 на стороне нагнетания, перемещают его, преодолевая сопротивление закрывающей пружины 6, и открывают седло нагнетательного клапана 24. Одновременно перекрывается байпасный канал клапаном 3, смонтированным на стержне-тяге 4, соединенном с поршнем-клапаном 7 на стороне нагнетания.

Таким образом, компрессор начинает работать под нагрузкой. При нахождении поршней-клапанов 13, 7 в крайнем среднем положении штифт управления 22 перекрывает сопло 9, в результате чего межпоршневое пространство разобщается с нагнетательной стороной, а давление в нем понижается до давления всасывания, что способствует более надежному удержанию поршней-клапанов в этом положении.

При остановке компрессора давление в системе смазки падает, в результате чего закрывающая пружина 6 через поршень управления 11, поршень-клапан 13 со стороны всасывания и толкатель 19 перемещает гидравлический поршень 19 в исходное положение. Поршень управления 11 и поршень-клапан 13 со стороны всасывания закрываются, а толкатель 19 открывает байпасное дросселирующее отверстие. Штифт управления 22 открывает сопло 9 и сообщает межпоршневое пространство с нагнетательной стороной со стороны конденсатора.

В результате разность давления падает до нуля и закрывающая пружина 6 перемещает поршень-клапан 7 со стороны нагнетания, закрывая нагнетательный клапан. Байпасный клапан на стержне-тяги 4, соединенный с поршнем-клапаном 7 со стороны нагнетания, открывается, нагнетательная и всасывающая стороны компрессора соединяются байпасной линией. Таким образом автоматический запорный клапан закрывается.

В таком же порядке происходит закрытие автоматического запорного клапана в случае падения или отсутствия давления масла.

Схема прохождения хладагента через автоматический запорный клапан в открытом и закрытом положении показана на рис. 2.10.

Работа автоматического запорного клапана осуществляется по трем фазам:

компрессор не работает. Всасывающий и нагнетательный трубопроводы закрыты, т.е. клапан закрыт. Нагнетательная и всасывающая стороны компрессора соединены между собой через байпасный трубопровод;

компрессор работает, давление масла ниже 0,1 МПа. Компрессор работает без нагрузки. Всасывающий и нагнетательный трубопроводы закрыты — клапан закрыт. Хладагент через байпасный трубопровод подается от нагнетательной стороны компрессора на его всасывающую сторону;

компрессор работает, давление масла в норме. Автоматический запорный клапан открыт. Компрессор подает хладагент в систему холодильной установки. Байпасный клапан закрыт.

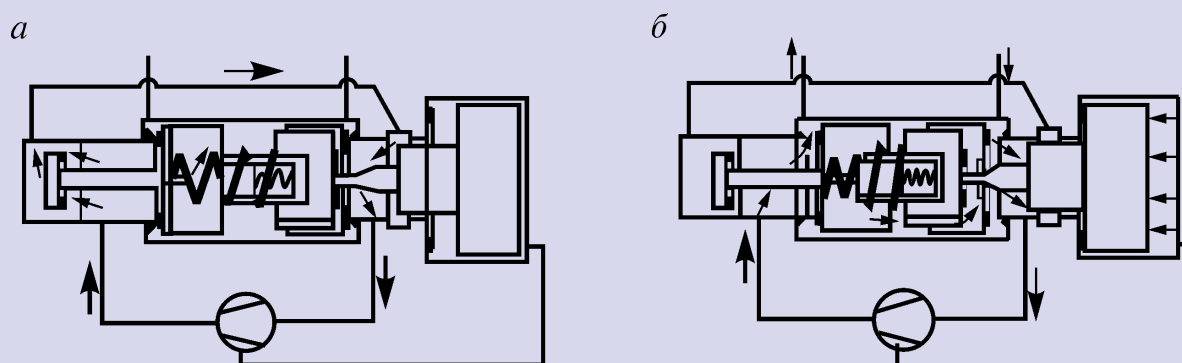


Рис. 2.10. Схема работы автоматического запорного клапана:  
*а* — клапан закрыт; *б* — клапан открыт

### 2.2.3. Компрессор 2ФУУБС-18

Поршневой компрессор 2ФУУБС-18 — один из группы унифицированных бессальниковых одноступенчатых герметичных компрессоров, работающих на хладоне R12 и фреоне R22 и применяющихся в холодильных машинах и установках. Компрессоры 2ФУУБС-18 и 2ФУУБС-25 входят в состав компрессорно-конденсаторных агрегатов общепромышленных и транспортных установок. В наземных условиях они работают с конденсаторами воздушного охлаждения, на судах — с конденсаторами водяного охлаждения.

Первая цифра условного обозначения марок компрессоров этой группы определяет вид модификационного исполнения, буква Ф — работающий на фреоне (хладоне R12), В — двухцилиндровый, У — четырехцилиндровый, УУ — восьмицилиндровый, БС — бессальниковый. Цифры после букв — усредненная холодопроизводительность (тыс. ккал/ч) в стандартном режиме при работе на хладоне R12. Регулирование холодопроизводительности (при его наличии) применяется ступенчатое — 100, 75 и 50 % номинальной.

#### Технические характеристики компрессора 2ФУУБС-18

Тип	веерообразный, одноступенчатый поршневой, бессальниковый
Диаметр цилиндра, мм	67,5
Ход поршня, мм	50
Число цилиндров	8
Мощность электродвигателя, кВт	11
Частота вращения, об/мин	1000
Холодопроизводительность, кВт	20,9
Количество масла в картере, кг	5,5
Потребляемая мощность при $t_0 = -15^\circ\text{C}$ , $t_k = 30^\circ\text{C}$ , кВт	9,0
Габаритные размеры, мм:	
длина	860
ширина	630
высота	555
Масса, кг	341

Основные узлы компрессора: блок-картер, клапанная и поршневая группы, кривошипно-шатунный механизм, встроенный электродвигатель и запорные вентили.

Блок-картер 1 компрессора (рис. 2.11) — сложная чугунная отливка — объединяет четыре блока цилиндров со всасывающей и нагнетательной полостями внутри них, картер и корпус встроенного электродвигателя. Последние соединены между собой отверстиями. Всасывающая полость блоков цилиндров объединена с корпусом электродвигателя. В передней крышке размещен привод масляного насоса 2, а в задней — хладоновый фильтр и укреплен всасывающий вентиль 9. Крышки крепятся к блок-картеру шпильками. Картер имеет две опоры для подшипников коленчатого вала. В корпусе электродвигателя выполнена расточка для монтажа статора 8. В блок-картер запрессованы восемь чугунных гильз. Боковые стенки блок-картера имеют окна, обеспечивающие доступ к шатунным болтам, крышкам шатунов, масляному фильтру 12, болтам и замкам противовесов. Для контроля уровня смазки в компрессоре со стороны передней крышки служат отверстия, закрытые стеклами. На корпусе встроенного электродвигателя имеется фланец зажимов, к которому крепятся выводные концы электродвигателя и кабели питающей сети. Доступ к электродвигателю осуществляется через задний фланец, закрытый крышкой 10. Отверстие в верхней части блока служит для заливки масла, а отверстие в нижней части блока, закрытое пробкой, — для слива масла. К верхним фланцам блоков цилиндров крепятся клапанные доски 6 и крышки цилиндров 7. Через них производится доступ к клапанам. При ремонте или длительной остановке компрессор может быть отключен от системы с помощью нагнетательного и всасывающего вентилей, которые крепятся к соответствующим полостям.

Электродвигатель охлаждается парами хладона R12. Компрессор является одним из основных элементов холодильной машины, с помощью которого осуществляется процесс сжатия паров хладона в холодильном цикле. При вращении коленчатого вала 3 (см. рис. 2.11) поршни 5 с помощью шатунов 4 совершают возвратно-поступательное движение. При движении поршня вниз в цилиндре компрессора создается давление меньше, чем во всасывающей полости компрессора, вследствие этого открываются всасывающие клапаны и пары хла-

дона поступают в цилиндр. При достижении поршнем крайнего нижнего положения цилиндр полностью заполняется газообразным хладоном. При движении поршня вверх пары сжимаются в цилиндре и всасывающие клапаны закрываются. Давление в цилиндре повышается, становится несколько больше давления в нагнетательной полости компрессора. Нагнетательные клапаны открываются и сжатый хладон поступает вначале в нагнетательную полость крышки цилиндров, далее в нагнетательную полость блок-картера и через запорный вентиль в систему. После этого рабочий цикл повторяется.

Кривошипы коленчатого вала расположены под углом  $180^\circ$ , а на каждой шейке размещены шатунные подшипники четырех цилиндров, в которых одновременно происходит процесс сжатия или всасывания.

**Коленчатый вал** 3 компрессора стальной, двухупорный, с расположением двух колен под углом  $180^\circ$  с двумя противовесами. Последние закреплены на щеках вала болтами с замками. Вал опирается на два подшипника качения. На валу закреплен ротор 11 элект-

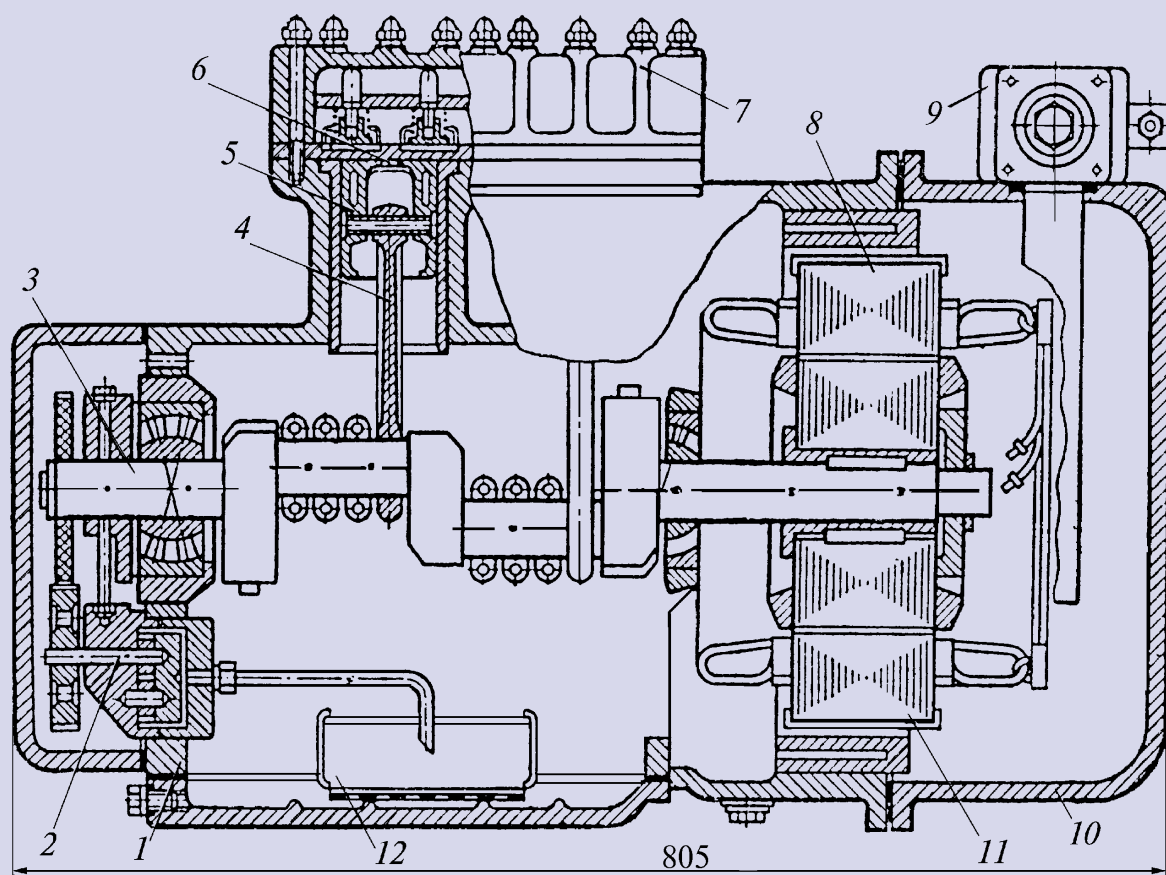


Рис. 2.11. Компрессор 2ФУУБС-18

родвигателя с одной стороны, а с другой — насажена косозубая шестерня привода масляного насоса. В теле вала имеются отверстия для подачи смазки от насоса к шатунным шейкам. Сквозные отверстия в щеках и в торце вала закрыты резьбовыми заглушками. Коленчатый вал в сборе подвергается статической балансировке относительно оси коренных шеек. При балансировке разрешается срезать ребра ротора. Допустимое нарушение баланса  $80 \text{ г} \cdot \text{см}$ .

Поршень шатунно-поршневой группы изготовлен из алюминиевого сплава и имеет два компрессионных уплотнительных кольца и одно маслосъемное. Соединяется поршень с шатуном при помощи пустотелого поршневого пальца плавающего типа. От продольного перемещения в поршне палец фиксируется стопорными кольцами, вставленными в канавки бобышек. Стальной шатун состоит из верхней головки с запрессованной бронзовой втулкой и нижней разъемной головки со сменными вкладышами. Крышка шатуна имеет два ребра и присоединяется к шатуну с помощью болтов, которые стопорятся от самоотворачивания проволокой. Массы шатунно-поршневых групп, устанавливаемых на компрессор, не должны отличаться более чем на 10 г.

**Клапанная доска** 6 установлена в верхней части компрессора между крышкой цилиндров и блок-картером. На два цилиндра устанавливается одна клапанная доска 1 (рис. 2.12).

Всасывающие клапаны — ленточные. Седлом для них служат стальные притертые по плите накладные планки 2 с двумя продольными щелями, прикрепленные к плите болтами. Эти щели закрываются клапанными пластинами. Каждый клапан имеет две пластины 3 и 4, размещенные в пазах плиты. При движении поршня вниз пластины всасывающих клапанов в результате разрежения прогибаются и хладагент проходит в цилиндр через щели в седле и отверстия в плите.

При обратном перемещении поршня эти пластины прижимаются к седлам, закрывая щели и обеспечивая сжатие паров хладагента в цилиндре.

Нагнетательные круглые пластинчатые клапаны нагружены пружинами 7. Седлом для нагнетательных клапанов служит клапанная плита, в которой расточены специальные отверстия. На каждый цилиндр имеются два отверстия диаметром 12 мм, которые перекрыты пластинами 6 толщиной 0,5 мм. Центрирующие штампованные розетки 8 (направляющие клапанов) прижимаются к плите бу-

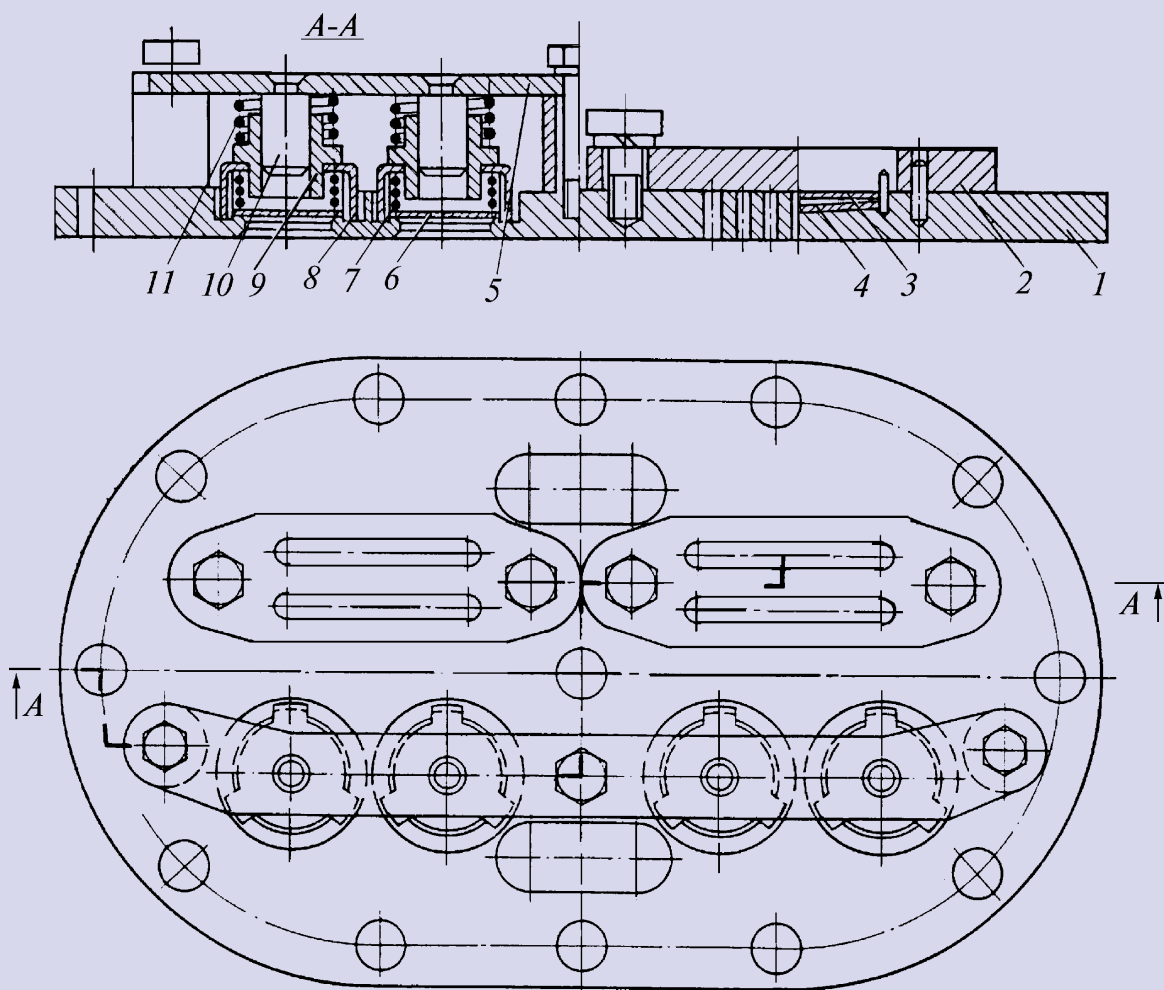


Рис. 2.12. Клапанная плита

ферными пружинами 11 с помощью траверсы 5, закрепленной болтами. Ограничителем подъема нагнетательного клапана является втулка 9 с буртиками, центрируемая пальцем 10. При нормальных условиях буферные пружины не работают; они предназначены для предохранения клапанов от поломки при попадании в цилиндры жидкого хладагента или излишков масла.

Полость над клапанной плитой разделена внутренней перегородкой крышки цилиндров на всасывающую и нагнетательную полости. Между плитой и днищем поршня при его верхнем положении должен быть зазор 0,3—0,8 мм, называемый вредным пространством.

Механический фильтр для очистки хладагента R12 при всасывании в компрессор установлен между блок-картером и всасывающим вентилем. Состоит он (рис. 2.13) из корпуса 1 с крышкой 6, в котором с помощью пружины 5 зажат цилиндрический стакан 4 с мел-



кой сеткой 3 внутри. К концам стакана припаяны доньшки 2.

Система смазки компрессора комбинированная — принудительная под давлением для шатунных шеек и разбрызгиванием — для зеркала цилиндров, поршней, поршневых пальцев и роликовых подшипников. Разбрызгивается масло нижними головками шатунов при работе компрессора.

Насос (рис. 2.14) — шестеренный, реверсивный, затопленного типа, обеспечивает подачу масла 5,5 л/мин при давлении 0,5 МПа.

Крепится он к блок-картеру двумя болтами. В корпусе 2 с крышкой 4 расположены шестерни: ведущая 3, на валу 5 и ведомая 7 на оси 6.

На валу ведущей шестерни закреплена шпонкой шестерня 1, приводящая насос в действие от коленчатого вала.

Масло из картера всасывается насосом через сетчатый фильтр. Вращающиеся шестерни выталкивают масло в нагнетательную полость насоса, откуда оно попадает в тройник 8 и по трубке — в ложный подшипник и далее через сверления в канал коленчатого вала.

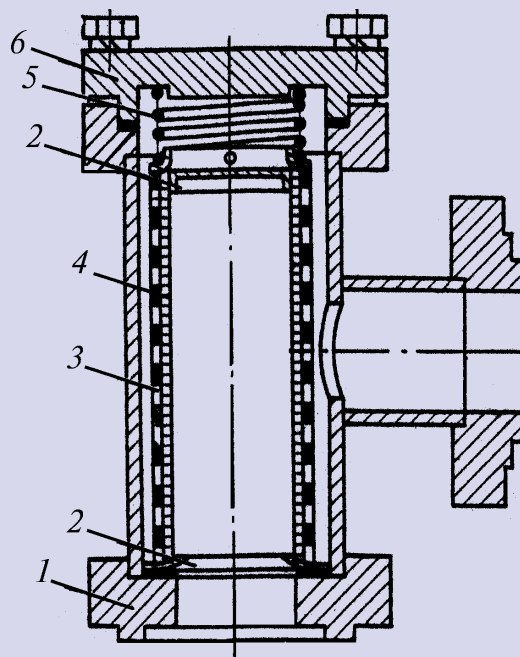


Рис. 2.13. Газовый фильтр

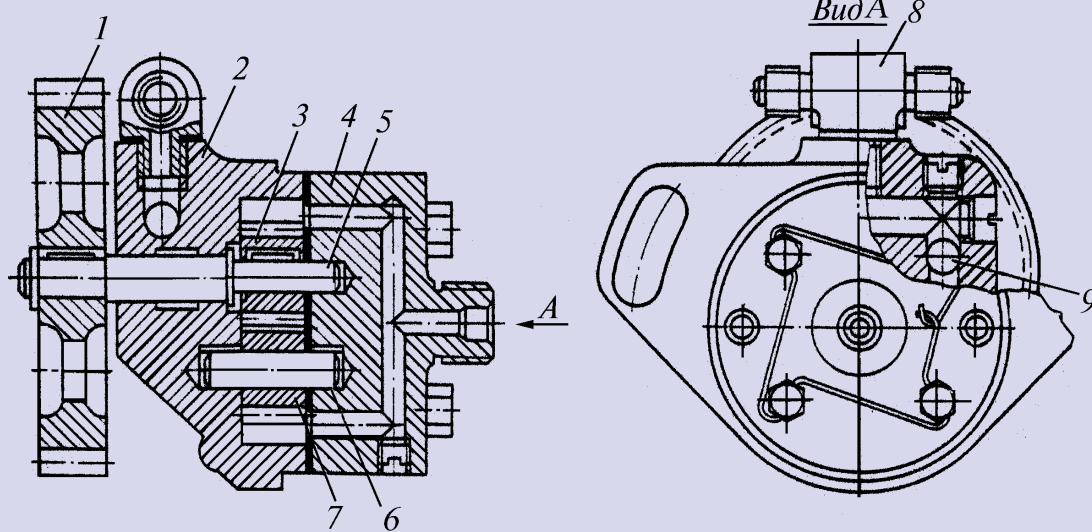


Рис. 2.14. Реверсивный насос системы смазки компрессора

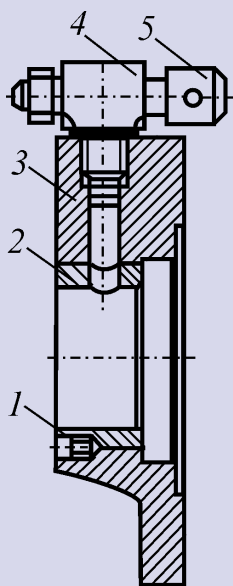


Рис. 2.15. Ложный подшипник

Давление масла в системе должно быть на 0,05—0,35 МПа выше давления в картере.

Реверсивность насоса обеспечивается перемещением шарика под давлением масла в корпусе насоса в определенное положение.

Масляный фильтр состоит из каркаса и сетки. Каркас с двух сторон закрывается доньшками. Сетка к каркасу крепится проволокой. К одному доньшку прикреплена планка крепления насоса к блок-картеру, в другом доньшке имеется трубка для забора масла. Каркас фильтра обернут сеткой в два слоя. При повышении давления масла, создаваемого пружиной выше нормы перепускного клапана, шарик отжимает пружину и перепускает масло в полость передней крышки. Регулируют пружину винтом. После регулирования перепускного

клапана он фиксируется проволокой и пломбируется.

Ложный подшипник (рис. 2.15) состоит из прижимной крышки 3, в которую запрессована бронзовая втулка 2, стопорящаяся винтом 1. В крышку ввернут угольник 4 (показан условно повернутым на 90°); к нему присоединяется трубка для подачи масла из насоса и перепускной клапан 5. Этот клапан представляет собой корпус с боковыми отверстиями, в котором помещен шарик с пружиной. При давлении масла в системе выше установленного натягом пружины шарик отжимает пружину и происходит перепуск масла в полость передней крышки. Усилие пружины регулируется поворотом специального винта. Отрегулированный на открытие при давлении 0,35—0,40 МПа клапан увязывают проволокой и опломбируют.

Всасывающий и нагнетательные вентили имеют одинаковую конструкцию. Различие заключается лишь в наличии штуцера на нагнетательном вентиле.

Всасывающий вентиль (рис. 2.16) размещается на задней части блок-картера и крепится к корпусу газового фильтра фланцем 1 четырьмя шпильками. Крышка 8 вентиле крепится к чугунному корпусу 2 также шпильками. В крышке имеется по центру отверстие с резьбой для шпинделя 5, вращением которого перемещается клапан 4. При вращении шпинделя по часовой стрелке резиновое уплотнение на торце клапана

прижимается к седлу 3. При вращении в противоположном направлении сжимается пружина 6, и клапан открывает канал для прохода паров хладагента в компрессор.

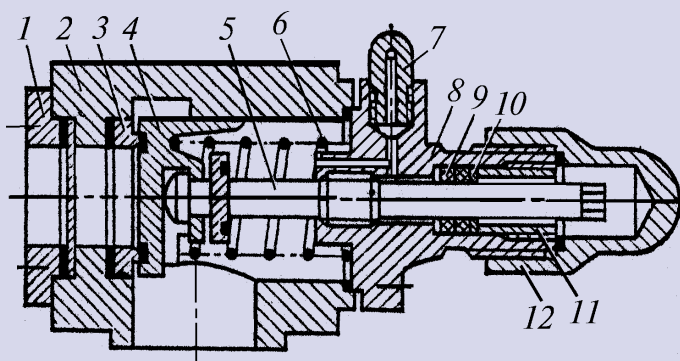


Рис. 2.16. Всасывающий клапан

Сальниковое уплотнение шпинделя выполнено из колец маслобензостойкой резины 9, прижимаемых буксой 11 через шайбу 10. Шпиндель закрывается

металлическим или пластмассовым колпачком 12. Тройник 7 используется для подсоединения к компрессору мановакуумметра и датчика реле давления. При полностью открытом клапане шпиндель уплотнительным кольцом отсоединяет тройник от полости компрессора.

Привод компрессора осуществляется встроенным в блок-картер асинхронным короткозамкнутым трехфазным электродвигателем, ротор которого насажен на консоль коленчатого вала и закреплен на ней прижимным кольцом и болтами со стопорной шайбой. Для снятия с вала на торце ротора есть два резьбовых отверстия. Статор вставлен в корпус электродвигателя и застопорен от перемещения двумя штифтами. Зазор между статором и ротором составляет 0,6—1 мм. Для обеспечения герметичности компрессора штифты закрываются колпачковыми гайками с медными прокладками.

Заземление электродвигателя осуществляется через специальную шпильку.

Для уплотнения соединений в компрессоре применяется паронит, пропитанный глицерином, просушенный и покрытый тонким слоем графита.

Компрессор оснащен двумя мановакуумметрами и манометром. Один из мановакуумметров соединен с нагнетательной линией насоса и показывает давление в системе смазки, другой установлен на стороне всасывания компрессора для контроля за давлением и температурой кипения хладагента R12. Двухшкальный манометр подключен к нагнетательной стороне компрессора и показывает давление конденсации (внутренняя шкала) и температуру насыщения (конденсации) при соответствующем давлении (внешняя шкала).

Нормальная работа компрессора характеризуется следующими основными признаками: нет посторонних стуков и слышен лишь ритмичный стук работающих клапанов; нет утечек хладагента; уровень масла в картере не ниже 2—5 мм от нижней кромки смотрового стекла, масло возвращается в компрессор, не наблюдается вспенивание; противодействие масла не ниже 0,05—0,35 МПа; температура в верхней части всех цилиндров одинаковая; температура нагнетания не более 90 °С при работе компрессора с  $t_0 = +5$  °С и не более 150 °С на режиме  $t_0 = -30$  °С при  $t_k = +30$  °С; перегрев пара, всасываемого компрессором, находится в диапазоне 10—15 °С (определяется разностью температур всасывания и кипения, показываемой стрелкой манометра по температурной шкале).

Опыт эксплуатации показал, что наиболее изнашиваемые детали компрессора — пластины клапанов — имеют ресурс более 2 тыс. ч, т.е. гарантируют трехлетнюю работу холодильной установки с компрессором 2ФУУБС-18 без деповского ремонта.

#### 2.2.4. Компрессор типа V

Компрессоры типа «V» применяются в системах кондиционирования воздуха с холодильными установками типа МАВ-II пассажирских вагонов с индивидуальной системой энергоснабжения и постоянным током напряжением 110 В.

#### Технические характеристики компрессора

Тип	V-образный, одноступенчатый, поршневой, с сальниковым уплотнением
Диаметр цилиндра, мм	80
Ход поршня, мм	58
Число цилиндров	4
Мощность электродвигателя, кВт	13
Частота вращения, об/мин	1450
Холодопроизводительность, кВт	32,5 $t_0=5^\circ\text{C}$ $t_k=55^\circ\text{C}$
Регулировка производительности	Устройство, действующее на три цилиндра, управляемое давлением газа

Максимально допустимое рабочее давление, МПа	на стороне всасывания 0,9 на стороне нагнетания 2
Количество масла в картере, кг	3
Масло для холодильных машин	ХФ 12-16
Габаритные размеры, мм:	
длина:	662
ширина:	470
высота:	585
Масса, кг	123

В установках кондиционирования воздуха пассажирских вагонов, имеющих систему электроснабжения на постоянном токе, используются компрессоры сальниковой конструкции. Применять бессальниковые компрессоры полугерметичной конструкции в одном корпусе с двигателем постоянного тока нельзя, так как в этом случае внутренняя полость двигателя оказалась бы заполненной парами хладагента с маслом, являющимся хорошим проводником электричества. Таким образом, токонесущие детали коллектора оказались бы замкнутыми накоротко и двигатель при первом же пуске вышел из строя.

Поршневой компрессор типа V представляет собой непрямоточный компрессор для сжатия газообразного хладагента R12. Четыре цилиндра расположены под углом  $60^\circ$  в двух рядах.

Детали картера отлиты из легкого металла. Пропиткой отлитых деталей синтетической смолой (пропиточным лаком 240, новым 693х), достигается совершенная герметичность и хорошая защита от коррозии.

Приводной механизм поршневого компрессора отбалансирован динамически, чем достигается спокойная работа машины.

Компрессор оснащен устройством для регулирования производительности, действующим на три цилиндра. Для обеспечения хороших пусковых условий при низких наружных температурах поршневой компрессор оборудован электрическим подогревом масла. Общая конструкция компрессора показана на разрезе (рис. 2.17).

На отливках опорного фланца и картера компрессора прилиты по 2 крепежные лапы.

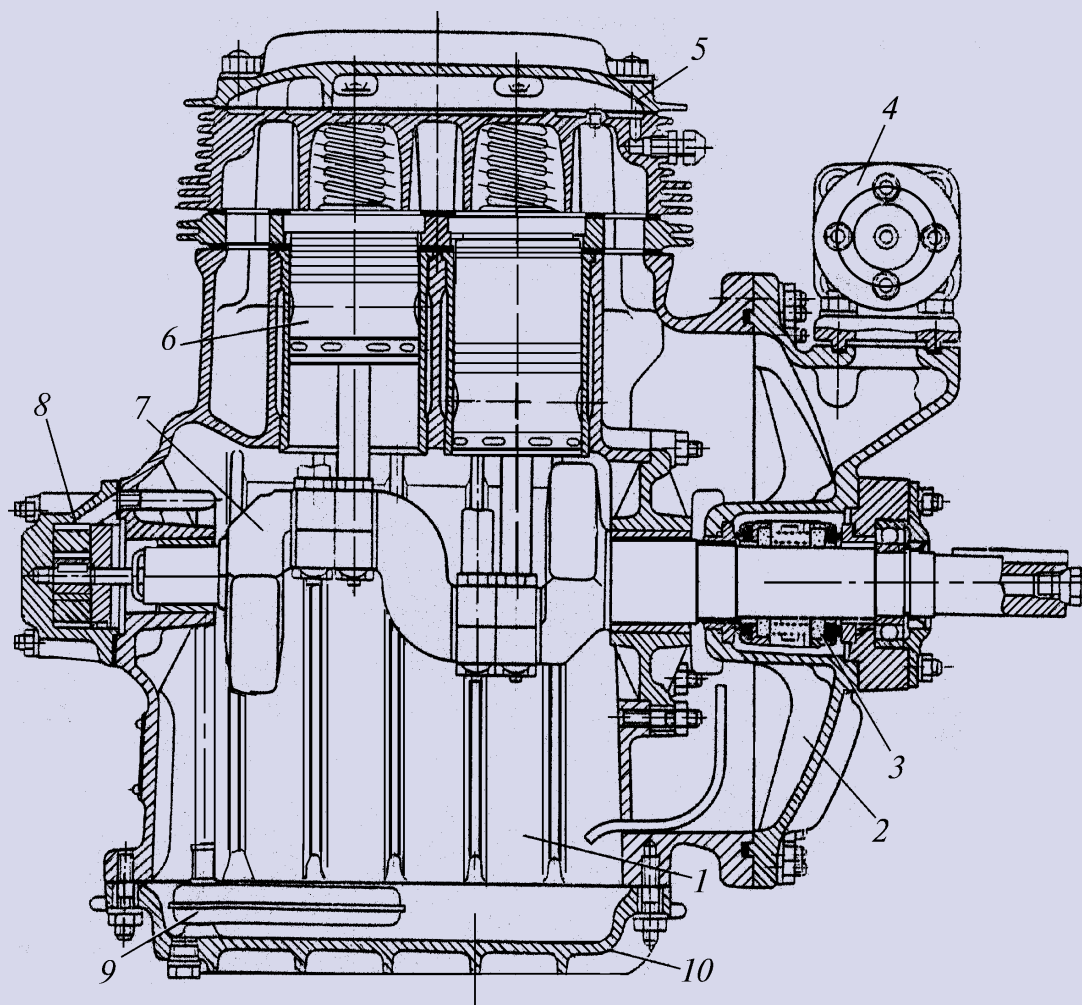


Рис. 2.17. Компрессор типа «V» установки МАВ — II: 1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — сальник; 4 — всасывающий вентиль; 5 — головка цилиндров; 6 — шатунно-поршневая группа; 7 — коленчатый вал; 8 — масляный насос; 9 — масляный фильтр; 10 — поддон

Картер компрессора отлит в целом. В одном блоке объединены два цилиндра. Для достижения хороших ходовых свойств поршней из легкого сплава запрессованы цилиндрические втулки из серого перлитного чугуна. Всасываемый газ подводится к головке блока цилиндров через отлитые канавки. К левой торцевой стороне компрессора прифланцован маслонасос. На правой торцевой стороне установлен опорный фланец. После демонтажа маслоборника обеспечен хороший доступ к кривошипному механизму. Между блоками цилиндров отлит сборный нагнетательный канал. Корпус оребрён для повышения его прочности. Поддон выполнен в виде оребрённой чаши. Для крепления сита предусмотрены планки. На одной из наружных поверхностей маслоборника предусмотрен элек-

трический нагревательный элемент. Резьбовая пробка (M16 × 1,5) установлена на торцевой стороне, на опорном фланце двухстороннее уплотнение вала. Для опоры сравнительно длинной свободной шейки кривошипного вала предусмотрен радиальный шарикоподшипник, находящийся вне системы смазки компрессора и смазываемый консистентной смазкой. К опорному фланцу прилит всасывающий патрубок всасываемого газа. Фланец оребрен для повышения его прочности.

Сверху блок закрыт двумя головками цилиндров (рис. 2.18), которые в свою очередь закрыты крышками. По торцам к блоку прикреплены нагнетательный и всасывающий 9 вентили. Около масляного насоса в блок вмонтирован редукционный клапан. Контроль за уровнем масла осуществляют по мерному стеклу.

Место выхода коленчатого вала из блока компрессора уплотнено специальным сальником, детали которого собраны в торцевой крышке 6. Забор масла из маслованны в систему осуществляется через специальный маслоприёмный фильтр.

Клапаны компрессора установлены на клапанной плите (рис. 2.18).

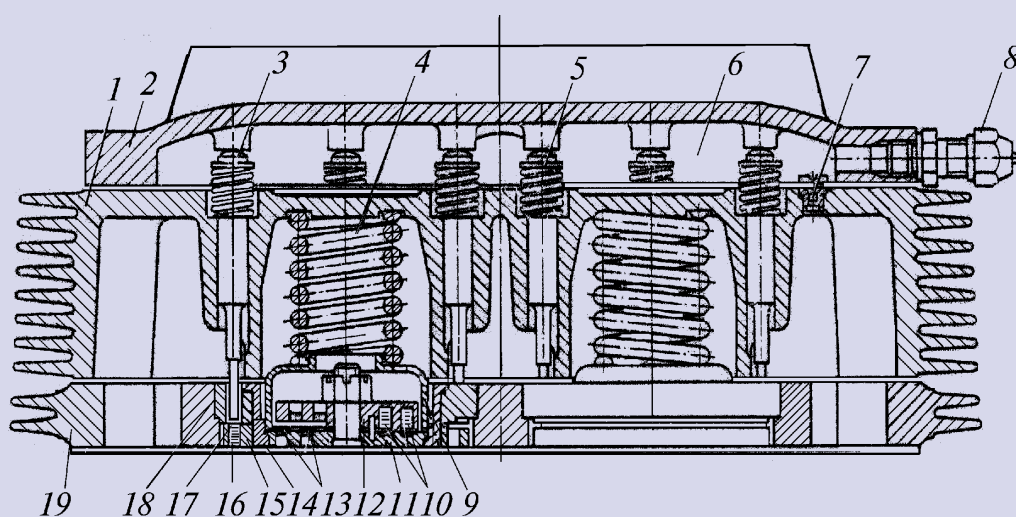


Рис. 2.18. Клапанная плита в головке цилиндров компрессора типа «V»: 1 — головка цилиндров; 2 — крышка цилиндров; 3 — штифт; 4 — буферная пружина; 5, 10, 16 — пружины; 6 — торцевая крышка; 7 — сопло; 8 — штуцер; 9 — упорный стакан; 11 — гнездо нагнетательного клапана нижнее; 12 — гнездо нагнетательного клапана верхнее; 13, 17 — пластины; 14 — соединительный стакан; 15 — нижнее гнездо; 18 — верхнее гнездо; 19 — клапанная плита

Работа клапанов автоматически согласуется с движением поршня. Рассмотрим их работу на условной схеме (рис. 2.10, а, в). Когда поршень 6 (рис. 2.10, а) опускается вниз, то в надпоршневом пространстве, ограниченном клапанной плитой 3 и гильзой цилиндра 5, создается разрежение. Благодаря этому пар хладона R12, находящийся под давлением выше, чем в надпоршневом пространстве, преодолевает усилие нажатия пружины 1, отжимает пластину 2 всасывающего клапана от седла 7 (рис. 2.19, б) и заполняет цилиндр, пока давление во всасывающем трубопроводе и цилиндре не уравняется. Этот момент соответствует достижению поршнем положения в нижней мертвой точке, при котором всасывающий клапан под действием пружины автоматически закрывается.

При последующем движении поршня вверх пар хладона R12 сжимается и, приподнимая от седла 4 (рис. 2.19, а) пластину нагнетательного клапана 8 (рис. 2.10, б), начинает перетекать в конденсатор. Когда поршень снова пойдет вниз, процесс повторится.

Всасывающий и нагнетательный клапаны компрессора типа V для компактности совмещены в одном узле. Соединяет их воедино фасонный стакан 7 (рис. 2.19) со стяжным болтом 10. В нерабочем положении пластины всасывающего 4 и нагнетательного 12 клапанов прижаты возвратными пружинами 6 и 11 к своим седлам 5 и 8. Пружины, а их 6 шт. у всасывающего и 8 шт. у нагнетательного клапана, для равномерности нажатия расставлены по двум concentрическим окружностям. Учитывая, что пружины навиты из тонкой проволоки и имеют небольшую высоту (8 и 9,4 мм), их поместили в гнезда, просверленные в нижней 3 и верхней 9 плитках.

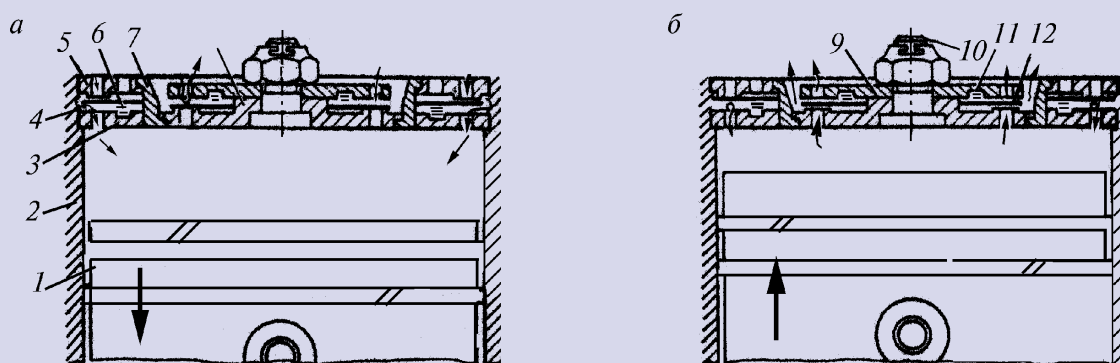


Рис. 2.19. Схема работы клапанов компрессора: а — всасывание; б — нагнетание



Действие клапанов во время всасывания (рис. 2.19, а) и нагнетания (рис. 2.19, б), как и в ранее рассмотренном примере, целиком зависит от давления, создаваемого поршнем 1 в цилиндре 2. Для пропуска хладагона в ту или другую сторону достаточно пластинам отойти от своих седел всего на 1 мм.

Коленчатый вал отштампован из делегированной углеродистой стали. Все опоры вала подвергнуты поверхностной закалке. Кривошипы расположены под углом  $180^\circ$  (рис. 2.20).

К обеим щекам прикованы противовесы. На приводной шейке коленчатого вала установлены двухстороннее уплотнение и опорный подшипник для уменьшения прогиба.

Смазка подшипников осуществляется через продольное отверстие коленчатом валу.

На каждой шейке колена установлены два шатуна. Шатуны изготовлены из сплава легких металлов.

Обе части нижней головки шатуна соединены между собой шатунными болтами с корончатой гадкой и шплинтом. Вкладыши и втулки подшипников выполнены из свинцовистой бронзы на стальной основе.

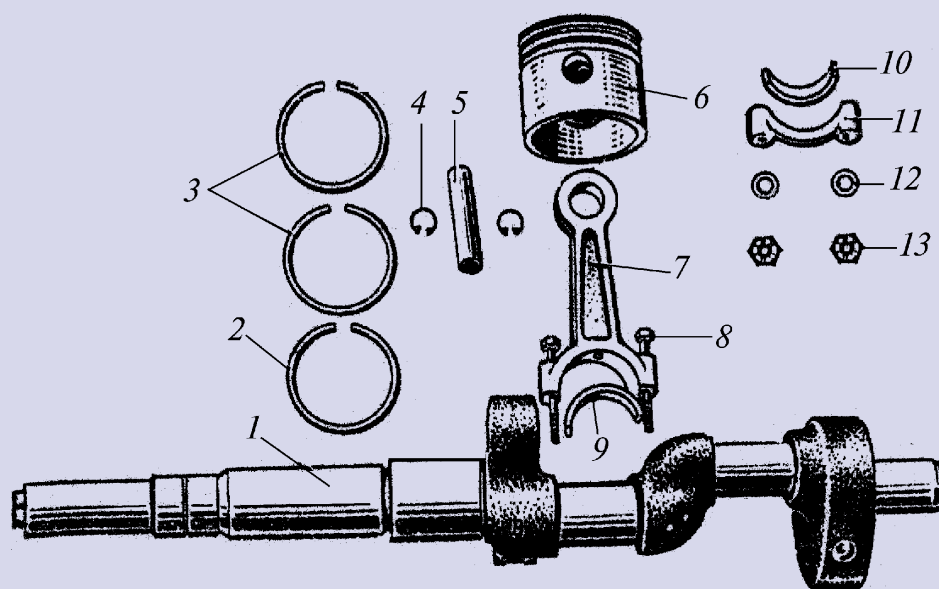


Рис. 2.20. Коленчатый вал и шатунно-поршневая группа компрессора типа «V»: 1 — коленчатый вал; 2 — маслосъемное кольцо; 3 — компрессионные кольца; 4 — стопорная шайба; 5 — поршневой палец; 6 — поршень; 7 — Шатун; 8 — шатунный болт; 9 — верхний вкладыш; 10 — нижний вкладыш; 11 — нижняя головка шатуна; 12 — шайбы; 13 — гайки шатунных болтов

Смазка маслом верхнего подшипника шатуна осуществляется через отверстие в стержне шатуна. Поршни отлиты из специального сплава, методом центробежного литья.

Хорошее уплотнение поршня и цилиндровой втулки обеспечиваются двумя прямоугольными кольцами и одним разрезным маслосъёмным кольцом. Палец поршня изготовлен из высококачественной стали, осевое смещение которого исключается установкой стопорных колец.

Коленчатый вал имеет три точки опоры. Основные усилия воспринимаются средним подшипником и подшипником со стороны маслонасоса. Средний подшипник может воспринимать осевые усилия.

Коренной подшипник коленчатого вала состоит из двух разрезных втулок с буртиками, изготовленных из свинцовистой бронзы на стальной основе. Втулки впрессованы в гнездо подшипника.

Смазка коренных подшипников и верхних головок шатунов осуществляется под давлением от насоса (рис. 2.21), смазка поверхностей цилиндров — разбрызгиванием и маслом, растворенным в парах хладагента. С целью облегчения пуска при низких наружных температурах предусмотрен подогрев масла.

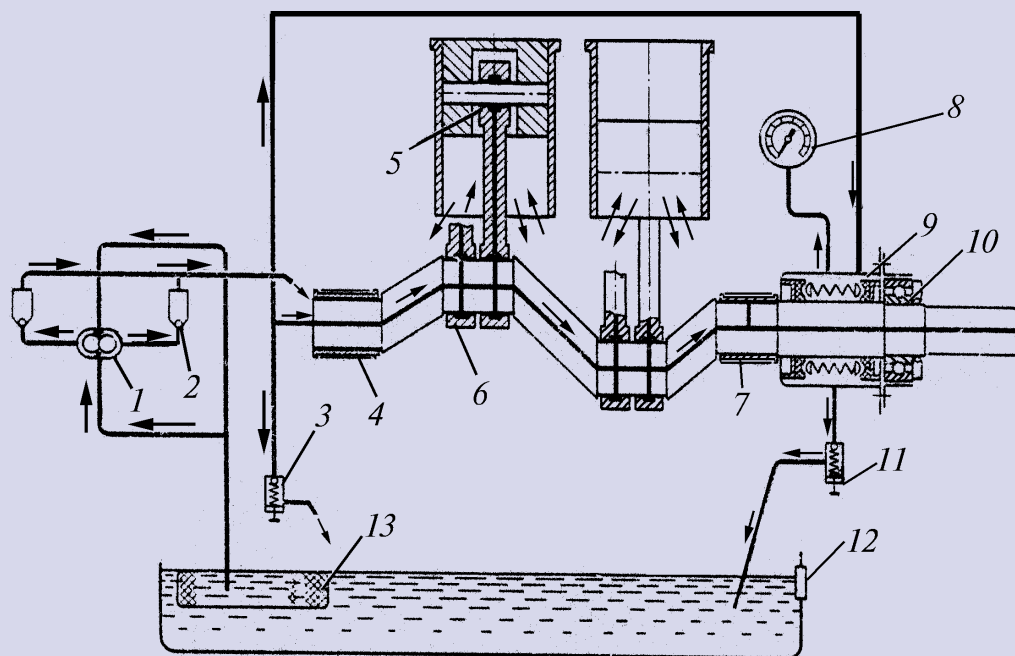


Рис. 2.21. Система смазки компрессора типа «V»: 1 — насос; 2 — реверсивный клапан; 3 — предохранительный клапан; 4, 7 — подшипники; 5 — верхняя головка шатуна; 6 — нижняя головка шатуна; 8 — манометр; 9 — полость сальникового уплотнения; 10 — подшипник сальника; 11 — редукционный клапан; 12 — смотровое стекло; 13 — маслоприемник

Рассмотрим принцип работы шестеренчатого насоса.

В стальном корпусе 1 (рис. 2.22) имеются две сообщающихся между собой полости, в которых просверлены всасывающий 6 и нагнетательный 5 каналы. Основные рабочие элементы насоса — стальные шестерни 2 и 7.

Ведущая шестерня 2, закрепленная на валу 3 шпонкой 4, вращается от коленчатого вала компрессора по часовой стрелке, ведомая 7 — в обратном направлении.

Монтаж шестерен в корпусе насоса выполнен в особой точности. Так, торцевой зазор между корпусом и шестернями не должен превышать 0,02 мм, а зазор между боковыми гранями зубьев — 0,01 мм.

При вращении шестерен масло через всасывающий канал 6 поступает в корпус 1 и зубьями выжимается через нагнетательное отверстие 5 в магистраль. Если шестерни будут вращаться в противоположную сторону, то направление движения масла изменится. Чтобы это не отразилось на работе компрессора, в насосе сделаны два диаметрально противоположных всасывающих и два нагнетательных отверстия с пластинчатыми клапанами (на рис. 2.22 не показаны). При такой конструкции насоса, называемом реверсивным, компрессор может работать при любом направлении вращения коленчатого вала.

Система смазки компрессора типа «V» работает следующим образом. Масло из масляной ванны через приемный масляный фильтр засасывается шестеренчатым насосом 1 и подается в магистраль, в начале которой установлен клапан 3 избыточного давления. Назначение этого клапана следующее: если пуск холодильной установки происходит после длительной остановки и масло в картере компрессора холодное и загустело, то в системе может создаться слишком высокое давление, способное разорвать корпус масляного насоса или

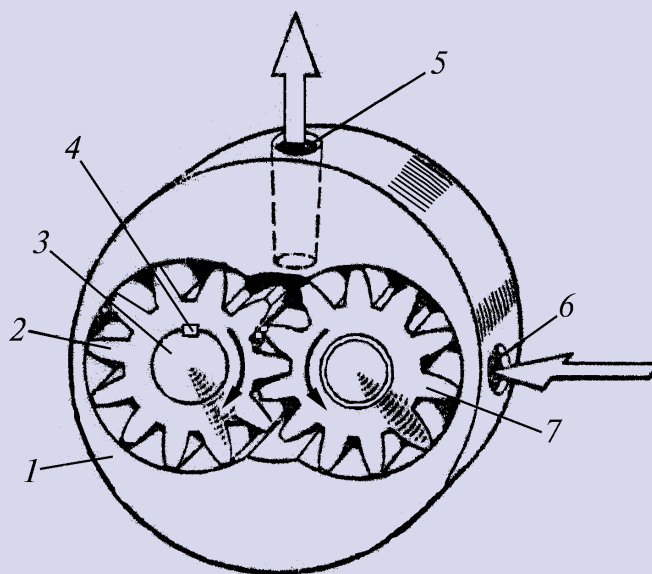


Рис. 2.22. Схема работы шестеренчатого масляного насоса

повлечь за собой какие-либо другие дефекты. Чтобы предупредить возможную поломку агрегата, клапан избыточного давления, отрегулированный на 0,3 МПа, перепускает избытки масла обратно в ванну в обход магистрали. По мере нагревания масла вязкость его снижается, давление падает и клапан автоматически прекращает сброс излишков масла. Основное количество масла шестеренчатым насосом нагнетается в масляный канал 4, просверленный вдоль коленчатого вала, и по радиальным каналам в шатунных шейках подводится к рабочим поверхностям шатунных подшипников. Далее часть масла по отверстию в стержне шатуна попадает для смазки подшипника поршневого пальца, а часть под давлением выбрасывается в полость картера через зазор между шатунным подшипником и шейкой коленчатого вала. При этом образуется масляный туман, оседающий на рабочей поверхности цилиндра и создающий смазывающую прослойку под поршневыми кольцами.

Оставшееся количество масла по обводной трубке попадает в полость сальника 9. Здесь, на самом удаленном от масляного насоса участке, установлен редуцирующий клапан 11, с помощью которого регулируется давление в масляном канале и тем самым защищается сальниковое уплотнение вала от прорыва масла, имеющего завышенное давление. Масло, попавшее в полость сальника, способствует уплотняющей функции последнего, смазывает опорный подшипник хвостовика вала и стекает в масляную ванну. Контролируется давление масла по манометру 8, а уровень его в масляной ванне по мерному стеклу 12. Масло заправляется в компрессор через вентиль.

В компрессоре благодаря постоянному контакту масла с хладон R12 образуется маслохладоновый раствор, который циркулирует по системе холодильной машины. При пуске установки кондиционирования воздуха после длительной остановки из-за быстрого падения давления в полости компрессора и нагрева его деталей происходит выпаривание хладона R12 из раствора со вспениванием масла в картере. Часть масла в виде тумана и мелких капель, несмотря на наличие поршневых колец, увлекается нагнетаемыми парами в систему трубопроводов и попадает через конденсатор, ресивер и регулирующий вентиль в воздухоохладитель. Отсюда оно возвращается в цилиндр. Возврат масла при пуске компрессора по сравнению с тем количеством, которое проносится через

рабочую полость агрегата, практически ничтожно (5—10 % веса циркулирующего за час количества хладагента), что в конечном итоге способствует ухудшению режима смазки агрегата.

Унос масла происходит не только при пуске компрессора, но и при работе в установившемся режиме, но в этот период унос равен возврату в картер. Унос масла — явление нежелательное, но и неизбежное. Нежелательное потому, что масло, попав в конденсатор и воздухоохладитель, оседает на внутренней поверхности трубопроводов тонкой пленкой, ухудшающей теплообмен с окружающей средой. Неизбежное потому, что оно зависит от конструктивных особенностей компрессора, состояния его клапанов, поршней, цилиндров, колец и других деталей. На чрезмерный унос влияют эксплуатационные факторы: переполнение картера маслом и, как результат, интенсивное разбрызгивание, слишком высокое давление в системе смазки из-за неисправности или разрегулирования редукционных клапанов и др.

Основные меры борьбы с уносом сводятся к улучшению технического состояния компрессора. Малый унос масла считается признаком хорошего общего состояния агрегата. Эффективной мерой против уноса является установка электроподогревателей, которые автоматически включаются на период остановки или перед пуском кондиционера до 20—30 °С. Легкоиспаряющийся хладон выпаривается из масла и пены при пуске не образуется. На днище масляной ванны компрессора типа V установлен трубчатый электронагреватель (ТЭН) мощностью 120 Вт.

В месте выхода хвостовика коленчатого вала из блока компрессора смонтировано сальниковое уплотнение, препятствующее утечке хладагента по зазору между валом и блоком. Сальник состоит из двух графитовых колец 4 (рис. 2.23) с выступающими наружу буртиками, торцевая поверхность которых прошлифована и плотно прижата к фланцам стальных втулок 10, запрессованных в блок 9.

Графитовые кольца вмонтированы в обойму 2 с резиновой основой 1. Между обоймами на валу 7 установлено кольцо 5 с гнездами для пружин 6. Чтобы сальник не проворачивался на валу, обойма фиксируется штифтом 3, нижний конец которого утоплен в канавке 8, профрезированной в хвостовике вала. Нормальное, без перекосов положение колец обеспечивается планкой 13, закрепленной винтом 12.

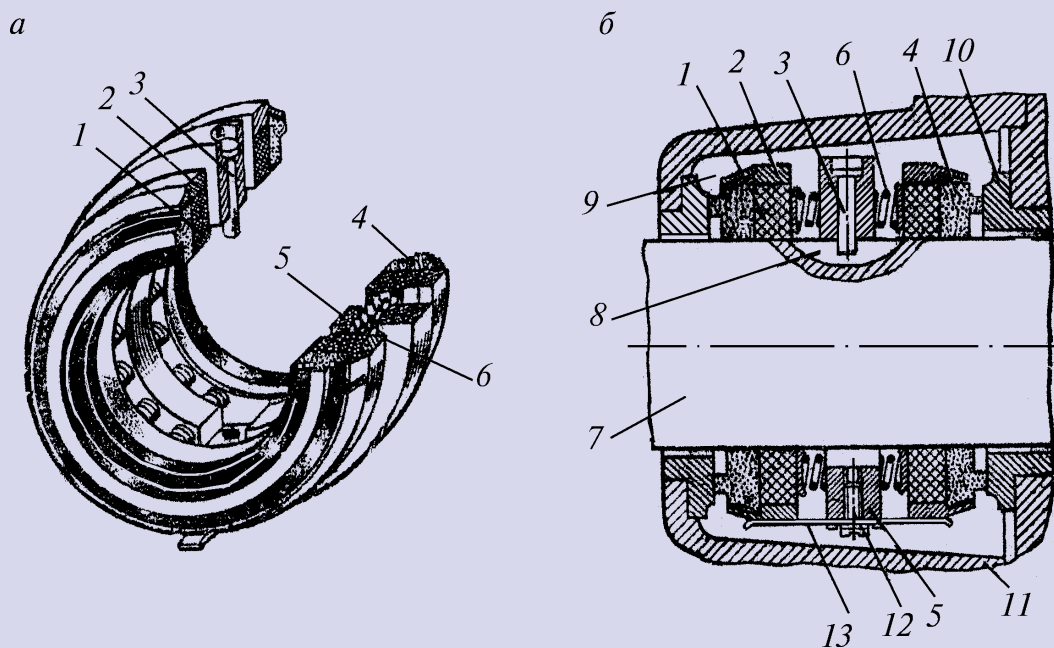


Рис. 2.23. Сальник компрессора типа «V»:  
*а* — детали сальника; *б* — сальник в сборе на валу

Таким образом, течь хладагента по валу предотвращают резиновые кольца 1, по корпусу — буртики графитовых колец 4 с притертыми поверхностями. Гнездо 5 в корпусе сальника 11 заполнено маслом, создающим дополнительное уплотнение.

Как бы совершенна ни была конструкция сальника, утечка хладагента по нему неизбежна. Считается нормальным подтекание масла сквозь сальник масла в виде единичных капель, но не более 5 капель в час.

Компрессор имеет устройство для регулирования холодопроизводительности путем автоматического отжатия всасывающих клапанов без изменения частоты вращения коленчатого вала компрессора. В компрессоре холодильной установки типа МАВ-II могут отключаться два или три цилиндра, что дает возможность установке работать с 25, 50 % -ной холодопроизводительностью.

В компрессоре установки МАВ-II при необходимости снижения холодопроизводительности на ходу отключаются два или три цилиндра с одновременным прекращением подачи жидкого хладагента в половину змеевика испарителя. При этом холодопроизводительность установки понижается соответственно до 50 или 25 %. Эти отключения и включения цилиндров производятся автоматически с помощью электромагнитных вентилях.

Для того, чтобы представить, как происходит отключение цилиндров компрессора, предположим, что температура воздуха в купе после включения четырех цилиндров стала понижаться и достигла  $+21^{\circ}\text{C}$ . Тогда термостат на  $+22^{\circ}\text{C}$  отключит половину испарителя, переведет вентилятор, конденсатора на более медленный режим вращения и откроет магнитный вентиль № 1. В результате хладон, находящийся под высоким давлением в ресивере, получит доступ в надклапанное пространство первого и второго цилиндров компрессора и надавит на торцы 5 (рис. 2.24) отключающего устройства, штоками которых отожмет от седел 2 пластины 1 всасывающих клапанов.

Если при обычной работе компрессора положение клапанной пластины зависит от направления движения поршня 7, то теперь всасывающий клапан будет открыт все время. Это значит, что пары хладона, поступившие в цилиндр, будут вытолкнуты обратно во всасывающий патрубок при движении поршня вверх. Иными словами, сжатия паров не произойдет и цилиндр будет работать вхолостую.

Когда автоматически отключаются сразу два цилиндра, производительность установки снижается на 40 %. При таком режиме компрессор работает до тех пор, пока посредством второго ртутно-контактного термометра при температуре воздуха в вагоне ниже  $+21^{\circ}\text{C}$  включится катушка электромагнитного вентиля № 2 и отключится третий цилиндр. В работе останется только один цилиндр, обеспечивающий 30 % холодопроизводительности.

В конструкции клапанного узла компрессора предусмотрена защита цилиндра от гидравлического

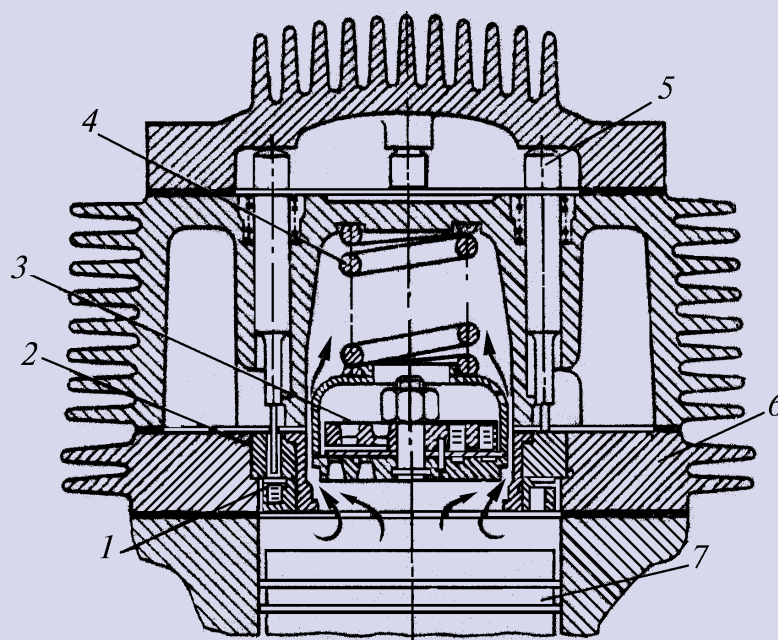


Рис. 2.24. Отключающий механизм (нагнетательный клапан изображен при гидравлическом ударе)

удара, сущность которого заключается в следующем: когда в пространство цилиндра над поршнем в результате влажного хода попадает жидкий хладон по объему больше объема вредного пространства, то при подходе к верхней мертвой точке происходит удар поршня о клапанную плиту 6 (см. рис. 2.24) через несжимаемый жидкий хладагент. Для смягчения удара (предотвращения аварии) нагнетательный клапан 3 сверху накрыт чашей и прижат к посадочному месту буферной пружиной 4. Сила удара уменьшается за счет поднятия нагнетательного клапана и образования свободного прохода для хладагента. Работа компрессора в этом случае сопровождается характерным металлическим стуком, услышав который необходимо срочно выключить холодильную установку для выяснения и устранения причины влажного хода.

### **2.2.5. Повышение надежности и экономичности компрессоров**

Повышение уровня технического совершенства компрессоров, т.е. их качества, надежности и экономичности, осуществляется несколькими путями. Первый из них — разработка комплексных мероприятий по повышению качества изготовления. Сюда относятся и вопросы использования новых материалов, совершенствования конструкций и технологических процессов производства, а также широкой унификации агрегатов. Второй путь — проведение исследований по повышению надежности и установлению оптимальных режимов эксплуатации компрессоров, разработка стандартных методов и типовых программ испытаний (моторесурсные и специальные ускоренные испытания на надежность, всесторонние эксплуатационные испытания с проверкой надежности новых деталей и узлов, исследования эксплуатационной надежности импортного оборудования). Значительное внимание уделяется исследованиям наиболее тяжелых для компрессора пусковых режимов и внедрению средств технической диагностики при эксплуатации и ремонте машин.

Надежность и экономичность компрессоров обеспечиваются также непрерывным совершенствованием системы технического обслуживания и ремонта оборудования, разработкой подробной эксплуатационной и ремонтной документации, нормативов численности обслуживающего и ремонтного персонала. Большое значение име-



ет правильное планирование объема производства запасных частей согласно технически обоснованным расчетным нормам.

Надежность поршневых компрессоров во многом зависит от подачи смазочного масла к подшипникам и другим трущимся деталям шатунно-поршневой группы. В связи с высокой растворимостью смазочных масел в хладоне R12 и фреонах необходимо обеспечивать необходимое давление в системе и разгружать компрессор при пуске до достижения рабочего давления масла. Для этого используют различные способы: ручное и автоматическое управление всасывающим и нагнетательным вентилями, регулирование давления масла способом байпасного изменения подачи его насосом, контроль за давлением масла в эксплуатации. Часто совмещают эти способы. Например, контроль за давлением масла сочетается с использованием автоматического запорного, всасывающего и нагнетательного клапанов.

Наиболее ответственным элементом поршневого компрессора, определяющим надежность и экономичность его работы, являются пластинчатые клапаны, а у больших компрессоров — сальник.

В непрямочных компрессорах малой и средней холодопроизводительности всасывающие и нагнетательные клапаны одного цилиндра часто размещают на общей клапанной плите, что существенно упрощает установку и замену пластин клапанов. Однако такая конструктивная компоновка приводит к интенсивному теплообмену между полостями всасывания и нагнетания, следовательно, к ухудшению объемных и энергетических показателей компрессора.

Безаварийная работа обеспечивается тщательной очисткой, сушкой и вакуумированием холодильных машин, использованием чистых хладагентов и масел, повышением теплостойкости изоляции обмоток встроенных электродвигателей компрессоров.

На надежность машин влияют и проводящаяся специализация заводов-изготовителей и ремонтных предприятий, внедрение крупносерийного способа производства, комплектная поставка оборудования и холодильных агрегатов предприятиям, которые будут их эксплуатировать. В значительной мере уровень холодильного машиностроения определяет и современная высокоразвитая научно-исследовательская и конструкторская база этой отрасли промышленности.

## 2.2.6. Характерные неисправности и требования безопасности при обслуживании компрессоров

Эксплуатацию и техническое обслуживание компрессоров производят в соответствии с инструкциями заводов-изготовителей. Наибольшее внимание уделяют проверке плотности разъемных соединений холодильных установок.

Выявление утечек хладагента R12 производят следующим образом: галоидную лампу заправляют спиртом (пропаном) и подготавливают к работе. Пламя в горелке должно быть светло-голубым, гореть равномерно, без шума. Резиновую трубку галоидной лампы подносят к сальникам и фланцевым соединениям вентиля по периметру съёмных крышек компрессора. При наличии утечки хладагента пламя горелки приобретает зеленовато-фиолетовую окраску. В случае значительной течи лампа горит коптящим пламенем или гаснет. Места утечки немедленно отмечают мелом.

При эксплуатации компрессора регулярно проверяют надежность крепления узлов агрегата, работу системы смазки, наличие хладагента и масла, давление в системе смазки и картере.

Звуковые характеристики работающего поршневого компрессора дают определенную информацию о его техническом состоянии. Резкие беспорядочные стуки возникают при ослаблении или обрыве шатунного болта. Глухие стуки внутри картера в зоне коренных подшипников, повторяющиеся при каждом обороте коленчатого вала, говорят о недостаточной смазке подшипников. Стуки среднего тона в верхней части цилиндров возникают из-за плохой смазки поршневых пальцев или большого износа их подшипниковых втулок. Звенящий металлический стук в отдельных цилиндрах, наблюдающийся после прогрева компрессора, свидетельствует о малой величине вредного пространства. Резкий стук под крышкой одного цилиндра, появляющийся при увеличении давления нагнетания, возникает из-за поломки буферных пружин клапанов. Дребезжащий постоянный стук в одном из цилиндров, возникающий после пуска, появляется при поломке или ослаблении крепления пластины клапана. Шуршащие со свистом звуки возникают в цилиндре при износе поршневых колец; при сильном износе появляются глухие хлопающие стуки попеременно в верхней и нижней частях цилиндра. Сильные стуки наблюдаются во всех цилиндрах при гидравлических ударах.

Типичные неисправности хладоновых компрессоров 2ФУУБС18 и способы их устранения приведены в табл. 2.3.

Характерные повреждения холодильных компрессоров 5-вагонных секций и АРВ следующие: утечки хладагента R12 по прокладкам фланцев; ослабление крепежных болтов оборудования; излом шатуна поршня высокого давления; заклинивание поршней; износ втулок и вкладышей подшипников коленчатого вала; износ пластин всасывающих и нагнетательных клапанов; трещины в клапанной плите; износ шестерен масляного насоса; перегорание электроподогревателя масла в картере; изломы зубчатых секторов и пружин мановакууметров и манометров; смятие граней штуцеров; разрушение окраски и шкал циферблатов; повреждение вентиля, термостатов и прессостатов. Возникают неисправности в основном из-за несовершенства конструкций или из-за нарушения технологии изготовления. Лишь  $\frac{1}{3}$  часть всех повреждений появляется по причине постепенного нарастания износов.

В процессе ремонта холодильного оборудования наибольшие затраты труда приходятся на приборы контроля и управления, поршневой компрессор и электрическую часть холодильной установки. Основную часть повреждений устраняют в депо приписки подвижного состава. Однако до 30 % отказов оборудования в рейсах ликвидируется заменой неисправных узлов и деталей новыми (запасными). При ремонте холодильного оборудования выполняется значительный объем регулировочных и испытательных операций, а сами ремонтные работы производятся с использованием специальной технологической оснастки и приспособлений.

В конструкции холодильной установки должна быть обеспечена защита компрессора от попадания жидкого хладагента во всасывающую полость и от повышения давления нагнетания за пределы допустимого. Защита обслуживающего персонала от попадания под напряжение, подаваемое к встроенному электродвигателю, осуществляется предохранительным колпаком, который надевают на коробку контактных зажимов подключения проводов. Ремонтные работы проводятся только на обесточенном компрессоре. Вскрытие компрессора и подтягивание крепежных деталей производят в защитных очках и после того, как давление хладагента в системе будет понижено до атмосферного. Курить и освещать место работ

открытым пламенем при вскрытии компрессора запрещается. В процессе вскрытия компрессора следует проветривать помещение, чтобы содержание хладона R12 в воздухе не превышало 30 %. При осмотре внутренних полостей используют переносные лампы напряжением не выше 36 В или электрические карманные и аккумуляторные фонари. Пользоваться факелами с открытым пламенем не разрешается.

Концентрация возникающих при эксплуатации компрессоров вредных веществ в воздухе рабочей зоны производственных помещений не должна превышать норм, установленных Министерством здравоохранения России. Уровень шума работающего компрессора, замеренный на расстоянии 3 м от него, не должен превышать 90 дБ.

Холодильную установку нельзя эксплуатировать при отсутствии пломб, а также при истекших сроках освидетельствования манометров, компрессоров и аппаратов.

Манометры не реже 1 раза в год надо проверять и пломбировать и не реже чем через 6 мес осматривать с нанесением даты осмотра на стекле.

Предохранительные клапаны компрессоров подвергают ежегодной проверке, после чего пломбируют.

Таблица 2.3

### Типичные неисправности хладоновых компрессоров 2 ФУУБС-18 и способы их устранения

Неисправность	Причина возникновения	Способ устранения
Следы масла в местах соединения деталей	Ослабление крепления; повреждение прокладки	Подтянуть болты, колпачки, пробки и накидные гайки. Вытереть следы масла. Заменить прокладки
Повышенный нагрев одного из цилиндров	Излом нагнетательного или всасывающего клапана Прорыв прокладки, отделяющей всасывающую полость от нагнетательной	Заменить пластину клапана и притереть к седлу Заменить прокладку

Неисправность	Причина возникновения	Способ устранения
Образование инея на корпусе всасывающего вентиля. Сильный нагрев верхней части цилиндров и нагнетательной стороны их крышки	Засорение фильтра	Снять и прочистить фильтр
	Излом пластины нагнетательного клапана	Заменить пластину
Неодинаковая температура нагнетательной стороны крышки цилиндров	Заклинивание пластины нагнетательного клапана в открытом положении	Заменить пластину
	Неплотное прилегание пластин нагнетательного клапана или излом пластины всасывающего клапана	Заменить пластину
Сильный нагрев всасывающей полости крышки цилиндров и всего компрессора; пониженная холодопроизводительность	Излом всасывающего клапана или смещение пластины	Заменить пластину
Металлический (звонкий) стук в компрессоре	Излом или сильный износ поршневых колец	Заменить поршневые кольца
	Гидравлический удар	Немедленно выключить компрессор. Устранить причину гидравлического удара в соответствии с инструкцией по обслуживанию
	Износ вкладышей шатунов или шеек коленчатого вала	Проверить шатунно-поршневую группу, устранить дефекты
	Износ поршневого пальца	Заменить палец
	Ослабление шатунных болтов	Подтянуть болты
	Недостаток масла в картере	Проверить шатунно-поршневую группу, добавить масла в картер

## 2.3. Теплообменные и вспомогательные аппараты

### 2.3.1. Назначение теплообменников холодильных установок

Теплообменные аппараты обеспечивают возможность реализации цикла холодильной машины, т.е. отвод тепла из охлаждаемого помещения и передачу его окружающей среде. Эти агрегаты должны быть простыми и компактными по конструкции, удобными в эксплуатации и ремонте, иметь высокий коэффициент теплопередачи, малое гидравлическое и аэродинамическое сопротивление, большой моторесурс.

В вагонах применяются различные теплообменные аппараты и устройства: конденсаторы, испарители-воздухоохладители, регенераторы.

В них осуществляются разнообразные по характеру процессы передачи тепла: способами теплопроводности, свободной и вынужденной конвекции, теплопередачи при конденсации и испарении хладагента и др. В теплообменных аппаратах холодильной установки главную роль играют два вида теплообмена — теплопроводность и конвекция. Лучистым теплообменом пренебрегают из-за сравнительно низких уровней и перепадов температур. В теплообменниках тепло передается от более теплой среды к более холодной через разделяющую поверхность.

В холодильных установках вагонов используются четыре основных вида теплопередающих поверхностей: плоская стенка (рис. 2.25, а), цилиндрическая труба гладкая (рис. 2.25, б) и оребренная с круглыми или прямоугольными ребрами (рис. 2.25, в и г). Отдельные виды теплообмена в аппаратах сочетаются друг с другом. Так, в испарителе тепло от воздуха передается внешней поверхности труб путем конвекционного теплообмена. Через стенку трубы от внешней ее поверхности к внутренней тепло передается только теплопроводностью.

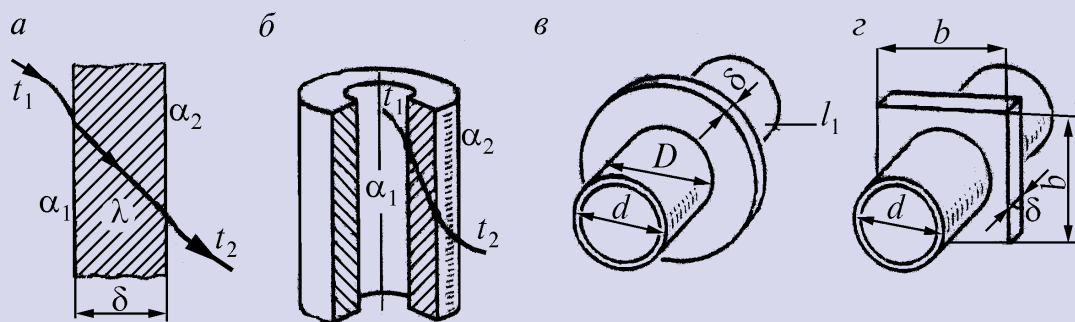


Рис. 2.25. Виды и параметры теплопередающих поверхностей

И, наконец, от внутренней поверхности труб испарителя тепло передается кипящему хладагенту конвекцией. Таким образом, в теплообменном аппарате осуществляется сложный процесс, представляющий собой сочетание отдельных простых видов теплообмена. В целом такой процесс переноса тепла от теплой среды к холодной через разделяющую их стенку называют процессом теплопередачи.

Роль теплообменных аппаратов в обеспечении требуемых энергетических и технико-экономических показателей, а также эксплуатационных характеристик холодильных машин исключительно велика. Это связано как с местом расположения теплообменных аппаратов в схеме машины, так и со спецификой их работы, определяющей габаритные размеры, массу и затраты. В современных паровых холодильных машинах габаритные размеры и масса основных теплообменных аппаратов (конденсатора и испарителя) обычно составляют больше половины соответствующих показателей машины в целом, а их стоимость доходит до 50 % стоимости машины.

Особенность работы и конструкции теплообменных аппаратов холодильных машин определяет необходимость снижения потерь от внешней необратимости холодильного цикла, что приводит к малым температурным напорам. Последнее обуславливает невысокие плотности теплового потока, т.е. большие теплопередающие поверхности. Условия работы теплообменных аппаратов часто усложняются тем, что процесс теплопередачи в них проходит при переменных температурах. На конструкцию теплообменных аппаратов для холодильных установок влияет использование в качестве теплоносителя воздуха. Для повышения эффективности теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха аппараты таких установок выполняют с развитым оребрением теплопередающей поверхности.

Ограничения габаритных размеров и массы теплообменных аппаратов вызывают необходимость поиска наиболее совершенных конструктивных форм таких аппаратов и интенсификации процессов теплоотдачи. Основные направления интенсификации процессов теплоотдачи: уменьшение проходных сечений с обеспечением оптимальных скоростей движения теплоносителей, турбулизация потока. Мероприятия по интенсификации процессов теплоотдачи следует осуществлять исходя из условия повышения эффективности холодильной машины в целом.

### 2.3.2. Классификация и устройство конденсаторов

**Конденсаторы** паровых холодильных машин обеспечивают охлаждение перегретых паров хладагента, а затем их конденсацию при давлении, соответствующем степени повышения давления в цикле холодильной машины. В машинах многоступенчатого сжатия в конденсаторе, кроме того, производят промежуточное охлаждение паров хладагента. В ряде случаев в систему конденсатора включают переохлаждение жидкого хладагента перед дроссельным вентилем. По способу отвода тепла конденсаторы подразделяют на:

оросительные и испарительные (в которых тепло отводится водой и воздухом при испарении воды с поверхности теплообмена);

проточные водяные (в которых тепло воспринимается и отводится водой);

вертикально-трубные воздушные (в которых тепло воспринимается и отводится воздухом).

Конструктивно конденсаторы представляют собой рекуперативные системы кожухотрубного, трубного, змеевикового или листотрубного типа.

В холодильных машинах транспортных установок используют конденсаторы воздушного охлаждения трубного или змеевикового типа с принудительным движением охлаждающего воздуха в межтрубном пространстве. Поверхность теплообмена в таких конденсаторах образуют трубки малого диаметра с развитым наружным оребрением. Ребра могут быть круглыми или спиральными, а также листовыми в виде сплошных прямоугольных пластин. Степень оребрения труб конденсатора, т.е. отношение площади оребренной поверхности теплоотдачи к поверхности труб, на которой выполнено оребрение, при спиральных или плоских ребрах может достигать до 20.

Трубы и ребра изготавливают из стали, алюминия, меди, латуни. Ребра выполняют накаткой или плотной насадкой с последующей припайкой. Для уменьшения коррозии стальные трубы и их ребра оцинковывают.

Повысить эффективность конденсаторов можно путем увеличения компактности теплообменных поверхностей, применения труб плоскооформенной формы, пластинчатых поверхностей, а также интенсификации процесса теплоотдачи турбулизацией потока охлаждающего воздуха и хладагента.



В транспортных установках с воздушным охлаждением конденсаторов заметно увеличивается в летнее время расход энергии на выработку холода, так как возрастающее давление конденсации требует увеличения энергозатрат на привод компрессора.

При воздушном охлаждении возникают трудности, связанные с различной возможностью теплообмена с одной и той же поверхностью конденсатора летом и зимой. В холодное время года значительно снижается давление конденсации хладагента за счёт чего существенно повышать холодопроизводительность в этот период практически не требуется. При уменьшении перепада давлений нарушится действие дроссельных регулирующих органов.

Для обеспечения устойчивой работы установки приходится стабилизировать нижний предел давления конденсации хладагента  $P_k$  независимо от температуры наружного воздуха. Такую стабилизацию можно осуществлять на стороне воздуха или на стороне хладагента. В первом случае — уменьшением объема и скорости проходящего воздуха (отключением части вентиляторов, изменением угла поворота их лопастей, подмешиванием теплого воздуха), во втором — сокращением активной поверхности конденсации, отключением части конденсаторов, частичным искусственным затоплением жидким хладагентом внутренней поверхности конденсатора.

Летом, когда повышается давление конденсации, а холодопроизводительность машины снижается, возрастает опасность перегрузки компрессоров и приводных электродвигателей. Чтобы уменьшить давление конденсации, искусственно снижают температуру воздуха на входе в конденсатор путем увлажнения или увеличивают подачу воздуха через конденсатор.

Конденсаторы хладоновых и фреоновых холодильных машин с воздушным охлаждением состоят из ряда трубчатых ребристых элементов, в которых конденсируются пары хладагента. Охлаждающий воздух подается двумя вентиляторами, расположенными на торцевой стороне конденсатора (установка FAL), или одним вентилятором (установка ВР, МАВ-II, УКВ-31).

Конденсатор установки FAL-056/7 с поверхностью теплообмена  $72 \text{ м}^2$  состоит из трех секций, закрепленных на алюминиевой раме 3 (рис.2.26). Крайние секции 5 и 7 имеют по четыре ряда вертикальных оребренных медных труб наружным диаметром 15 мм, в сред-

ней секции 6 — три ряда. С лицевой стороны конденсатора трубы каждого вертикального ряда секций последовательно соединены в змеевики калачами 1. Входной газовый коллектор 2 является распределительным для верхнего горизонтального ряда труб. Пары хладагента подаются от компрессора через фланцевую трубу 4. К торцу газового коллектора подсоединена трубка прессостата, управляющего включением и отключением вентиляторов охлаждения. Нижний жидкостный коллектор 8 объединяет нижний ряд труб конденсатора и имеет патрубок 9 для отвода жидкого хладагента в ресивер. Рабочее давление в конденсаторе 1,6 МПа.

Конденсатор холодильной установки ВР поверхностью 90 м<sup>2</sup> выполнен из прямых медных труб наружным диаметром 15 мм, длиной 736 мм, объединенных в восемь секций. Оребрение трубок пла-

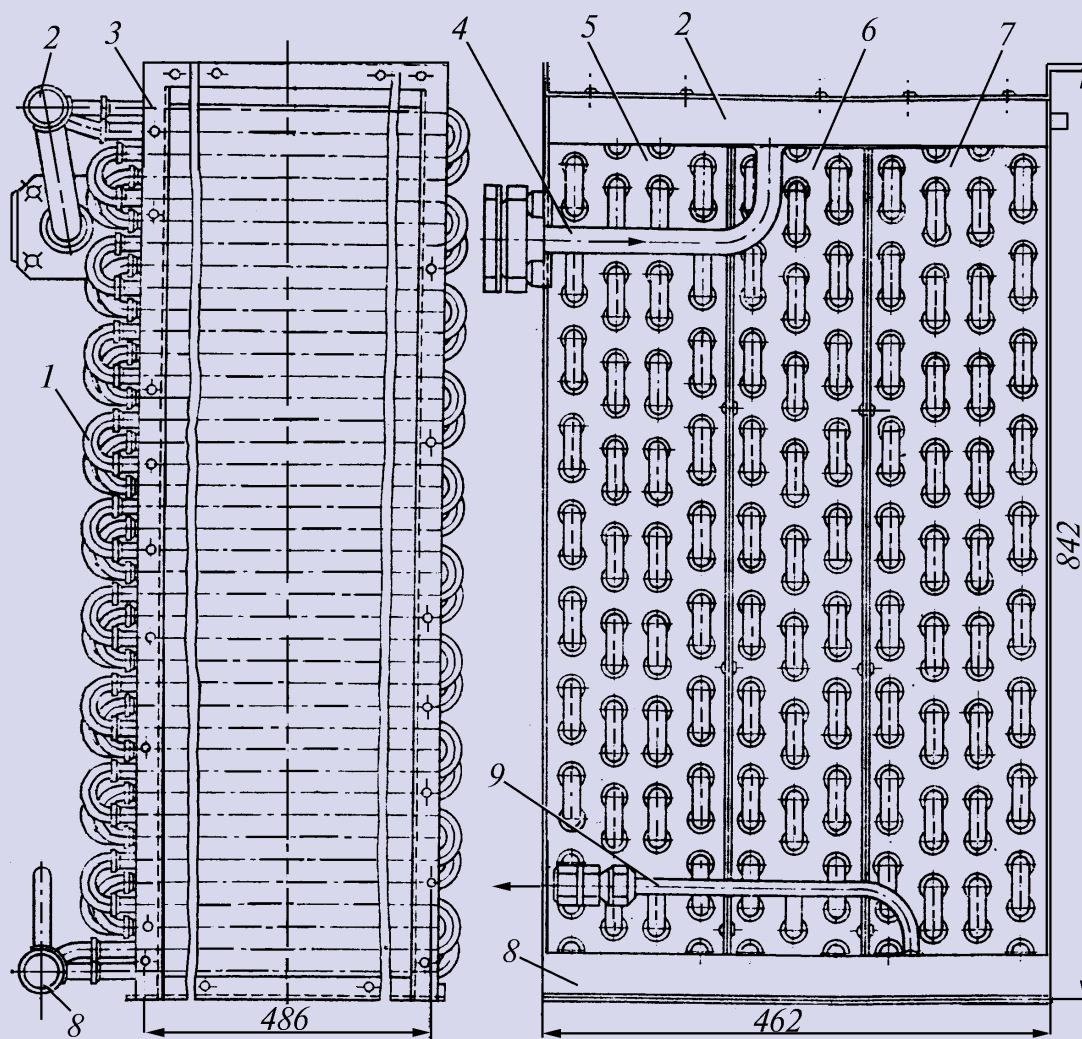


Рис. 2.26. Конденсатор установки FAL-056/1

стинчатое прямоугольное. Латунные ребра длиной 840 мм, шириной 33 мм выполнены с 24 отверстиями под трубы (общее количество ребер 211—213). Калачи, объединяющие трубы, и коллекторы, припаивают латунью, а секции конденсатора снаружи лудят припоем с толщиной покрытия 0,03—0,05 мм.

Обдув конденсатора осуществляется осевым вентилятором, обеспечивающим подачу воздуха не менее 7500 м<sup>3</sup>/ч.

Конденсатор на вагонах с установками кондиционирования воздуха МАВ-II подвешен под кузовом вагона. Такое размещение аппарата вызвано, с одной стороны, его громоздкостью и невозможностью смонтировать внутри кузова, а с другой — необходимостью обеспечения свободного подвода свежего воздуха, имеющего температуру окружающей среды. Подвагонная компоновка конденсатора имеет существенный недостаток — поверхность змеевика теплообменного аппарата, обдуваемая наружным воздухом, быстро покрывается плотным налетом грязи, заметно ухудшающим теплопередающую способность его стенок.

Конденсатор 4 установки МАВ-II — это агрегат, в комплект которого входят: ресивер с мерным стеклом и предохранительным клапаном, вентилятор с электродвигателем и фильтры-осушители. С системой циркуляции хладагента конденсатор соединен гибким резиновым шлангом в металлической оплетке, защищающей его от механических повреждений. Учитывая, что общая масса комплектующих узлов конденсаторного агрегата составляет около 480 кг, все они скомпонованы на сварной раме в виде единого блока. Блочная конструкция существенно повышает ремонтпригодность установки кондиционирования воздуха МАВ-II, так как позволяет заменять неисправный агрегат заранее отремонтированным при минимальном простое вагона в ремонте и меньших трудовых затратах.

Чтобы избежать вибрации, между рамой агрегата и кузовом вагона установлены резиновые амортизаторы.

Поверхность теплопередачи конденсатора равна 157 м<sup>2</sup> и рассчитана на отдачу в окружающую среду 30 кВт тепла. Восемь последовательно расположенных оребренных труб змеевика конденсатора с помощью вентилятора обдуваются наружным воздухом в количестве 120 м<sup>3</sup>/ч. Мощность электродвигателя вентилятора 1,7 кВт при частоте вращения вала около 1250 об/мин. Теплопередаю-

щая поверхность аппарата рассчитана на то, что если воздух на входе в конденсатор будет иметь температуру 40 °С, то после прохождения сквозь него он нагреется до 55 °С.

На вагонах нового поколения постройки ОАО «Тверской вагоностроительный завод» применяются установки кондиционирования воздуха УКВ-31. В установке предусмотрено два конденсатора (левый и правый).

В конденсаторах хладагент охлаждается потоком наружного воздуха. Наружный воздух засасывается через отверстия воздухоприемников наружного воздуха при помощи осевого вентилятора и через отверстие воздуховытяжного устройства выбрасывается в атмосферу.

### **2.3.3. Теплопередача в конденсаторах и тепловой расчет**

Пары хладагента конденсируются внутри труб конденсатора при соприкосновении с их стенками, температура которых ниже температуры насыщения пара, соответствующей давлению в аппарате. Интенсивность теплопередачи зависит от характера образования конденсата, скорости и направления движения хладагента, от состояния поверхности труб, содержания воздуха в парах, конструктивного исполнения теплообменного аппарата и скорости движения внешней охлаждающей среды.

Различают два вида конденсации — пленочную и капельную. В первом случае жидкость осаждается на холодной стенке трубы в виде сплошной пленки, во втором — в виде отдельных капель. Последнее явление наблюдается, когда конденсат не смачивает поверхность охлаждения или когда она загрязнена маслом или различными отложениями. Большинство теплообменников работает со смешанной конденсацией, когда в одной части аппарата возникает капельная конденсация, а в другой — пленочная. Образующийся жидкий хладагент необходимо быстро удалять с теплопередающей поверхности.

От состояния внутренней поверхности зависит толщина пленки конденсата. Она увеличивается при шероховатой поверхности, и это сопровождается снижением коэффициента теплоотдачи. Резко

зависит этот коэффициент и от наличия отложений на внутренней и внешней сторонах труб (масло, накипь, ржавчина, пыль, краска).

Присутствие воздуха в парах хладагента заметно снижает коэффициент теплоотдачи. От конструкции аппарата зависит характер и скорость движения конденсата в нем, и внешней охлаждающей среды через аппарат. С увеличением скорости возрастают коэффициент теплоотдачи и затраты мощности на перемещение охлаждающего воздуха или воды. С возрастанием скорости движения жидкого хладагента в трубе ламинарный (спокойный) режим движения жидкости переходит в турбулентный (с завихрениями), при котором процессы теплопередачи интенсифицируются.

**Тепловой расчет конденсатора** предусматривает определение либо проверку площади теплопередающей поверхности, обеспечивающей снятие тепловой нагрузки конденсатора,

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{пер}} + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{ож}}, \quad (2.2)$$

где  $Q_{\text{пер}}$ ,  $Q_{\text{конд}}$ ,  $Q_{\text{ож}}$  — соответственно теплота охлаждения перегретых паров хладагента, его конденсации и переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем.

Площадь теплопередающей поверхности можно найти по уравнению теплопередачи:

$$F_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{\theta \psi K}, \quad (2.3)$$

где  $\theta$  — средний температурный напор конденсатора, К;  $\psi$  — коэффициент (индекс противоточности), учитывающий схему движения теплоносителей (при противотоке, прямотоке или постоянной температуре одного из теплоносителей  $\psi = 1$ );  $K$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

При проектировании холодильной машины на заданные условия работы по найденному значению  $F_{\text{к}}$  подбирают соответствующий тип конденсатора. В поверочных расчетах площадь  $F_{\text{к}}$  согласовывают с параметрами, определяющими температурный напор конденсатора, для наиболее тяжелых условий работы машины в летнее время.

Теплопередающую поверхность конденсатора условно можно разделить на элементы, соответствующие снятию отдельных составляющих тепловой нагрузки:  $Q_{\text{пер}}$ ,  $Q_{\text{конд}}$ ,  $Q_{\text{ож}}$ ,

$$F_{\text{к}} = F_{\text{пер}} + F_{\text{конд}} + F_{\text{ож}}. \quad (2.4)$$

Схема изменения температур хладагента  $t_{\text{к}}$  и охлаждающей среды (воздуха)  $t_{\text{в}}$  на поверхности конденсатора приведена на рис. 2.27. Средний температурный напор конденсатора

$$\theta = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})} = \frac{(t_2 - t_{\text{в}}'') - (t_3 - t_{\text{в}}')}{\ln[(t_2 - t_{\text{в}}'') / (t_3 - t_{\text{в}}')]}, \quad (2.5)$$

где  $\Delta t_{\text{б}} > \Delta t_{\text{м}}$  — большая и меньшая разности температур теплоносителей для входа в конденсатор и выхода из него.

Коэффициент теплопередачи для тонкостенной трубки теплопередающей поверхности с наружным оребрением при движении хладагента внутри трубы может быть определен в виде

$$K = \frac{1}{1/\alpha_{\text{к}} + \sum R_i + 1/\alpha_{\text{в пр}} \varphi_{\text{н}}} \quad (2.6)$$

где  $\alpha_{\text{к}}$  — коэффициент теплоотдачи от хладагента к стенке тру-

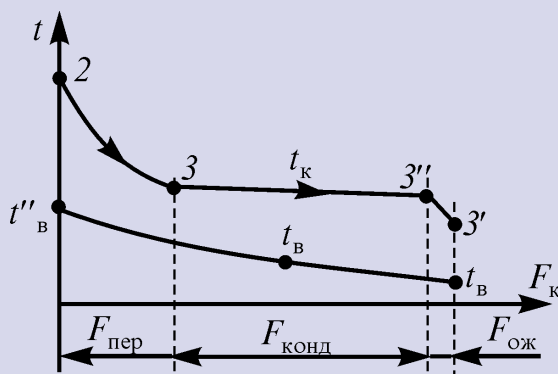


Рис. 2.27. Изменение температур хладагента и охлаждающей среды по поверхности конденсатора

бы,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  — термическое сопротивление теплопроводности материала стенки трубы и отложений на ее поверхности,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ;  $\delta_i$  — толщина стенки или слоя отложения, м;  $\lambda_i$  — коэффициент теплопроводности материала стенки или слоя отложения,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_{\text{в пр}}$  — приведенный коэффициент теплоотдачи от оребренной наружной поверхности трубы к охлаждаю-

щей среде (воздуху), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\phi_H$  — степень оребрения наружной поверхности трубы.

Определить величину  $\alpha_K$  в целом по конденсатору достаточно сложно. Обычно это выполняют отдельно для основных процессов, составляющих теплоотдачу от хладагента к стенке трубы: теплоотдачи без изменения агрегатного состояния и пленочной конденсации.

Теплоотдача без изменения агрегатного состояния хладагента при его турбулентном движении внутри канала (трубы)

$$\alpha_K = B w^{0,8} \varepsilon d_{\text{ЭКВ}}^{-0,2}, \quad (2.7)$$

где  $B$  — коэффициент, зависящий от физических свойств хладагента (табл. 2.4);  $w$  — скорость течения хладагента (для пара 5—20 м/с, для жидкости 0,5-1,5 м/с);  $\varepsilon$  — поправочный коэффициент, учитывающий изменение коэффициента теплоотдачи по длине канала;  $d_{\text{ЭКВ}}$  — эквивалентный диаметр канала (для трубы — внутренний диаметр  $d_{\text{ВН}}$ , м).

Таблица 2.4

Хладагент	Температура хладагента, °С				
	-10	0	10	20	30
R12	660	665	666	666	664
R22	764	750	734	716	695

Формула отвечает значениям числа Рейнольдса, характеризующего режим течения,  $Re = \frac{w d_{\text{ЭКВ}}}{\nu} > 10^4$  ( $\nu$  — кинематическая вязкость хладагента, м<sup>2</sup>/с).

Коэффициент  $\varepsilon$  определяют по формуле

$$\varepsilon = 0,6 \cdot \left( \frac{1}{Re} \frac{1}{d_{\text{ЭКВ}}} \right)^{-1/7} \left( 1 + 2,5 \frac{1}{Re} \frac{1}{d_{\text{ЭКВ}}} \right), \quad (2.8)$$

где  $l$  — длина канала (трубы), м.

Для течения хладагента внутри трубы формула справедлива при  $l/d_{\text{ВН}} < 0,1Re$ .

Пленочная конденсация на внутренней поверхности канала (формула Нуссельта)

$$\alpha_K = 0,72^4 \sqrt{\frac{r\rho\lambda^3 g}{\nu\theta_a d_{\text{ЭКВ}}}}, \quad (2.9)$$

где  $r$  — теплота парообразования хладагента, Дж/кг;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К);  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $\theta_a$  — разность температур конденсации хладагента и стенки, К;  $d_{\text{ЭКВ}}$  — эквивалентный диаметр канала (для трубы — внутренний диаметр  $d_{\text{ВН}}$ ), м.

Физические параметры хладагента, входящие в формулу, принимают по температуре конденсации  $t_K$ .

Интенсивность теплообмена при пленочной конденсации, имеющей место в конденсаторах паровых холодильных машин, в основном зависит от плотности передаваемого теплового потока  $q_K = Q_K/F_K$ . Общее выражение для коэффициента теплоотдачи при конденсации хладагента в горизонтальных трубах в этом случае имеет вид:

$$\alpha_K = \chi q_K^{0,5} d_{\text{ВН}}^{-0,25} l^{0,35}, \quad (2.10)$$

где  $\lambda$  — коэффициент, значения которого приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Температура, °С	Значения $\lambda$ для хладагента	
	R12	R22
0	3,40	3,31
10	3,12	3,08
20	2,88	2,93
30	2,67	2,77
40	2,58	2,69



Средние значения коэффициента теплоотдачи от хладагента к стенке канала в конденсаторах паровых холодильных машин при конденсации чистого хладагента составляют для R12 = 1100 ÷ 2300, для R22 = 1500 ÷ 2800 и аммиака 7000 ÷ 10 000 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Наличие в хладагенте неконденсируемых примесей, в частности воздуха, ухудшает процесс теплоотдачи в особенности при малой плотности теплового потока. Так, для  $q_k = 4650 \text{ Вт/м}^2$  при концентрации воздуха 5 % по объему коэффициент теплоотдачи аммиака снижается почти в 5 раз, для R12 концентрация воздуха порядка 10 % снижает коэффициент теплоотдачи на 20 %.

Термическое сопротивление теплопроводности в конденсаторах холодильных машин с тонкостенной трубной теплопередающей поверхностью в основном определяется сопротивлением слоя загрязняющих отложений. Значения коэффициентов теплопроводности для металлов, используемых при изготовлении труб конденсатора, а также характерных загрязнений теплопередающей поверхности, Вт/(м·К):

Сталь углеродистая	45	Смазочное масло	0,14
Алюминий	200-230	Слой краски	0,23
Медь	300-385	Слой пыли	0,80
Латунь	86-106	Слой накипи	1,75—1,80
Цинк	113		

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубок конденсатора к охлаждающему воздуху  $\alpha_v$  при поперечном обтекании пучков гладких или оребренных труб (поперечные круглые ребра) можно определить по уравнению связи критериев Нуссельта и Рейнольдса для такого вида теплообмена:

$$Nu = \frac{\alpha_v l_{\text{усл}}}{\lambda} = C C_z C_S \varphi_H^{-m} Re^n,$$

где  $C$ ,  $C_z$ ,  $C_S$  — коэффициенты критериального уравнения;  $\varphi_H = F_{\text{ор}}/F_0$  — степень оребрения наружной поверхности трубы;  $F_{\text{ор}}$  — общая площадь наружной поверхности на 1 м длины трубы (площадь ребер и межреберной поверхности трубы), м<sup>2</sup>;  $F_0$  — площадь наружной поверхности трубы при отсутствии ребер, м<sup>2</sup>;  $l_{\text{усл}}$  — характерный линейный размер, м.

Значения коэффициента  $C$  и показателя степени  $t$ , учитывающие расположение труб в пучке, приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Расположение труб в пучке	$C$	$t$
Коридорное	0,18	0,7
Шахматное	0,32	0,5

Значения коэффициента  $C_z$ , определяющего влияние числа рядов труб в пучке по потоку охлаждающего воздуха, собраны в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Расположение труб в пучке	$Re \cdot 10^{-3}$	Число рядов труб			
		1	2	3	4 и более
Коридорное	12	1,4	1,3	1,0	1,0
	30	1,2	1,2	1,0	1,0
	50	1,0	1,0	1,0	1,0
Шахматное	12	0,82	0,90	0,97	1,0
	50	0,75	0,88	0,97	1,0

Показатель степени для критерия Рейнольдса  $n = 0,6\varphi_H^{0,07}$ ; физические параметры воздуха отнесены к средней температуре потока/ скорость — к минимальному проходному сечению пучка; в качестве характерного линейного размера трубного пучка в выражениях критериев  $Re$  и  $Nu$  принята величина

$$l_{\text{усл}} = (d_H / \varphi_H') + (1 - 1/\varphi_H') \sqrt{0,785(D_p^2 - d_p^2)}, \quad (2.11)$$

где  $d_H$  — наружный диаметр трубы, м;  $D_p$  — наружный диаметр ребра, м;  $\varphi_H'$  — условная степень оребрения наружной поверхности трубы;  $\varphi_H' = F_{\text{ор}}/F_{\text{мр}}$ ;  $F_{\text{мр}}$  — площадь наружной поверхности в межреберных пространствах на 1 м длины трубы, м<sup>2</sup>.

Выражения для коэффициента  $C_S$ , где  $S_1, S_2$  — соответственно поперечный, продольный и диагональный шаг трубного пучка, а также граничные условия применения формулы собраны в табл. 2.8.

Для гладкотрубных пучков  $\varphi_H' = 1$ , а  $l_{\text{усл}} = d_H$ .

Таблица 2.8

Расположение труб в пучке	$C_S$	$Re \cdot 10^{-3}$	усл.	$\phi'_H$
Коридорное	$[(S_1 - d_H) / (S_2 - d_H)]^{0,1}$	10—370	27—178	1—18,5
Шахматное	$[(S_1 - d_H) / (S'_2 - d_H)]^{0,1}$	5—370	2—178	1—21,2

Приведенный коэффициент теплоотдачи от оребренной наружной поверхности труб конденсатора к охлаждающему воздуху находят в виде

$$\alpha_{впр} = \alpha_{в} \left( \frac{F_p}{F_{ор}} E_p \psi + \frac{F_{мп}}{F_{ор}} \right), \quad (2.12)$$

где  $F_p$  — площадь поверхности ребер на 1 м длины трубы, м<sup>2</sup>;  $E_p$  — коэффициент эффективности ребра;  $\psi$  — коэффициент неравномерности теплоотдачи по высоте ребра (для поперечных ребер на круглых трубах  $\psi = 0,85$ ).

Коэффициент эффективности ребра, зависящий от его условной высоты  $h$  и параметра  $t$ , определяют по формуле  $E_p = th (mh)/mh$ . При этом условная высота круглого ребра составляет

$$h = 0,5(D_p - d_H)[1 + 0,805 \lg(D_p/d_H)];$$

параметр  $t = \sqrt{2\alpha_{в} / (\lambda_3 \delta_3)}$ , где  $\lambda_p$ ,  $\delta_p$  — коэффициенты теплопроводности материала ребра и его толщина соответственно. Оребрение труб конденсаторов воздушного охлаждения, используемых в транспортных холодильных установках, выполняют с коэффициентом эффективности 0,95—1,0.

Средние значения коэффициента теплоотдачи от наружной трубной поверхности конденсатора к охлаждающему воздуху при его принудительном движении со скоростью 3—8 м/с составляют в конденсаторах транспортных холодильных установок 20—100 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

При этом средние значения коэффициента теплопередачи для конденсаторов трубного типа с воздушным охлаждением находятся в пределах 15—50 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Особенность теплового расчета конденсатора состоит в том, что условия теплоотдачи при конденсации зависят от неизвестной разности температур хладагента и стенки теплопередающей поверхности. Поэтому при машинном способе счета тепловой расчет ведут методом последовательных приближений, задаваясь рядом значений  $\theta_a$ ; при ручном способе используют графоаналитический метод расчета в координатах разность температур конденсации и стенки — плотность теплового потока.

**Гидромеханический** расчет конденсатора включает определение потерь давления (сопротивлений), возникающих при движении хладагента и охлаждающей среды (воздух, вода), а также мощности вентилятора или насоса, обеспечивающего движение охлаждающей среды.

Потери давления по хладагенту при его движении в трубах

$$\Delta P_x = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = \sum \zeta \frac{L}{d_{\text{экв}}} \frac{\rho w^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho w^2}{2} \quad (2.13)$$

где  $\Delta P_{\text{тр}}$ ,  $\Delta P_{\text{м}}$  — соответственно потери давления от трения и местных сопротивлений при изменении направления движения потока или скорости, Па;  $\zeta$  и  $\xi$  — коэффициенты трения и местных сопротивлений, которые определяются по справочникам;  $L$  и  $d_{\text{экв}}$  — длина и эквивалентный диаметр канала, по которому течет хладагент, м.

Потери давления пр охлаждающему воздуху при поперечном смывании трубных пучков с круглыми или спиральными ребрами, Па,

$$\Delta P_{\text{в}} = C C_z C_S C_l C_t (\rho w)^n. \quad (2.14)$$

Значения коэффициентов  $C$ ,  $C_S$ ,  $C_l$ ,  $C_t$  и показателя степени  $n$ , учитывающие расположение труб в пучке, приведены в табл. 2.9 ( $t$  — температура воздуха, °С); значение коэффициента  $C_z$ , завися-

щего от числа рядов труб в пучке по потоку охлаждающего воздуха  $z$ , приведено в табл. 2.10 (при  $z > 6$  коэффициент  $C_z = z$ ); граничные условия применения формулы даны в табл 2.9.

Таблица 2.9

Расположение труб в пучке	$C$	$C_S$	$c_l$	$C_t$	$n$
Коридорное	0,26	$[(S_2 - d_H) / (S_1 - d_H)]^{0,68}$	$\frac{l_{\text{усл}}^{0,22}}{d_{\text{эКВ}}^{0,3}}$	$0,326 + 0,001275t$	1,92
Шахматное	2,70	1	$\frac{l_{\text{усл}}^{0,05}}{d_{\text{эКВ}}^{0,3}}$	$0,0505 + 0,00023t$	1,75

Таблица 2.10

Расположение труб в пучке	$Re \cdot 10^{-3}$	Число рядов труб в пучке				
		1	2	3	4	5
Коридорное	12	2,6	3,4	4,2	4,7	5,5
	50	2,3	3,0	3,6	4,2	5,0
Шахматное	12	1,20	2,20	3,25	4,20	5,00
	30	1,30	2,46	3,30	4,20	5,00
	SO	1,45	2,60	3,45	4,30	5,10

Эквивалентный диаметр минимального проходного сечения

$$d_{\text{эКВ}} = 2[S_p(S_1 - d_H) - 2\delta_p h_p] / (2h_p + S_p),$$

где  $h_p$ ,  $\delta_p$  — соответственно высота и толщина ребра, м;  $S_p$  — шаг ребер, м.

При использовании формулы для гладкотрубных пучков

$$l_{\text{усл}} = d_H; d_{\text{эКВ}} = 2(S_1 - d_H). \quad (2.15)$$

Мощность вентилятора, обеспечивающего движение охлаждающего воздуха в конденсаторе,

$$N_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{в}}} (\Delta p_{\text{в}} + \Delta P_{\text{с}}), \quad (2.16)$$

где  $G_{\text{в}}$  — расход охлаждающего воздуха, кг/с;  $\rho_{\text{в}}$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta_{\text{в}}$  — КПД вентилятора;  $\Delta P_{\text{с}}$  — потери давления во внешней воздушной сети, Па.

Выбирают вентилятор по расходу охлаждающего воздуха и суммарным потерям его давления в системе охлаждения конденсатора.

### 2.3.4. Классификация испарителей

**Испарители** — основной элемент паровых холодильных машин. В них жидкий хладагент, получая теплоту от охлаждаемого объекта, кипит и в виде паров отсасывается компрессором. Испарители могут быть выполнены в различных теплотехнических и конструктивных вариантах. Наибольшее распространение получили испарители непосредственного действия (воздухоохладители), в которых хладагент обеспечивает отвод теплоты от воздуха, непосредственно подаваемого к охлаждаемому объекту, и рассольные, где хладагент охлаждает промежуточный теплоноситель (рассол). В транспортных холодильных установках испарители-воздухоохладители используют в машинах, работающих на R12 и R22, R134a.

Испарители-воздухоохладители выполняют в виде рекуперативных аппаратов с трубной или пластинчатой (листовой) поверхностью (табл 2.11).

Таблица 2.11

Расположение труб в пучке	$Re \cdot 10^{-4}$	$l_{\text{исл}}/d_{\text{экв}}$	$(S_2-d_{\text{н}})/(S_1-d_{\text{н}})$
Коридорное	0,4-16	0,8-11,5	0,5-2,0
Шахматное	0,2-18	0,15-6,5	

### 2.3.5. Теплопередача в испарителях и воздухоохладителях

Испарители-воздухоохладители холодильных установок подвижного состава являются теплообменными аппаратами, в которых осуществляется отнятие тепла от воздуха.

Воздух в помещении нагревается из-за поступления тепла через ограждения вагона и за счет тепловыделений самого груза и пассажиров. Всё это тепло должно быть отобрано от воздуха в испарителе-воздухоохладителе. Тепло воздуха идет на испарение кипящего хладагента и превращение его в сухой насыщенный пар.

Таким образом, в испарителях с одной стороны теплопередающей поверхности проходит хладагент, претерпевающий фазовые превращения, в результате чего на этой стороне реализуются высокие коэффициенты теплоотдачи. С другой стороны теплопередающей поверхности проходит воздух и коэффициент теплоотдачи будет в десятки раз ниже. Эта сторона и будет определять эффективность работы теплообменника, интенсивность кипения хладагента и восприятия им тепла от охлаждаемого воздуха грузового помещения вагона. Дополнительную роль играют принятые расчетные параметры установки и эксплуатационное состояние теплообменника.

Тепло в испарителе передается хладагенту от охлаждаемой среды через стенку трубы. Эффективность такой теплопередачи зависит от характера кипения самого хладагента. Возможны два режима кипения: пузырьчатый и пленочный. Пузырьчатый режим кипения возникает и поддерживается, когда в ряде точек теплопередающей поверхности образуются отдельные пузырьки пара, которые отрываются от поверхности и поднимаются вверх. Точками или центрами парообразования являются пузырьки газов, легко выделяющиеся из жидкости на поверхности теплообмена, а также бугорки и микронеровности теплопередающей поверхности. При таком кипении значительная часть поверхности покрыта жидкостью. Однако это наблюдается (рис. 2.28) при хорошей смачиваемости поверхности и при небольшой

разности температур поверхности нагрева  $t$  и насыщения образующихся паров  $t_0$ . Эта разность температур  $\Delta t = t - t_0$  и характеризует интенсивность процесса кипения и теплоотдачи. Чем больше  $\Delta t$ , тем больше цен-

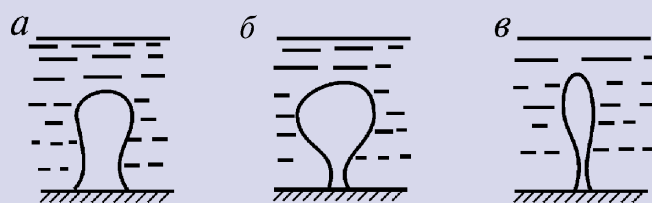


Рис. 2.28. Формы паровых пузырьков при кипении жидкости (а, б, в — соответственно при плохой, нормальной и хорошей смачиваемости поверхности теплопередачи)

тров парообразования и тем чаще пузырьки пара отрываются от поверхности. Могут увеличиваться и размеры пузырьков.

Увеличение перепада температур свыше  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  вызывает уменьшение коэффициента теплоотдачи, так как пузырьки сливаются на поверхности и образуют участки, покрытые паровой пленкой. Эта пленка неустойчива, поднимается вверх большими пузырями, но само ее наличие отделяет жидкость от теплой поверхности и резко увеличивает термическое сопротивление теплопереходу. Это и есть пленочный режим кипения. Аналогичный процесс может возникнуть и при меньших температурных капорах, но при замасленной поверхности, т.е. когда жидкий хладагент плохо смачивает поверхность теплообмена да и сама масляная пленка обладает термическим сопротивлением.

На характер кипения влияют физико-химические свойства жидкости — плотность, теплота парообразования, коэффициент теплопроводности и др.

Во вторую очередь эффективность теплопередачи зависит от интенсивности теплоотдачи со стороны охлаждаемой среды, а также в меньшей степени от величины термического сопротивления стенки теплообменника. Здесь сказываются особенности конструкции испарителя (воздухоохладителя), быстрота удаления образующегося пара с теплопередающей поверхности, скорость движения охлаждаемого воздуха.

Скорость воздуха, прогоняемого вентиляторами через воздухоохладители, выбирают в диапазоне  $0,5\text{—}6\text{ м/с}$  и более в зависимости от пределов температуры охлаждения воздуха, в теплообменнике ( $3\text{—}7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), конструкции последнего и воздухоподающих устройств.

Примерные значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  [ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ] для хладона R12  $500\text{—}900$ ; для воздуха при свободном движении  $1,2\text{—}12$ , при принудительном  $14\text{—}15$ .

Теплопередача в испарителе определяется коэффициентами теплоотдачи с обеих сторон труб с учетом наличия загрязнений на их поверхности. Поэтому действительные значения коэффициентов теплопередачи  $k$  значительно ниже и для практических расчетов их принимают следующими [ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ]: для фреоновых многоходовых  $220\text{—}360$ .



### 2.3.6. Конструкция испарителей подвижного состава

Испаритель-воздухоохладитель АРВ и 5-вагонных секций ZB-5 (рис. 2.29) состоит из четырех горизонтальных секций 4 с общей теплопередающей поверхностью  $64 \text{ м}^2$ , закрепленных в общем каркасе. В каждой секции помещены два ряда оребренных медных труб 5 по 10 шт. в ряду, соединенных по торцам калачами. Диаметр труб 15 мм, толщина стенок 1 мм. Парожидкостная хладаговая смесь от терморегулирующего вентиля поступает в змеевики каждого ряда испарителя через распределитель 3 («паук») по восьми подводящим трубам 2 диаметром 6 мм. Полученные при испарении пары хладагента направляются в газовый коллектор 1, откуда отсасываются компрессором. На выходящем трубопроводе укрепляется датчик термостата оттаивания испарителя. В процессе оттаивания горячие пары хладагента R12 подаются в испаритель из коллектора, объединяющего калачи первого вертикального ряда на торцевой стороне, противоположной основным подводящим трубам.

Перед испарителем расположены два вентилятора, обеспечивающие его обдув и циркуляцию воздуха в грузовом помещении вагона. Общая подача воздуха вентиляторами  $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . У противоположной стороны испарителя смонтированы три электронагревательных элемента мощностью по 2 кВт для отопления грузового помещения.

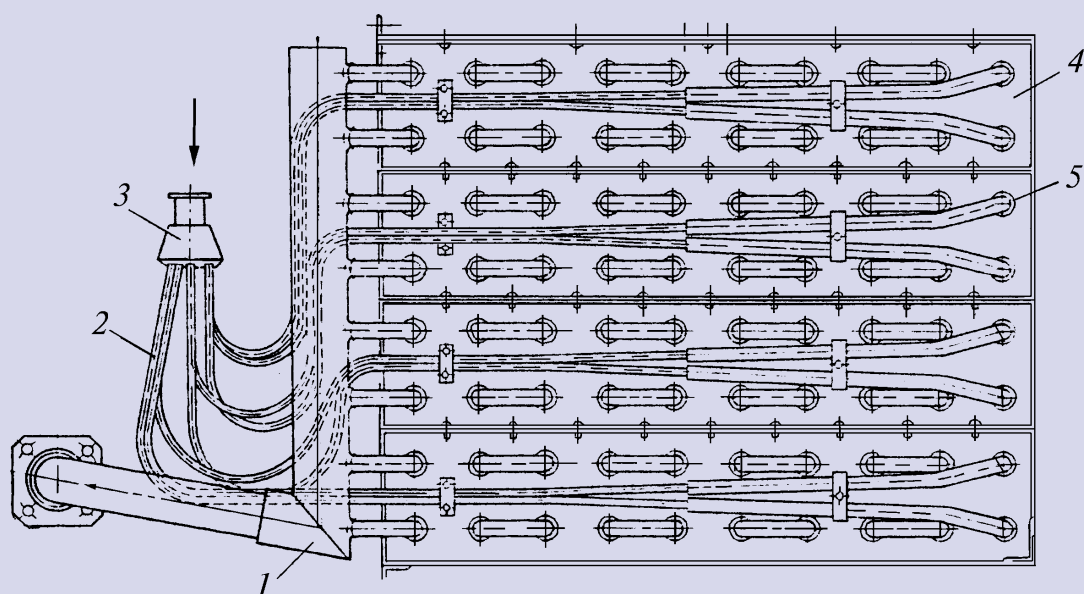


Рис. 2.29. Испаритель-воздухоохладитель секций ZB-5 и АРВ

Масса испарителя 66 кг, габаритные размеры 1265 × 100 × 525 мм.

Воздухоохладитель холодильной установки ВР (рис. 2.30) площадью 175 м<sup>2</sup> состоит из горизонтально расположенных в стойках 1 медных труб диаметром 15 мм. Трубы объединены в змеевики калачами, припаянными латуною. Пластинчатые ребра на трубах латунные. Шаг ребер неодинаковый — от 6 до 24 мм. 28 змеевиков составляют 14 секций, расположенных в два вертикальных ряда. Наружная поверхность секций луженая, толщина покрытия 0,03—0,05 мм.

Парожидкостная смесь хладона R12 поступает в змеевики через два распределителя 3 жидкости, а пары отводятся через два газовых коллектора 2 с фланцами 4. Распределители предназначены для равномерной раздачи хладагента в секции испарителя. В крышке распределителя по периметру расположены отверстия, в которые впаяны 14 медных труб для подвода хладона R12 к змеевикам. Распределители и коллекторы присоединены к змеевикам в шахматном порядке. Такая компоновка разделяет воздухоохладитель на секции, параллельно работающие для каждой из двух холодильных машин. Секции объединены вертикальными стальными стойками 1, скрепленными двумя съемными боковыми листами. Для монтажа и крепления испаритель имеет крюк 5 и кронштейны 6, 7. Габаритные размеры аппарата 2270 × 930 × 976 мм.

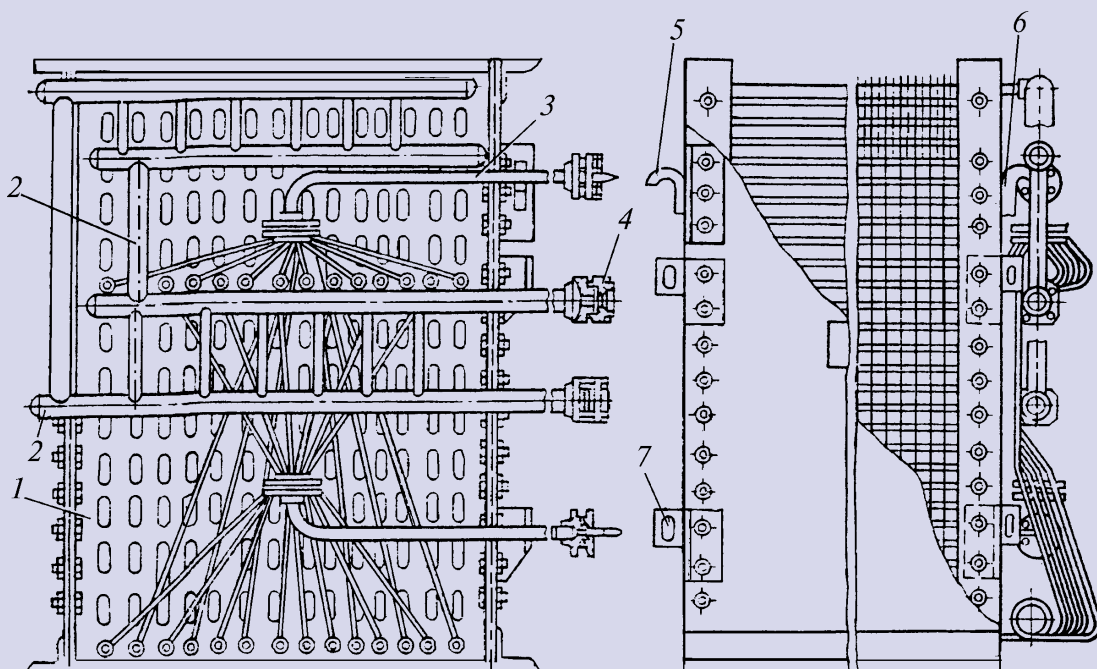


Рис. 2.30. Воздухоохладитель установки ВР

Воздух прогоняется электровентилятором мощностью 2,2 кВт. Электронагреватель мощностью 16,2 кВт нагревает воздух в грузовом помещении при перевозке грузов при низких температурах наружного воздуха.

Воздухоохладители вагонов с кондиционированием воздуха представляют собой сочетание испарителя, электрического и водяного калориферов. Таким образом, весь агрегат правильнее было бы называть отопительно-охлаждающим. В технической документации на вагон 47К этот агрегат назван отвлеченно: крышевой. В обиходе же, чтобы подчеркнуть доминирующую роль испарителя, наибольшее распространение получило название этого агрегата — воздухоохладитель.

Конструктивно воздухоохладители (испарители) установок кондиционирования воздуха различных вагонов резко отличаются друг от друга, хотя работают на одном и том же принципе.

Воздухоохладитель установки МАВ-II (рис. 2.31) в сборе с калориферами и вентилятором представляет собой сложный агрегат массой 550 кг, в комплект которого входит спаренный центробеж-

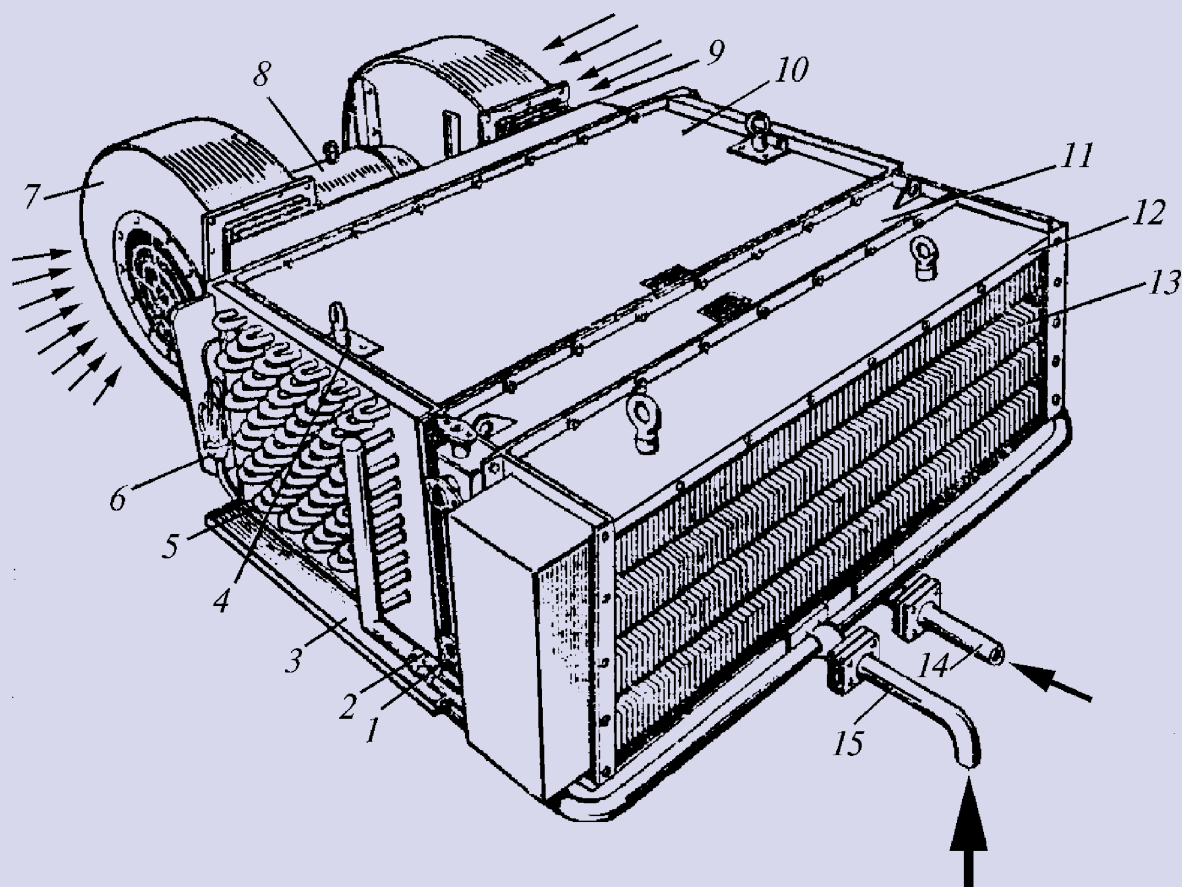


Рис. 2.31. Воздухоохладитель установки МАВ-II

ный вентилятор 7 с электродвигателем 8 мощностью 1,7 кВт; испаритель 10, водяной калорифер 11 с патрубками 1, электрический калорифер 12 с нагревательными элементами 13 и плавким предохранителем от перегрева воздуха свыше 70 °С.

Внизу воздухоохладитель снабжен поддоном 3 для сбора конденсата влаги, выделяющегося из охлаждаемого воздуха. Сверху на кожухе предусмотрены два рымболта 4 для монтажа и демонтажа воздухоохладителя краном, так как он имеет массу 141,5 кг.

Состоит воздухоохладитель из двух секций змеевиков 5, расположенных в шахматном порядке и образующих десять «этажей» по 10—12 трубок в каждом горизонтальном ряду. Подвод жидкого хладагента в воздухоохладитель осуществляется по трубе 14, а отвод — по трубе 15. Подачу жидкого хладагента в змеевики осуществляет распределитель 6, а дозировку подачи агента — ТРВ, термочувствительный патрон 2 которого плотно прикреплен к трубе. С улиткой вентилятора воздухоохладитель соединен посредством мягкой гармоника 9.

Общая площадь поверхности теплопередачи воздухоохладителя, состоящего из 110 трубок, — 100 м<sup>2</sup>, что обеспечивает охлаждение поступающего с улицы воздуха более чем на 10 °С.

### **2.3.7. Характерные неисправности теплообменных аппаратов**

Характерные дефекты конденсаторов хладоновых холодильных машин: износ и протирание трубопроводов и труб аппаратов в местах их соприкосновения с конструкционными несущими элементами, утечки хладагента по калачам и соединениям, а также образование плотных трудно удаляемых отложений внутри труб. Последнее объясняется применением недостаточно чистых хладагентов, смазочных масел и уплотнительно-прокладочных материалов, а также наличием нежелательно уносимых хладагентом примесей в цеолите, которым заполняют фильтры-осушители холодильных машин.

В теплообменных аппаратах хладоновых установок наблюдаются явления частичной внешней коррозии труб. Это объясняется эксплуатацией вагонов в различных климатических зонах, в том числе на участках дорог в районах с развитой нефтехимической промышленностью, а также на подъездных путях морских портов и на паромных переправах.

У некоторых холодильных машин выпуск воздуха из системы осуществляется ослаблением крепежных болтов фланца конденсатора. При повторных затяжках болтов прокладки утрачивают упругость и начинают пропускать хладагент. Замена прокладок приводит к потере части хладагента и необходимости вакуумирования установки перед дозаправкой.

### 2.3.8. Расчет испарителей

Тепловой расчет испарителей, так же как и конденсаторов, состоит в определении площади теплопередающей поверхности  $F_{и}$ , обеспечивающей снятие тепловой нагрузки испарителя  $Q_0$ , т.е. реализацию холодопроизводительности машины. Для испарителей-воздухоохладителей коэффициент теплоотдачи от стенки к хладагенту (хладону) при пузырьковом режиме его кипения, характерном для процесса испарения в холодильных машинах при малых плотностях теплового потока  $q_{и} = Q_0/F_{и}$ , определяют по формуле:

$$\alpha_{и} = Cq_{и}^{0,15} (\rho w)^n, \quad (2.18)$$

где  $\rho$  — плотность жидкого хладагента, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  — скорость течения хладагента,  $w = 0,05 \div 0,5$  м/с.

Коэффициент  $C$  и показатель степени  $n$  зависят от типа хладагента: для R12  $C = 23,4$ , а для R22  $C = 32,0$ ; показатель степени  $n$  для обоих хладагентов равен 0,47.

При более высоком уровне  $q_{и}$  коэффициент теплоотдачи определяют в виде

$$\alpha_{и} = Aq_{и}^{0,6} (\rho w / d_{эКВ})^{0,2}, \quad (2.19)$$

где  $d_{эКВ}$  — эквивалентный диаметр канала, м (для трубы — внутренний диаметр  $d_{вн}$ ).

Значение коэффициента  $A$ , зависящего от температуры кипения хладагента, приведено в табл. 2.12.

Таблица 2.12

Хладагент	Массовая скорость $\rho w$ , кг/(м <sup>2</sup> ·с)					Температура кипения хладагента, °С				
	60	120	250	400	650	-30	-10	0	10	30
R12	1500	1800	2000	2500	3000	0,85	1,04	1,14	1,23	1,47
R22	1500	1800	2000	2500	3500	0,95	1,17	1,32	1,47	1,25

Средние значения коэффициента теплоотдачи при кипении хладонов составляют 1500—2000 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Особенность работы и расчета испарителей-воздухоохладителей связана с характером процесса теплообмена при охлаждении влажного воздуха. В этом случае конденсация влаги из охлаждаемого воздуха приводит к выпадению и осаждению на наружной теплопередающей поверхности испарителя инея («снеговая шуба»), что существенно ухудшает процесс теплопередачи.

Коэффициент теплоотдачи от влажного воздуха к стенке оребренной поверхности трубного пучка, учитывающий выделение влаги в процессе охлаждения, определяют по формуле:

$$\alpha'_B = \alpha_B \xi \quad (2.20)$$

где  $\alpha_B$  — коэффициент теплоотдачи для сухого воздуха;  $\xi$  — коэффициент влаговыделения при конденсации влаги.

Коэффициент теплоотдачи для сухого воздуха для испарителей воздухоохладителей транспортных холодильных установок составляет 30—50 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент влаговыделения при температуре наружной поверхности испарителя  $t_H$  находят в виде

$$\xi = 1 + \chi[(d_1 - d_H)/(t_1 - t_H)], \quad (2.21)$$

где  $t_1$  — начальная температура охлаждаемого воздуха, °С;  $d_1$  — влагосодержание, кг влаги/ кг сухого воздуха;  $d_H$  — влагосодержание охлаждаемого воздуха при температуре  $t_H$ , кг влаги/ кг сухого воздуха;  $\chi$  — коэффициент, зависящий от  $t_H$  (при  $t_H > 0$  °С;  $\chi = 2500$ ; при  $t_H < 0$  °С;  $\chi = 2835$ ).

При определении коэффициента теплопередачи испарителя-воздухоохладителя необходимо учитывать термическое сопротивление теплопроводности слоя инея  $R_{ин} = \delta_{ин} \lambda_{ин}$ . Толщина слоя, зависящая от условий работы испарителя (от характера охлаждаемого груза, его тепловлажностного режима и параметров наружного воздуха), не должна превышать 5—6 мм. Коэффициент теплопроводности слоя инея при начальной относительной влажности воздуха 70—80 %, скорости его движения 4—6 м/с и частых оттаиваниях принимают равным 0,15 Вт/(м·К).

Помимо увеличения термического сопротивления теплопроводности, слой инея ухудшает эффективность оребрения наружной поверхности испарителя-воздухоохладителя. В этом случае параметр  $m$ , определяющий коэффициент эффективности ребра, находят по формуле:

$$m = \sqrt{2 / [(1 / \alpha'_B) + (\delta_{ин} / \lambda_H)] \delta_p \lambda_p}. \quad (2.22)$$

Средние значения коэффициента теплопередачи для испарителей-воздухоохладителей холодильных машин, работающих на R12 или R22, при чистой наружной поверхности составляют 20—35 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Гидромеханический расчёт испарителей, как и конденсаторов, состоит в определении потерь давления (сопротивлений) при движении хладагента, или охлаждающего воздуха, а также необходимой мощности вентиляторов охлаждающего воздуха.

**Пример.** Рассчитать поверхность хладонового воздухоохладителя холодильной установки рефрижераторного вагона при полной нагрузке  $Q_0 = 14$  кВт для режима перевозки мороженых грузов (температура воздуха в грузовом помещении  $-20$  °С). Расход воздуха через воздухоохладитель задан  $V = 10000$  м<sup>3</sup>/ч. По справочным данным, при средней температуре воздуха  $-20$  °С плотность его  $\rho = 1,39$  кг/м<sup>3</sup>, удельная теплоемкость  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К).

Охлаждение воздуха в воздухоохладителе

$$\Delta t = \frac{Q_0 \cdot 3,6}{V \rho c_p} = \frac{14 \cdot 3,6}{1,39 \cdot 1,005} = 3,6 \text{ °С}.$$

Расчетную температуру воздуха на входе в воздухоохладитель принимаем  $t_1 = -19$  °С. Тогда температура воздуха на выходе  $t_2 = -22,6$  °С. Расчетная температура кипения хладона R12 в воздухоохладителе принята  $t_0 = -26$  °С.

Среднелогарифмическая разность температур воздуха и кипящего хладагента

$$\theta = \frac{\Delta t}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}} = \frac{3,6}{2,3 \lg \frac{-19 + 26}{-22,6 + 26}} = 5 \text{ °С}.$$

Для ребристого воздухоохладителя с диаметром труб 14—16 мм и расстоянием между ними 30—40 мм при средней скорости воздуха в живом сечении 3,5—4,5 м/с коэффициент теплопередачи находится в пределах 30—45 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Принимаем  $k = 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

В этих условиях допустимый удельный тепловой поток

$$q_F = k\theta = 35 \cdot 5 = 175 \text{ Вт/м}^2.$$

Учитывая наличие инея на воздухоохладителе при перевозке мороженных грузов, снизим расчетную величину удельного потока на 30 %, т.е. до 122 Вт/м<sup>2</sup>. Тогда требуемая теплопередающая поверхность воздухоохладителя

$$F = \frac{Q_0}{q_F} = \frac{14 \cdot 10^3}{122} = 114,75 \text{ м}^2.$$

Иногда дополнительно проверяют достаточность расчетной поверхности испарителя для работы холодильной установки в режиме охлаждения плодоовощей при температуре поступающего воздуха +5 °С.

### 2.3.9. Вспомогательные аппараты

Холодильные установки снабжены вспомогательными аппаратами и арматурой. К вспомогательным аппаратам относятся: ресиверы, фильтры, переохладители, обратные клапаны, вентиляторы и др.

Ресивер предназначен для сбора жидкого хладагента, поступающего из конденсатора, и накопления его для непрерывной и равномерной подачи в испаритель. Ресивер — это цилиндрический сосуд, на нем установлены выходной патрубок с вентилями. Ресивер снабжен смотровыми стеклами для наблюдения за количеством хладагента. Емкость ресивера выбирается из расчета заполнения его хладагентом при работе установки на  $\frac{3}{4}$  объема. Располагается ресивер обычно вблизи конденсатора, большей частью горизонтально с небольшим наклоном в сторону выпускного патрубка.

На FAL-056/7 ресивер вместимостью 16 кг выполнен из алюминиевого сплава. Этот запас хладагента обеспечивает надежную работу холодильного агрегата. Два смотровых стекла на ресивере служат для проверки уровня жидкого хладагента. Масса порожнего ресивера около 10 кг, габаритные размеры 210 × 478 мм. рабочее



давление 1,6 МПа. Ресивер испытывают водой под давлением 2,1 МПа и азотно-хладоновой смесью давлением 1,6 МПа.

Ресивер хладоновой установки ВР (рис. 2.32) выполнен в виде горизонтального цилиндрического сосуда с приваренными плоским и сферическим днищами. Стальной корпус 1 диаметром 273 мм имеет четыре лапы 7 для крепления к раме холодильной машины и кронштейн 6, на котором устанавливается электродвигатель вентилятора конденсатора.

В бобышки корпуса ввернуты входной и выходной угловые запорные вентили 5; к входному вентилю подведена труба от конденсатора, к выходному — от фильтра-осушителя. Воздух из внутренней полости ресивера удаляют через пробку 4. Уровень хладагента контролируют по смотровому рифленому стеклу 3, прижатому болтами к корпусу крышкой 2 с резиновой и паронитовой прокладками. Вместимость ресивера 30 л.

Для защиты от недопустимого повышения давления при высокой наружной температуре служит предохранительная плавкая пробка 8, ввернутая в бобышку нижней части корпуса. После изготовления или ремонта ресивер испытывают на прочность водой давлением 1,9 МПа и на герметичность — воздухом давлением 1,5 МПа.

Ресивер установки МАВ-II (рис. 2.33) представляет собой металлический сосуд сварной конструкции, работающий под большим давлением 1,8 МПа. Он может вместить 34 л жидкого агента.

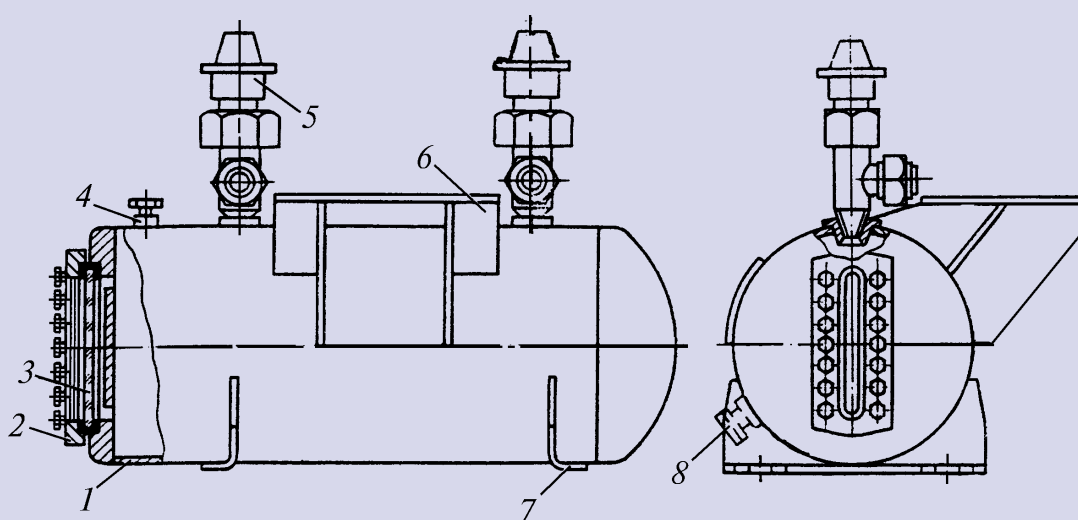


Рис. 2.32. Ресивер

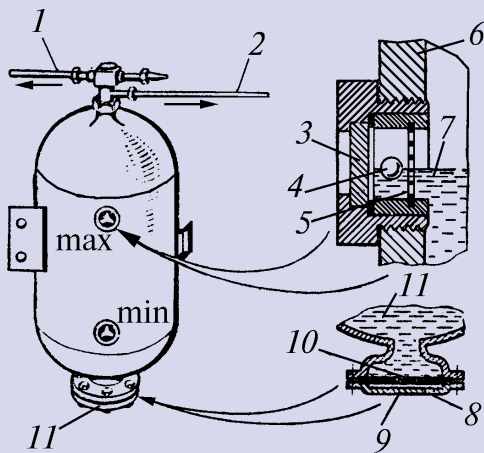


Рис. 2.33. Ресивер холодильной установки MAV-II

В нижней части ресивера находится предохранительный клапан 11 мембранного типа. Он защищает холодильную установку от аварийного давления. Если оно превысит 2,5 МПа, мембрана 10 лопается и хладон R12 выходит в атмосферу через отверстие 8 в крышке 9. Чтобы восстановить предохранительный клапан, мембрану заменяют.

**Фильтр-грязеуловитель** (механический фильтр) предназначен для защиты компрессора от попадания окалины и других загрязнений. В цилиндрическом металлическом корпусе фильтра имеются штуцера для входа и выхода паров холодильного агента, расположенные под прямым углом один к другому. Внутри корпуса вставлена двойная металлическая сетка с мелкими ячейками. Загрязненную сетку вынимают для промывки, сняв глухую крышку на торце корпуса. У многих

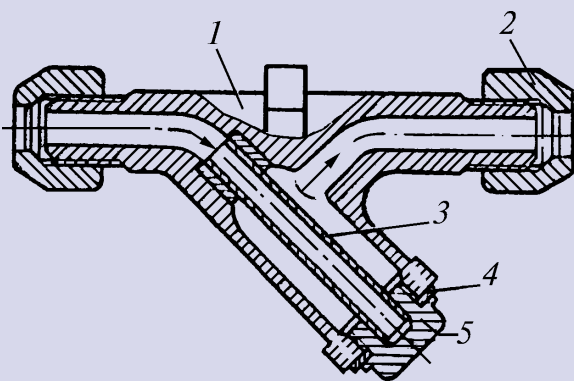


Рис. 2.34. Механический фильтр

Трубопровод 1 соединяет ресивер с терморегулирующим вентилем, а трубопровод 2 — с разгрузочным устройством компрессора.

Мерные стекла 3 на корпусе 6 ресивера предназначены для контроля уровня хладона 7 в системе. Учитывая бесцветность хладона R12 и связанные с этим затруднения, которые могут возникнуть при определении его уровня, за стеклом 3 помещён шарик 4 из легкого материала. Чтобы шарик не «уплывал» в ресивер, установлена сетка 5.

вертикальных компрессоров грязеуловители монтируются во всасывающем коллекторе.

В холодильной установке FAL-056/7 механический фильтр расположен в жидкостном трубопроводе на выходе из ресивера. В латунном корпусе 1 (рис. 2.34) помещена сетчатая вставка 3, закрепленная пробкой 5 с уплотнительной прокладкой 4. Медные

трубопроводы крепятся двумя накладными гайками 2. Стрелка на корпусе фильтра указывает направление потока хладагента.

Фильтр-осушитель С12-120 (рис. 2.35) служит для поглощения влаги, содержащейся в хладагенте, а также для его очистки от механических примесей. В холодильном агрегате FAL-056/7 на жидкостном трубопроводе перед жидкостным магнитным клапаном параллельно установлены два фильтра-осушителя типа С12-120.

Фильтр-осушитель состоит из цилиндрического корпуса 2, заполненного влагопоглощающим веществом — цеолитом 1. Цеолит-синтетический силикат алюминия состоит из кристаллических песчинок, соединенных связующей глиной. В верхнюю часть корпуса фильтра-осушителя ввертывается патрубок 6, который через нажимную пружину 5 и нажимную тарель 4 уплотняет цеолит. В нижнюю часть корпуса фильтра ввертывается патрубок с фильтрующим конусом 3, являющимся хорошим фильтрующим элементом для улавливания механических частиц. Фильтры-осушители устанавливаются вертикально стрелкой вниз, нанесенной на корпусе. Крепятся они на жидкостном трубопроводе накладными гайками М 18 × 1,5.

Новый фильтр-осушитель с обеих сторон закрывается заглушками и заполняется азотом. При ослаблении одной из заглушек должен быть слышен шипящий звук выходящего азота, что указывает на исправность фильтра-осушителя.

Насыщенные влагой или загрязненные фильтры-осушители следует заменить новыми. При насыщении фильтра-осушителя и невоз-

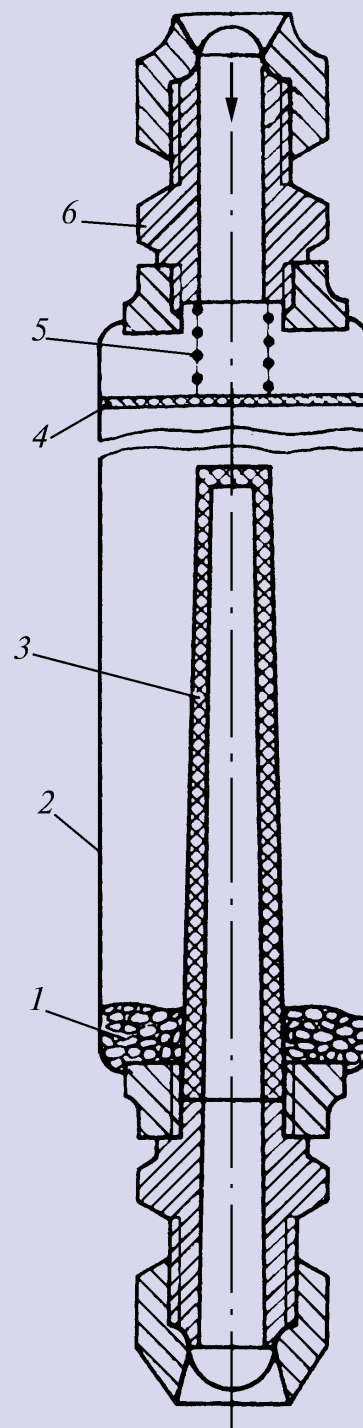


Рис. 2.35. Фильтр-осушитель С12-120

возможности дальнейшего поглощения им влаги из системы может произойти замерзание терморегулирующего вентиля. Состояние влажности хладагента определяется по смотровому стеклу с индикатором влаги, устанавливаемому после фильтра-осушителя. В зависимости от содержания влаги в хладагенте после фильтра-осушителя изменяется цвет индикаторной бумаги, помещенной в корпусе со стороны смотрового стекла. Изменение цвета индикатора зависит также от температуры хладагента. Значения содержания влаги в зависимости от температуры и цвет индикации указаны в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Оценка влажности	Количество воды в мг на 1 кг жидкого хладагента при температуре, °С			Цвет индикатора
	20	35	50	
Сухо, менее	5	10	15	Синий
Повышенная влажность	5—15	10—30	15—50	Переходные цвета
Недопустимо, более	15	30	50	Розовый

Если в смотровом стекле индикатор показывает розовый цвет, то следует заменить фильтры-осушители. Надежность показания индикаторной бумаги в смотровом стекле обеспечивается в течение 12 месяцев после установки на холодильном агрегате.

Признаком загрязнения фильтра-осушителя и повышения вследствие этого сопротивления прохождения хладагента через него является снижение температуры испарения; при этом жидкостной трубопровод перед ТРВ становится более холодным, чем трубопровод перед фильтром-осушителем.

Сетчатый фильтр установки ВР (рис. 2.36) размещен на жидкостной линии между ресивером и электромагнитным вентилем. Корпус 5 изготовлен из стальной трубы диаметром 89 мм с приваренной крышкой 9 и фланцем. В крышке есть бобышка для подводящего трубопровода; отводится хладагент через бобышку в верхней части корпуса.

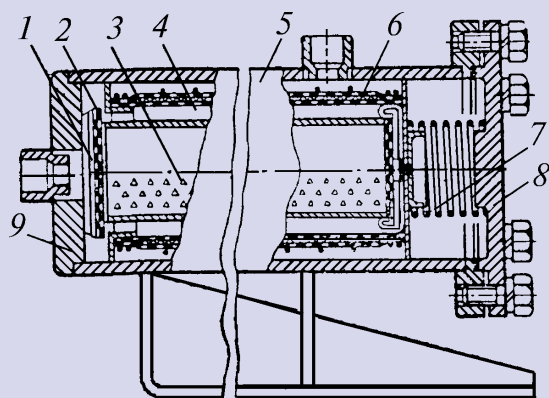


Рис. 2.36. Фильтр-осушитель

В корпусе помещены фильтр 6 из стального перфорированного листа толщиной 0,5 мм, обвернутого техническим сукном и латунной сеткой с ячейками 0,56 мм, а также гильза 4, осушителя, которая состоит из стальной обечайки с отверстиями 3, кольца 1 и сетки 2 по торцам. Внутри гильзы засыпают 200 г цеолита (влагопоглощающего вещества). Пружина 7, опирающаяся на крышку 8, удерживает фильтр в сборе. Для крепления к раме холодильной машины предусмотрен кронштейн. Собранный фильтр-осушитель испытывают под водой хладоном R12 давлением 1.2 МПа.

**Фильтр-осушитель** в установке МАВ-II такой же по конструкции, как в холодильно-нагревательной установке FAL-056/7 (см. рис. 2.34).

Теплообменник (рис. 2.37) предназначен для перегрева паров хладагента, отсасываемых из испарителя в компрессор, и переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем. Теплообменник представляет собой стальной цилиндр 1 со сферическими днищами, внутри которого помещен змеевик 2 из медной трубы. Жидкий хладагент из конденсатора поступает по трубе 4, проходит по змеевику и, встречаясь с холодными парами, идущими из испарителя через патрубок 3, несколько охлаждается, что способствует более экономичной работе установки. Теплообменник располагается внутри вагона или под вагоном и изолируется от внешней среды.

В холодильной установке ВР он изготовлен из стальной трубы диаметром 108 мм, к которой приварены два сферических доннышка и лапы для крепления к раме холодильной машины. Переохлаждаемый хладагент поступает в змеевик

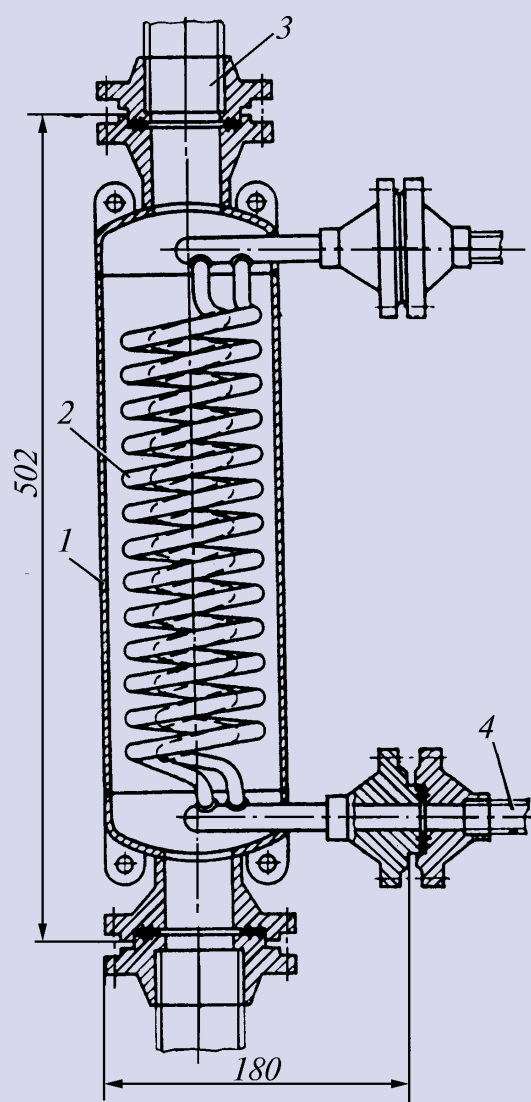


Рис 2.37. Теплообменник

2 через патрубок в доньшке и выходит через штуцер. Змеевик выполнен из медной трубы диаметром 20 мм и имеет 22 витка. Парожидкостная смесь хладагента после испарителя поступает через патрубок доньшка внутрь аппарата, омывает змеевик и всасывается компрессором из противоположного патрубка. Рабочая поверхность теплообменника  $0,3 \text{ м}^2$ , скорость хладагента R12 в змеевике  $0,8-1,0 \text{ м/с}$ , пара —  $8-10 \text{ м/с}$ .

**Каплеотделитель.** Стенки змеевика воздухоохладителя имеют температуру значительно ниже температуры проходящего сквозь него воздуха, поэтому на поверхности трубок будет конденсироваться влага, содержащаяся в воздухе. Капли конденсата могут сдуваться с ребер и змеевика охладителя и попадать в вентиляционный канал. В установках кондиционирования воздуха купейных вагонов для улавливания влаги предусмотрен каплеотделитель (элиминатор). В вагоне постройки заводов Германии элиминатор, например, состоит из 40 волнообразных стальных пластинок 1 (рис. 2.38, а), насаженных с дистанционными втулками 3 на стяжной болт 4 и вертикально расположенных за змеевиками воздухоохладителя. Увлекаемые воздушным потоком капли конденсата под действием инерции сохраняют прямолинейное движение, налетают на пластинки с приваренными к ним ребрами 2 и стекают вниз. В вагонах ставят также элиминаторы, подобные показанному на рис. 2.38, б.

Чтобы удалить скопившуюся воду, которая стекает с пластин элиминатора, под воздухоохладителем установлен стальной поддон. Вода со змеевика и пластин элиминатора попадает в поддон и по трубке вытекает под вагон.

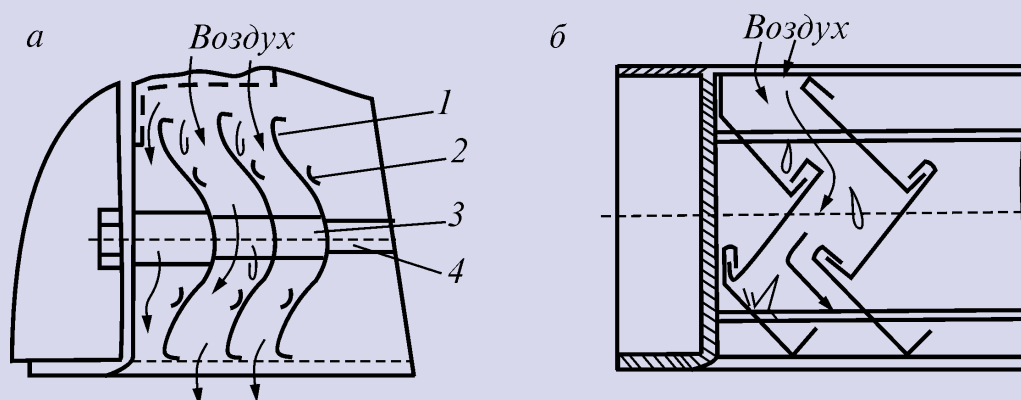


Рис. 2.38. Каплеотделители

**Обратный клапан** (рис. 2.39) пропускает поток газообразного хладагента только в одном направлении и не допускает перетечки хладагента во время пуска холодильной установки из конденсатора во всасывающую полость компрессора. Таким образом компрессор разгружается при пуске. Во время пуска (соленоидный вентиль на байпасной линии открыт) клапан 2 закрывается за счет разности давлений и препятствует прохождению хладагента из конденсатора в байпасную линию. Клапан 2 работает в направляющих 4 и прижимается к седлу пружиной 3. В корпусе 1 с крышкой 5 предусмотрена пробка для выпуска воздуха из системы.

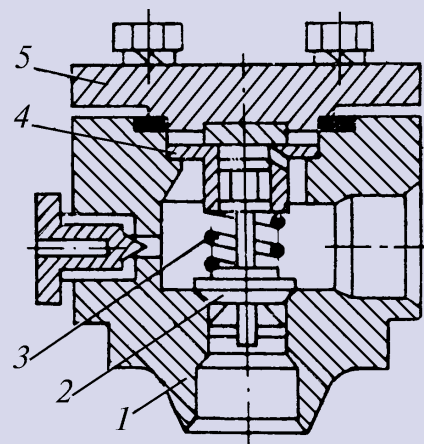


Рис. 2.39. Обратный клапан

Трубопроводы холодильной установки изготавливают из медных труб с возможно меньшим количеством соединений. Трубы большого диаметра соединяют фланцами с прокладками из паронита, пропитанного глицерином. Трубы небольшого диаметра могут соединяться на резьбе при помощи накидных гаек. Для этого трубу отбортовывают под углом  $45^\circ$  и отбортованный конец прижимают гайкой к штуцеру. Если по условиям монтажа разъединения не требуется, трубы малого диаметра спаивают.

**Запорная арматура.** В холодильных установках применяют угловые и проходные вентили. Проходной вентиль (рис. 2.40) состоит из латунного корпуса 1 и крышки 3, прижимаемой гайкой 2. Между корпусом и крышкой зажата мембрана 7, отделяющая внутреннюю полость вентиля от внешней среды (атмосферы). При вращении маховика 4 по часовой стрелке головка шпинделя 5 через пятник 6 нажимает на мембрану, которая в свою очередь действует на шток 9, перекрывающий проходное отверстие вентиля. При от-

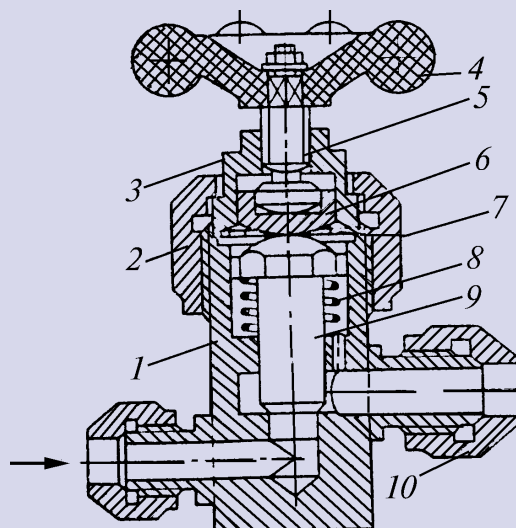


Рис. 2.40. Мембранный проходной вентиль

крывании вентиля пружина 8 поднимает шток вверх, освобождая канал для прохода хладагента R12. Если мембрана выйдет из строя, то утечку хладагента предотвращают полным открытием вентиля — в этом случае верхняя конусная часть головки шпинделя плотно прижимается к крышке. Трубопроводы соединяют с вентилем накидными гайками 10.

**Угловой вентиль для заправки хладагентом** установки FAL-056/7 является одновременно запорным и заправочным вентилем. Он размещается между ресивером и фильтрами-осушителями и выведен под агрегат со стороны торца электроаппаратного ящика. Угловой вентиль (рис. 2.41) имеет шпindel для закрывания вентиля с защитным колпачком. Уплотнение шпинделя сальниковое. Для заправки хладагента на нем предусмотрено резьбовое отверстие, к которому привинчивается дополнительный патрубок от баллона с хладагентом. После заправки резьбовое отверстие углового вентиля закрывается запорным болтом.

Угловой вентиль на холодильном агрегате выполняет следующие функции.

При вращении шпинделя вправо до упора (закрытие) производится перекрытие ресивера от системы циркуляции хладагента (например, для отсасывания хладагента из системы, т.е. его сбора в ресивер); заправка хладагента в систему.

При вращении шпинделя влево до упора (открытие) происходит открытие системы циркуляции хладагента (одновременно дополнительный патрубок закрыт).

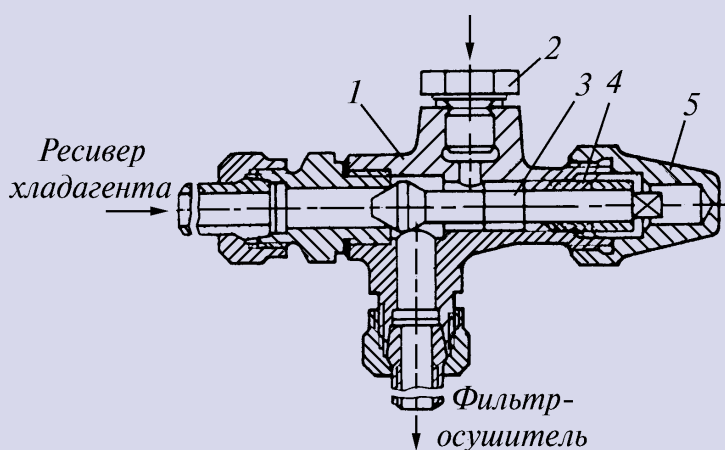


Рис. 2.41. Угловой вентиль для заправки хладагентом: 1 — корпус; 2 — запорный болт; 3 — шпindel; 4 — сальник; 5 — защитный колпачок

При среднем положении шпинделя (за два оборота до упора) осуществляется заправка хладагента в систему; проверка системы на плотность; вакуумирование.

**Угловой вентиль** (рис. 2.42) для заправки масла служит для заправки маслом компрессора, для смены масла в нем, а также в случаях проведения ремонтных работ на холодильном агрегате.



Он установлен сбоку на картере компрессора и состоит из корпуса 3, шпинделя 4 с сальниковым уплотнением 5, закрываемым защитным колпачком 2 и накидной гайки 1 М 12 × 1,5 для подключения патрубка маслозаправочного шланга.

**Ручной запорный вентиль** является бес-сальниковым проходным вентиляем и устанавливается перед ресивером. Он состоит из корпуса, буксы, в которой размещены шпиндель, диафрагмы, клапана и пружины. Полость корпуса отделена от буксы диафрагмой, чем достигается высокая плотность такого типа бессальниковых вентиляей.

Проходной запорный вентиль впаивается в нагнетательный трубопровод.

В установке МАВ-II широко используются два типа запорных вентиляей.

Стальной корпус углового вентиля (рис. 2.43, а) состоит из двух частей. Это сделано для удобства сборки. Клапан 1 имеет форму двух усеченных конусов, наклонные поверхности которых являются запирающими. Если поворачивать шток по часовой стрелке за хвостовик, то клапан, опускаясь вниз, упрется в седло и преградит путь хладону. Чтобы хладагент не просачивался по резьбе наружу, вставлено набивочное уплотнительное кольцо, прижимаемое сверху втулкой.

Если необходимо открыть вентиль, то вывинчивается хвостовик клапана против часовой стрелки до отказа. В этом случае головка плотно прижмется к верхнему седлу и будет дополнительная гарантия, что утечки хладона R12 в месте выхода штока из корпуса не произойдет. Маховичка на вентиле нет. Чтобы не повредить набивочное уплотнительное кольцо, необходимо перед поворотом хвостовика клапана ослабить с помощью ключа втулку 3, а после поворота завернуть ее до отказа. Квадратная часть штока ограждается защитным колпачком 4, который навинчивается на корпус 2.

Для отключения манометров используются вентили мембранного типа. В них мембрана 3 (рис. 2.43, б) изолирует нижнюю клапанную часть от верхней силовой. Возвратная пружина 6 при открытом положении вентиля удерживает клапан 4 в приподнятом поло-

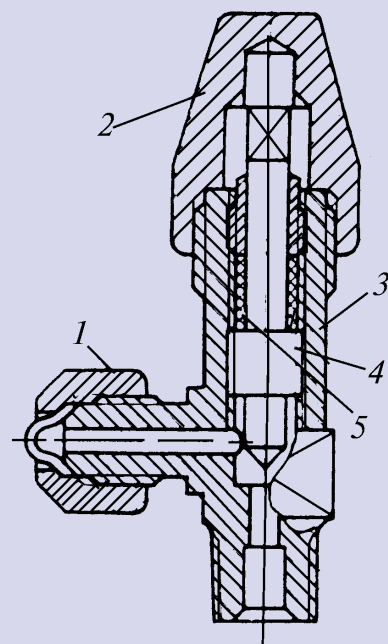


Рис 2.42. Угловой вентиль для заправки маслом

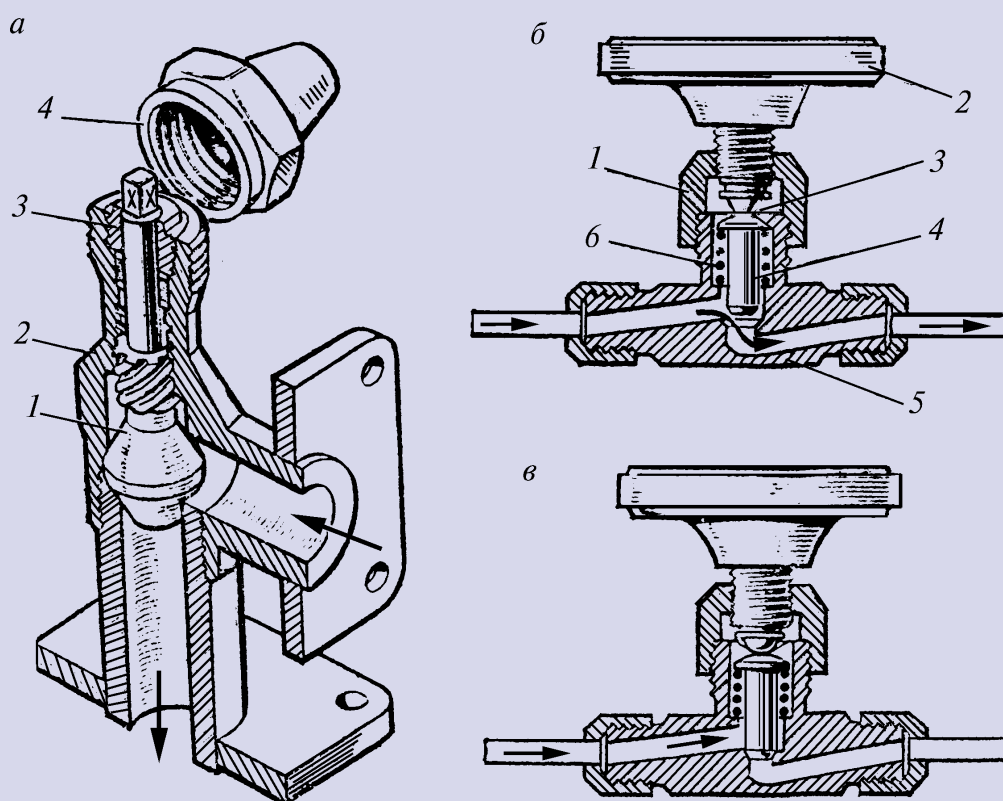


Рис. 2.43. Запорные вентили установки МАВ-II: *а* — угловой вентиль в закрытом положении; *б* и *в* — мембранный вентиль соответственно в открытом и закрытом положениях

жении, что обеспечивает свободный проход газообразному или жидкому хладону по каналам корпуса 5. Для закрытия вентиля маховик 2 ввинчивают вниз до упора. При этом мембрана прогибается и сферический конец стержня маховика, преодолевая усилие пружины, прижимает клапан к седлу. Края мембраны герметично прижаты к корпусу вентиля накладной гайкой 1.

Мембранный вентиль по конструкции несколько сложнее углового, он отличается надежностью и практически не требует ухода.

Вентиляторы подбирают по требуемому расходу воздуха и напору. Развиваемый вентилятором напор (давление) должен быть достаточным для преодоления всех сопротивлений во всасывающей и нагнетательной воздушной сети и компенсации потерь динамического давления при выходе воздуха из сети в атмосферу. Сопротивление сети складывается из сопротивления трения о стенки труб, воздухопроводов, а также местных сопротивлений (изгибы, изменение сечений, ответвления и др.).

## **ГЛАВА 3. РЕГУЛИРОВАНИЕ. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ. ЗАЩИТА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

### **3.1. Принципы автоматизации холодильных установок**

Параметры окружающей среды — температура, влажность, направление и сила ветра, осадки, солнечная радиация непрерывно изменяются в течение суток, а также вследствие быстрого перемещения вагона. Соответственно изменяется и тепловая нагрузка на вагон. Чтобы в этих условиях поддерживать стабильные параметры воздуха внутри вагона, необходимо непрерывно изменять производительность системы охлаждения (летом) или отопления (зимой), а если это необходимо, то и производительность системы вентиляции. Следовательно, как бы совершенны ни были сами по себе системы вентиляции, отопления, охлаждения и электроснабжения и как бы хорошо ни были согласованы их параметры между собой и с тепловыми нагрузками на вагон, установка кондиционирования воздуха не сможет обеспечить комфортных условий в вагоне, если её управление не будет автоматизировано, а холодильная машина обеспечивать требуемую тепловую обработку скоропортящегося груза и поддерживать заданный температурный режим охлаждаемого помещения.

На рефрижераторном подвижном составе применяются холодильные установки, автоматизированные полностью или частично. Степень автоматизации холодильной установки выбирается в зависимости от ее конструкции, размеров и условий эксплуатации.

В полностью автоматизированных установках пуск, отключение машин и регулирование холодопроизводительности осуществляются автоматически без вмешательства обслуживающего персонала. Такими установками оборудованы АРВ и секции *ZB-5*. Для полной автоматизации требуются большие первоначальные затраты и последующие расходы на обслуживание сложных аппаратов и приборов. Однако полная автоматизация холодильных установок АРВ позволила отказаться от сопровождения вагонов в пути следования обслуживающим персоналом и перейти на периодическое их техническое обслуживание на специализированных пунктах (ПТО АРВ).

При эксплуатации частично автоматизированных холодильных установок необходимо постоянное дежурство обслуживающего персонала. Наличие персонала позволяет отказаться от автоматизации включения и выключения холодильной машины, процесса оттаивания воздухоохладителя и др. В результате достигается значительное снижение первоначальных затрат. Защитная же автоматика в таких машинах должна предусматриваться в полном объеме, как и для полностью автоматизированной установки.

Из частично автоматизированных установок условно выделяют полуавтоматизированные установки, в которых включение и выключение оборудования выполняет вручную механик, а поддержание установленного режима работы осуществляют приборы автоматики.

К полуавтоматизированным холодильным установкам относятся установки 5- вагонной секции БМЗ.

Автоматизированные холодильные установки всегда работают в оптимальном режиме. Это позволяет сократить время достижения требуемой температуры в грузовом помещении, увеличить за счет этого межремонтные сроки эксплуатации оборудования и снизить расход электроэнергии. Автоматизированная холодильная установка точнее поддерживает заданный температурный режим в охлаждаемом помещении, чего невозможно достигнуть при ручном регулировании. Это позволяет сохранить качество перевозимых грузов и уменьшить их потери при транспортировке. Система автоматизации надежно защищает холодильную установку от опасных режимов работы, увеличивая срок ее службы и обеспечивая безопасность для обслуживающего персонала. Автоматизация повышает культуру производства, улучшает и облегчает условия труда обслуживающего персонала. Практически обязанности поездной бригады сводятся к периодическим осмотрам и проверкам режима работы оборудования и к устранению выявленных неисправностей.

Естественно, системы автоматики различны. Применительно к системам автоматики установки кондиционирования воздуха можно классифицировать по трем признакам:

по регулируемым параметрам воздуха: по температуре или по влажности, или по обоим этим параметрам, т.е. по теплосодержанию;

по характеру процесса обработки воздуха: мокрые камеры увлажнения и осушки с непосредственным разбрызгиванием и фильт-

рацией паровоздушной смеси, или камеры со смачиванием поверхности и также непосредственным теплообменом, или камеры с применением теплообмена через холодную (или горячую) стенку, охлаждаемую холодной водой или рассолом (нагреваемую горячей водой или рассолом), или камеры с воздухоохладителями непосредственного охлаждения, или камеры с твердыми или жидкими влагопоглотителями — адсорбентами;

по схеме обработки воздуха: прямоточные камеры (без использования рециркуляции), или камеры с постоянной или переменной величиной первичной рециркуляции, или камеры с двойной рециркуляцией постоянной или переменной.

Специальное устройство для регулирования влажности (специальная осушка воздуха осуществляется более глубоким его охлаждением, чем необходимо для поддержания температурного режима с последующим подогревом) в вагонных установках кондиционирования воздуха не применяется. Летом, когда требуется осушка воздуха, она выполняется одновременно с процессом его охлаждения в воздухоохладителе. Зимой, когда необходимо увлажнение воздуха, оно осуществляется за счет влаговыделения пассажиров. Таким образом, по первому признаку процесс автоматического регулирования работы вагонных установок кондиционирования является наиболее простым и сводится к поддержанию температуры в помещениях вагона в заданных пределах.

Мокрые камеры, твердые и жидкие адсорбенты, теплообмен с помощью водяного или рассольного охлаждения в пассажирских вагонах не применяются. Из этого следует, что и по второму признаку системы автоматики вагонных кондиционеров довольно просты.

Ни переменная, ни тем более двойная рециркуляция как постоянная, так и переменная, в вагонах не применяется. Наличие рециркуляции с постоянным соотношением наружного и рециркуляционного воздуха усложняет лишь систему вентиляции, не внося каких-либо изменений в систему автоматического управления. Таким образом, и по третьему признаку, а значит, и в целом системы автоматики установок кондиционирования пассажирских вагонов по сравнению с системами автоматики других кондиционеров как комфортных, так и технологических, являются относительно простыми. Для поддержания температуры в охлаждаемом помещении в заданном интерва

ле приходится регулировать холодопроизводительность установки, рассчитанную на максимальную потребность в холоде. Регулирование может быть плавным или позиционным (ступенчатым).

**Плавное регулирование** можно выполнить: плавным изменением частоты вращения вала компрессора; перепуском (байпасированием) пара из нагнетательной линии во всасывающую; изменением рабочего объема компрессора (в винтовых компрессорах); открытием всасывающего клапана на части хода поршня и др. Многие из перечисленных выше способов применяются редко из-за сложности их конструкционного осуществления или из-за значительных энергетических потерь.

**Позиционное регулирование** можно выполнять изменением коэффициента рабочего времени, т.е. изменением продолжительности работы холодильной установки за цикл. Этот способ широко применяется в системах с большой тепловой аккумулирующей способностью. Позиционное регулирование выполняется также ступенчатым изменением частоты вращения коленчатого вала компрессора, используя многоскоростные электродвигатели. Частоту вращения вала электродвигателя изменяют переключением полюсов статора. На рефрижераторном подвижном составе применяется регулирование холодопроизводительности изменением коэффициента рабочего времени. Циклическая работа холодильной установки достигается периодическими ее включениями и выключениями. Отношение времени работы холодильной установки  $\tau_p$  к общей продолжительности цикла  $\tau$  называется коэффициентом рабочего времени:  $b = \tau_p / \tau$ .

Коэффициент рабочего времени можно также определить как отношение теплопритоков в охлаждаемое помещение  $Q_T$  к холодопроизводительности установки  $Q_0$ , т.е.

$$b = Q_T / Q_0.$$

Температуру в охлаждаемом помещении рефрижераторных вагонов обычно регулируют периодическими включениями и отключениями холодильной установки с помощью двухпозиционного автоматического прибора — термостата (реле температуры).

При циклической работе температура в охлаждаемом помещении не остается постоянной, а изменяется в определенных пределах, ко-

торые зависят от настройки дифференциала термостата. При увеличении дифференциала продолжительность цикла и пределы колебания температуры увеличиваются. Когда температура в охлаждаемом помещении достигнет верхнего установленного предела, термостат включит холодильную установку. После того как температура в охлаждаемом помещении достигнет нижнего предела, термостат подает электрический импульс на отключение установки. При увеличении теплопритоков в вагон продолжительность работы установки повышается.

### 3.2. Основные понятия об автоматическом регулировании

Система автоматического управления — это совокупность объекта управления и управляющего устройства, осуществляющих какой-нибудь процесс полностью или частично без вмешательства обслуживающего персонала. Объект управления — комплекс технических элементов, выполняющих основную технологическую задачу — характеризуется значениями некоторых величин на его входе и выходе. Если в качестве объекта управления рассматривать рефрижераторный вагон, то величиной на выходе будет температура в грузовом помещении  $t_{\text{ваг}}$ , а величиной на входе — холодопроизводительность холодильной машины  $Q_0$ .

Величину на выходе, которую требуется поддерживать в определенном интервале, называют регулируемым параметром и обозначают  $X_0$ . Величина на входе объекта — это параметр, с помощью которого управляют значением величины на выходе.

Внешнее воздействие на объект управления, вызывающее отклонение регулируемого параметра от исходного значения  $X_0$ , называется нагрузкой. В данном случае это будут теплопритоки в вагон  $Q_H$ . Действительное значение регулируемого параметра  $X$  под воздействием нагрузки  $Q_H$  отклоняется от заданного значения  $X_0$ . Такое отклонение называется рассогласованием:  $\Delta X = X - X_0$ . Воздействие на объект, которое уменьшает рассогласование  $\Delta X$ , является регулирующим воздействием. В нашем примере это будет холодопроизводительность машины  $Q_0$ . Если  $Q_0 = Q_H$ , то  $\Delta X = 0$ , а регулируемый параметр не изменяется:  $X_0 = \text{const}$ .

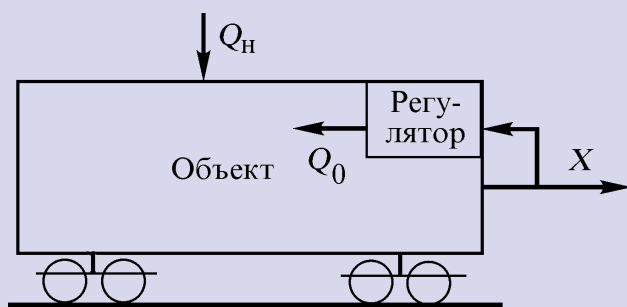


Рис. 3.1. Система автоматического регулирования

Устройство, воспринимающее рассогласование  $\Delta X$  и воздействующее на объект для уменьшения рассогласования, называется автоматическим регулятором, или просто регулятором.

Объект и регулятор образуют систему автоматического регулирования (рис. 3.1). Регулирование может выполняться по нагрузке и рассогласованию.

В первом случае регулятор воспринимает изменение нагрузки и на столько же изменяет регулирующее воздействие, поддерживая равенство  $Q_0 = Q_n$ . Однако проще следить за отклонением регулируемого параметра  $X_0$ , т.е. изменять регулирующее воздействие  $Q_0$  в зависимости от значения  $\Delta X$ .

Системы автоматизации различаются по своему назначению: управления, сигнализации, защиты, регулирования и комбинированные. Между собой они отличаются составом элементов и связями между ними.

Структурная схема автоматической системы определяет, из каких звеньев она состоит. Например, в систему автоматического регулирования входят объект регулирования и автоматический регулятор, состоящий из нескольких элементов — чувствительного элемента, задающего устройства, элемента сравнения, регулирующего органа и т.д.

На рис. 3.2 показана простая одноконтурная система автоматического регулирования, широко применяющаяся при автоматизации холодильных установок. Работа объекта характеризуется параметром  $X$  на выходе, по которому ведется регулирование. На объект воздействует внешняя нагрузка  $Q_n$ . Управление осуществляется регулирующим воздействием  $Q_0$ . Автоматический регулятор должен так изменять величину  $Q_0$ , чтобы значение  $X$  соответствовало заданному  $X_0$ . В системе имеются цепи прямой и обратной связи.

Цепь прямой связи служит для формирования и передачи к объекту регулирующего воздействия  $Q_0$ ; по цепи обратной связи поступает информация о ходе процесса. В цепь прямой связи вхо-



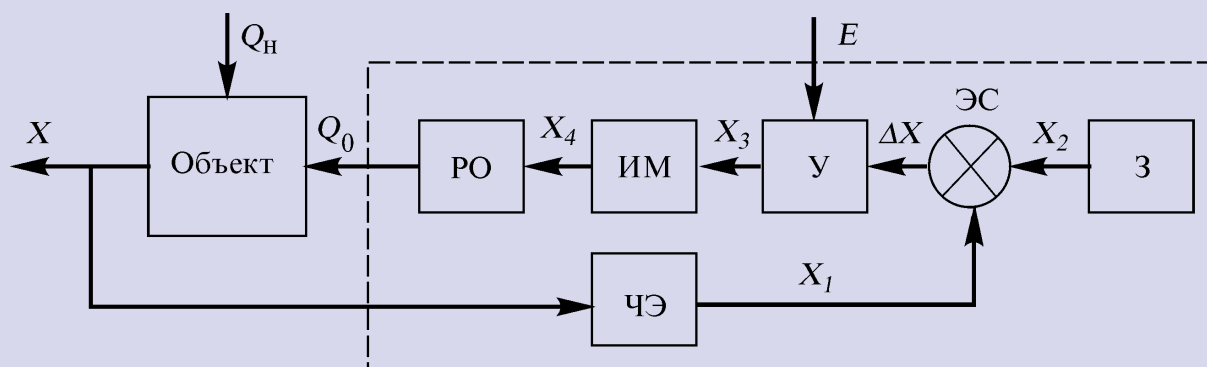


Рис. 3.2. Структурная схема автоматического регулирования

дят усилитель (У), исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО). В цепь обратной связи включен чувствительный элемент (ЧЭ).

Обе цепи замыкаются элементом сравнения (ЭС). В регуляторе могут не применяться отдельные элементы (усилитель, исполнительный механизм). Некоторые детали могут выполнять функции нескольких элементов.

Система работает следующим образом. Чувствительным элементом регулятор воспринимает регулируемый параметр  $X$  и преобразует его в величину  $X_1$ , удобную для дальнейшей передачи.

Эта преобразованная величина поступает в элемент сравнения, на другой вход которого подается сигнал  $X_2$ , представляющий собой задание регулятору от устройства 3. В элементе сравнения производится операция вычитания, в результате которой получается рассогласование

$$\Delta X = X - X_0.$$

Сигнал  $\Delta X$  заставляет работать остальные элементы схемы. В усилителе его мощность повышается до  $X_3$  и воздействует на исполнительный механизм, который преобразует этот сигнал в удобный для использования вид энергии  $X_4$  и изменяет положение регулирующего органа. В результате изменяется поток энергии или вещества, подводимого к объекту, т.е. изменяется регулирующее воздействие.

По взятому для примера рефрижераторному вагону можно проследить за взаимодействием элементов структурной схемы (рис. 3.1 и 3.2).

Температуру в вагоне  $X$  воспринимает термочувствительная система термостата, преобразует ее в давление  $X_1$  и воздействует на пружину термостата ЭС, отрегулированную на определенное усилие сжатия винтом задающего устройства 3. При повышении температуры в вагоне  $t_{\text{ваг}}$  в результате теплопритоков  $Q_{\text{н}}$  увеличивается рассогласование  $\Delta X$ . При определенном значении  $t_{\text{ваг}}$  замыкаются контакты термостата, включающие электрическую систему управления холодильной машиной У, которая получает энергию  $E$  от внешнего источника. Исполнительные механизмы ИМ электрической системы включают холодильную машину РО, которая воздействует величиной  $Q_{\text{н}}$  на объект.

Структурные схемы других автоматических устройств можно получить из рассмотренной схемы. Сигнализирующая система отличается от системы регулирования тем, что в ней нет исполнительного механизма. Цепь прямой связи разрывается, и сигнал  $X_3$  подается обслуживающему персоналу (звонок, включение сигнальной лампы), который и должен произвести регулирование. В системе автоматической защиты вместо исполнительного механизма и регулирующего органа имеется устройство управления, которое отключает холодильную установку. В системах сигнализации и защиты сигнал  $X_3$  изменяется скачкообразно, когда величина  $X$  достигает заданного значения.

Автоматические регуляторы классифицируются по назначению: регуляторы давления, температуры, уровня и т.д. Они различаются конструкцией чувствительного элемента.

Регуляторы бывают прямого и непрямого действия. Если мощность сигнала рассогласования достаточна для воздействия на регулирующий орган, регулятор считается прямодействующим. В регуляторах непрямого действия для привода регулирующего органа используется внешний источник энергии  $E$  (электрический, пневматический, гидравлический, комбинированный), подводимой через усилитель мощности У.

В зависимости от способа воздействия на объект различают регуляторы плавного и позиционного (релейного) действия. В регуляторах плавного действия регулирующий орган может занять любое положение в пределах между максимальным и минимальным. У позиционных регуляторов регулирующий орган может занимать два или несколько определенных положений.

По типу задающего элемента регуляторы бывают стабилизирующие, программные, следящие, оптимизирующие. Стабилизирую-

щие регуляторы поддерживают регулируемую величину на постоянном заданном уровне. Программные регуляторы изменяют регулируемую величину по заранее намеченной программе, следящие — в зависимости от изменений какого-нибудь внешнего параметра, Оптимизирующие регуляторы, анализируя внешние параметры, обеспечивают оптимальное ведение процесса. В холодильных установках чаще применяются стабилизирующие регуляторы.

Система регулирования согласовывает характеристики отдельных элементов машины при изменении их холодопроизводительности.

Характеристики представляют собой зависимости холодопроизводительности, расхода энергии на работу компрессора и охлаждение конденсатора от внешних условий, т.е. от температуры окружающей среды. Они позволяют установить взаимную связь параметров компрессора, испарителя и конденсатора. Построение характеристик проводят по уравнениям теплового баланса системы «холодильная машина — охлаждаемое помещение» и энергетическим соотношениям, описывающим работу основных элементов машины с учетом изменения по времени параметров хладагента и окружающей среды. При этом балансовые и энергетические соотношения представляют в функции температуры охлаждаемого объекта (температуры кипения хладагента) и температуры окружающей среды (температуры конденсации хладагента).

Процесс регулирования машины на требуемый режим охлаждения или на заданный температурный режим теоретически может быть реализован количественным или качественным способом. Первый предусматривает изменение расхода хладагента через испаритель, второй — изменение его параметров. Однако температура охлаждаемого объекта определяется температурой кипения хладагента, которая самоустанавливается в зависимости от холодопроизводительности компрессора, испарителя и конденсатора. Поэтому процесс регулирования определяет не только баланс холодопроизводительности компрессора  $Q_{ок}$  и испарителя  $Q_{ои}$ , но и температурный уровень отвода или подвода теплоты. Следовательно, регулирование паровой компрессорной машины представляет собой комбинированный процесс, сочетающий количественный и качественный способы.

Исполнительным органом системы регулирования (регулятором холодопроизводительности) служит дроссельный вентиль. Рабочий

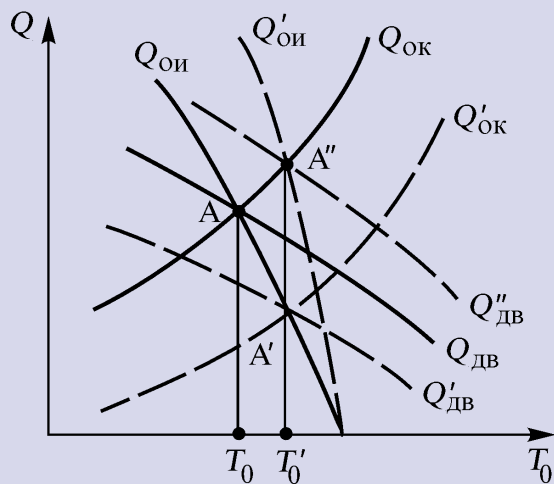


Рис. 3.3. Характеристики основных элементов холодильной машины

режим машины, который соответствует точке пересечения характеристик компрессора и испарителя  $Q_{ОК} = Q_{ОИ}$ , обеспечивающих изменением проходного сечения вентиля. Схема согласования характеристик основных элементов машины при некотором постоянном значении температуры окружающей среды приведена на рис. 3.3. Характеристика испарителя  $Q_{ОК} = f(T_0)$  ( $T_0$  — температура кипения хладагента) отвечает изменению теплопритоков охлаждае-

мого помещения, характеристика компрессора  $Q_{ОК} = f(T_0)$  — регулированию его производительности, расходная характеристика дроссельного вентиля  $Q_{ДВ} = f(T_0)$  устанавливает степень его закрытия или открытия. Характеристики перечисленных элементов машины при изменении режима ее работы показаны штриховыми линиями. Точка  $A$  определяет рабочую точку системы «машина — охлаждаемое помещение» как объекта регулирования при переходе с одного режима работы на другой. При этом точка  $A'$  соответствует рабочему режиму в процессе регулирования компрессора, а точка  $A''$  — при изменении характеристики испарителя. Регулирование холодопроизводительности машины с поршневым компрессором осуществляют плавным или ступенчатым (позиционным) регулированием его производительности. В машинах малой и средней мощности получили распространение следующие способы плавного регулирования с помощью внешних или встроенных конструктивных устройств:

- перепуск хладагента со стороны нагнетания на всасывание (байпасирование), который осуществляют регулирующими вентилями, управляемыми от датчика давления или температуры;

- дросселирование на всасывании с переводом компрессора на работу при пониженном давлении всасывания;

- изменение объема мертвого пространства подключением к нему дополнительного внешнего объема;

- изменение частоты вращения вала компрессора.

Ступенчатое регулирование в машинах малой и средней холодопроизводительности в основном выполняют способом «пуск-остановка» с предельной частотой циклов до 5-6 в 1 ч; для многоступенчатых компрессоров эффективно используют отключение отдельных цилиндров путем отжатия всасывающих клапанов с помощью механических толкателей. Управление движением толкателей производят гидравлическими, пневматическими или электромагнитными приводами. Внедряется система электронного регулирования производительности с воздействием на всасывающие клапаны электромагнитного поля.

Примером ступенчатого пропорционального регулирования является регулирование температуры воздуха в вагоне летом, когда с увеличением теплопритока в вагон увеличивается холодопроизводительность холодильной установки (увеличиваются частоты вращения вала компрессора или включается большее количество его цилиндров). В этом случае импульсом, сигнализирующим необходимость увеличения холодопроизводительности, является дальнейшее повышение температуры воздуха в вагоне.

Пример пропорционального плавного регулирования — регулирование температуры воздуха в вагоне зимой, когда с увеличением теплопотерь вагона плавно увеличивается температура воды в котле водяного отопления. В этом случае импульсом, сигнализирующим необходимость повышения температуры воды в котле, является изменение температуры наружного воздуха.

Наиболее совершенным, но и наиболее сложным видом пропорционального регулирования является изодромное регулирование, основанное на применении чувствительной и гибкой обратной связи, благодаря которой регулируемый параметр изменяется в очень узких пределах или даже держится на практически постоянном уровне. Первоначально изодромное регулирование применялось для обеспечения постоянной скорости вращения деталей машин, откуда и получило свое название (по-гречески изо — постоянный, равный; дромос — бег, скорость). В настоящее время оно применяется в самых различных процессах, например, для автоматического вождения морских кораблей по заданному курсу.

Вследствие сложности аппаратуры, трудных условий ее работы при вибрации и тряске, а главное из-за отсутствия практической

необходимости в предельно точном регулировании температуры воздуха, в установках кондиционирования воздуха вагонов изодромное регулирование не применяется.

При выборе способа регулирования необходимо учитывать начальные и эксплуатационные затраты, технологичность и надежность конструкции. Для оценки энергетической эффективности системы регулирования используют отношение холодопроизводительности компрессора при заданной степени регулирования к номинальной:  $\chi = q_{ор}/q_{он} = f(T_0)$ . Показатели сравнительной эффективности основных способов регулирования производительности поршневых компрессоров приведены на рис. 3.4. Для способов пуск-остановка (линия 1) и отжатие впускных клапанов (линия 2) характерны малые энергетические потери и практическая независимость от режима работы. При дросселировании на всасывании (линия 3) наблюдается резкое падение эффективности с ростом температуры кипения хладагента, поэтому этот способ применяют в компрессорах, которые работают в узком диапазоне давлений кипения. Байпасирование (линия 4) — наименее эффективный вариант регулирования, так как он связан с потерями энергии сжатого пара при его перепуске, повышением температуры всасывания хладагента, а следовательно, и температуры нагнетания; энергетические потери при этом способе соответствуют степени уменьшения холодопроизводительности машины.

В холодильных машинах с винтовыми компрессорами используют следующие способы регулирования холодопроизводительности: дросселирование на всасывании, байпасирование, изменение частоты вращения вала, золотниковой системой.

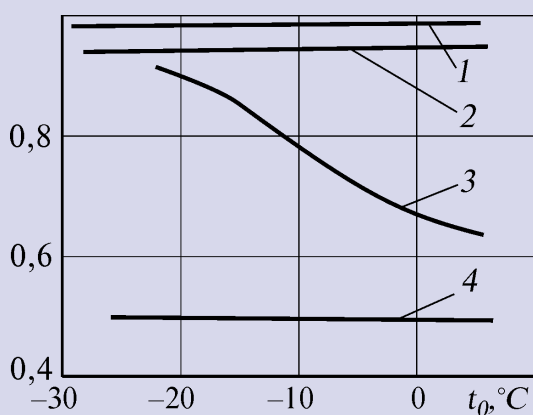


Рис. 3.4. Энергетическая эффективность основных способов регулирования производительности поршневых компрессоров

Дросселирование обеспечивают автоматическим перекрытием дроссельного клапана, установленного на входе в компрессор. Эффективность этого способа ограничена снижением производительности до 70% от номинальной; при более глубоком дросселировании существенно снижается экономичность.

Байпасирование осуществляют перепуском части хладагента через байпасный клапан со стороны нагнетания на всасывание. Применение такого способа обычно ограничивают компрессорами сухого сжатия.

Наиболее экономичное регулирование путем отключения в процессе сжатия части объема рабочих полостей обеспечивает золотниковая система. Несмотря на усложнение конструкции компрессора, такая система открывает дополнительные схемные возможности усовершенствования паровых холодильных машин.

Автоматизация работы холодильной машины позволяет с высокой точностью поддерживать требуемый уровень параметров процесса охлаждения, отвечающий оптимальному технологическому режиму, а также частично или полностью исключить участие обслуживающего персонала в эксплуатации холодильного оборудования. В паровых компрессорных машинах объектами автоматизации являются теплообменные аппараты, в частности степень заполнения испарителя жидким хладагентом и давление процесса конденсации.

Объективным и технически наиболее удобным показателем, отражающим степень заполнения испарителя, служит перегрев пара на выходе из него. Действительно, когда часть теплопередающей поверхности испарителя обеспечивает перегрев паров хладагента, уменьшение его подачи приводит к снижению степени заполнения, а следовательно, к росту перегрева. При этом повышение температуры перегрева сверх расчетного уровня ухудшает энергетические показатели машины и надежность ее работы. Подача хладагента в испаритель в количестве, превышающем возможности процесса теплопередачи, связана с переполнением испарителя и снижением перегрева. Последнее приводит к снижению холодопроизводительности машины, а в ряде случаев к работе компрессора на влажном паре, что может привести к гидравлическому удару.

Системы автоматического регулирования степени заполнения испарителя по перегреву паров хладагента выполняют плавными и позиционными (обычно двухступенчатыми). В качестве автоматического регулирования в плавных системах широко используют терморегулирующие вентили (ТРВ), в которых величину перегрева паров хладагента получают в виде разности между температурой пара, выходящего из испарителя, и температурой кипения хладагента. Терморегулирующие

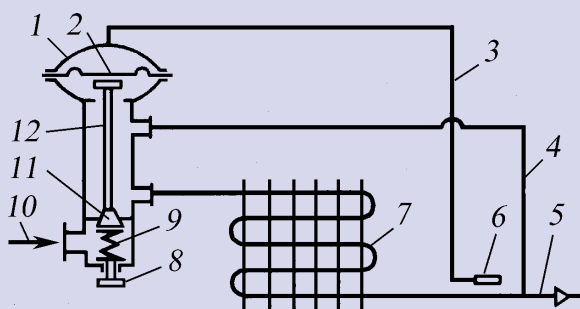


Рис. 3.5. Схема автоматического регулирования уровня хладагента в испарителе с помощью ТРВ

Чувствительный элемент измерительной головки 1 терморегулирующего вентиля, выполненный в виде мембраны 2 или сиффона, находится под воздействием разности давлений перегретого пара, соответствующего температуре перегрева, и хладагента на выходе из испарителя 7, отвечающего температуре кипения. Перегретый пар, который образуется в термосистеме, состоящей из термобаллона 6 и капилляра 3, поступает в пространство над мембраной; пространство под мембраной связывают уравнивательной трубкой 4 с всасывающей линией компрессора 5. При этом уравнивательную трубку присоединяют к всасывающей линии в месте установки термобаллона. В некоторых конструкциях в термобаллон вводят твердый поглотитель и всю термосистему заполняют газом.

Перемещение штока 12 в результате деформации чувствительного элемента при изменении температуры перегрева обеспечивает открытие или закрытие запорного клапана 11, регулирующего поступление жидкого хладагента из конденсатора в испаритель по линии 10. С помощью регулировочного винта 8 изменяют силу затяжки пружины 9 и, следовательно, необходимую величину температуры перегрева.

В процессе автоматического регулирования ТРВ должен обеспечить оптимальный уровень заполнения испарителя и устойчивость системы во всем требуемом диапазоне изменения холодопроизводительности, что особенно важно для холодильных машин рефрижераторного подвижного состава. Практически устойчивая работа системы ТРВ начинается при перегреве (3 ÷ 6) К. Для расширения диапазона регулирования и повышения его устойчивости в системе может быть использовано несколько ТРВ.

вентили, обеспечивающие процесс дросселирования хладагента от давления конденсации до давления испарения, устанавливают на линии между конденсатором и испарителем.

Принципиальная схема автоматического регулирования уровня хладагента в испарителе с помощью ТРВ, используемая в хладоновых машинах РПС, приведена на рис. 3.5. Чувстви-



Процесс автоматического регулирования давления конденсации хладагента в машинах с конденсаторами воздушного охлаждения осуществляют изменением скорости или расхода охлаждающего воздуха. Технически его обеспечивают системой жалюзи или поворотных заслонок, использованием вентиляторов с изменяемым углом установки направляющих лопаток, применением двухскоростных электродвигателей, а также периодическим выключением вентиляторов. Изменение скорости или расхода охлаждающего воздуха приводит к изменению коэффициента теплопередачи конденсатора, а следовательно, к изменению температуры и давления процесса конденсации.

В ряде случаев повышения температуры конденсации добиваются частичным подтоплением поверхности конденсатора жидким хладагентом.

Приборы автоматического регулирования, помимо контроля параметров испарителя и конденсатора, поддерживают заданную температуру воздуха в охлаждаемом помещении, обеспечивают своевременное удаление инея («снеговой шубы») с поверхности испарителя, регулируют уровень масла в маслоотделителях и т.д. Работу системы регулирования сочетают с автоматической защитой, которая включает комплекс мер по безопасной эксплуатации холодильных машин и предупреждает аварийные режимы путем отключения машины.

Система автоматической защиты включает соответствующие датчики (реле защиты и устройства для преобразования импульсов от этих реле в сигнал остановки). В ряде случаев систему защиты дополняют блокировкой, которая исключает повторный пуск машины без устранения причины, вызвавшей срабатывание защиты. В компрессорных холодильных машинах датчики системы защиты следят за уровнем максимального давления и температуры хладагента на нагнетании компрессора, минимального давления на всасывании, за давлением и температурой масла в системе смазки, за работой электродвигателя, исключаяющей его перегрузку или короткое замыкание. В систему автоматической защиты может быть введена световая или звуковая сигнализация, оповещающая о достижении предельного значения контролируемой величины или приближения к опасному режиму работы машины.

### 3.3. Классификация и основные элементы приборов автоматики

По назначению приборы автоматики можно разделить на четыре основные группы: регулирования, защиты, контроля, сигнализации.

Приборы автоматического регулирования обеспечивают включение или выключение холодильной установки и отдельных ее аппаратов, а также управляют процессами работы. В холодильных установках подвижного состава приборы регулирования осуществляют следующие функции:

- правильно заполняют испаритель хладагентом (терморегулирующие вентили и др.);

- поддерживают температуру в охлаждаемых помещениях в заданных интервалах (термостаты, дуостаты);

- регулируют давление в конденсаторе в заданном интервале (прессостаты);

- обеспечивают своевременное оттаивание инея с испарителя (прессостаты, программные реле, термостаты);

- открывают или прекращают подачу жидкого или парообразного хладагента (электромагнитные вентили, обратные клапаны);

- ограничивают поступление хладагента в компрессор из испарителя (регуляторы давления всасывания).

Приборы автоматической защиты выключают всю холодильную установку или отдельные аппараты при наступлении опасных режимов работы:

- при достижении предельно допустимого давления нагнетания (прессостаты);

- при вакууме на стороне всасывания (прессостаты);

- при падении давления масла в системе смазки компрессора (реле разности давлений);

- при низкой температуре масла в картере компрессора (термостаты);

- при высокой температуре паров хладагента, сжатых в компрессоре (реле температуры);

- при перегрузке электродвигателя или коротком замыкании (тепловые реле, автоматические выключатели, плавкие предохранители).

Приборы автоматического контроля осуществляют измерения, а в некоторых случаях и записи определенных параметров работы холодильной установки, например температуры в охлаждаемом

помещении (термограф), расхода электроэнергии (электросчетчик), времени работы оборудования (счетчики моточасов) и др.

Приборы автоматической сигнализации включают световые или звуковые сигналы при достижении заданного значения контролируемой величины или при приближении к опасному режиму работы машины.

Приборы автоматики состоят из следующих основных частей: чувствительного элемента (датчика), передающего механизма, регулирующего (рабочего) органа, устройства для настройки (задатчика).

Чувствительный элемент воспринимает контролируемую величину (температуру, давление, уровень жидкости и т.п.) и преобразует ее в удобный вид энергии для дистанционной передачи.

Передающий механизм соединяет чувствительный элемент с регулирующим (рабочим) органом.

Регулирующий орган действует по сигналу чувствительного элемента. В приборах двухпозиционного действия (реле) рабочий орган может занимать только два положения. Например, электрические контакты реле давления (прессостата) или реле температуры (термостата) могут быть замкнуты или разомкнуты, клапан электромагнитного вентиля — закрыт или открыт. В приборах плавного (пропорционального) действия каждому изменению регулируемой величины соответствует перемещение регулирующего органа (например, плавное перемещение клапана регулирующего вентиля при изменении тепловой нагрузки на испаритель).

Устройство для настройки прибора устанавливает заданное значение регулируемой или контролируемой величины. Отклонение регулируемой величины, не вызывающее перемещение регулирующего органа, называется зоной нечувствительности, или дифференциалом прибора.

Чувствительные элементы приборов давления выполняются в виде сильфонов и мембран. Сильфон представляет собой тонкостенную гофрированную трубку. Изготавливают сильфоны из латуни, бронзы, нержавеющей стали. При изменении давления в сильфоне длина его может значительно изменяться.

Мембраны изготавливают в виде круглых эластичных пластин, закрепленных по периметру. Мембраны могут быть упругие (металлические) и мягкие (резиновые, пластмассовые, из прорезиненных тканей).

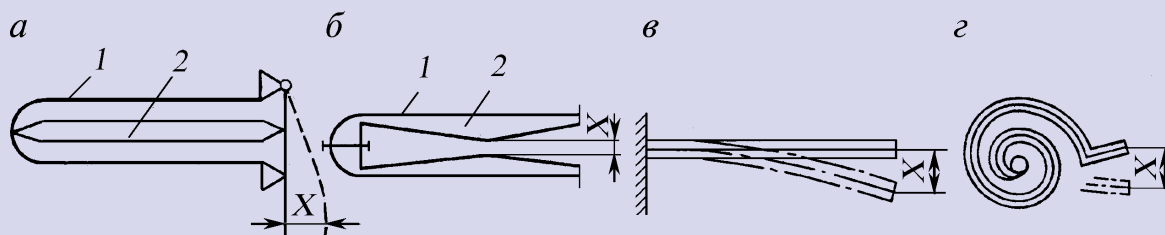


Рис. 3.6. Дилатометрические чувствительные элементы

Температурные чувствительные элементы выполняют в виде биметаллических пластин и термочувствительных систем с различными наполнителями. В элементах, основанных на расширении твердых тел при нагревании, температура преобразуется в механическое перемещение (дилатометрические элементы). Перемещение происходит за счет неодинаковых коэффициентов линейного расширения у различных металлов. На рис. 3.6 *а, б* показаны элементы с двумя металлическими деталями 1 и 2 из разного материала, на рис. 3.6 *в, г* — чувствительный элемент из биметалла, т.е. из двух слоев металлов, сваренных между собой.

В элементах с тепловым расширением жидкостей используется зависимость изменения объема жидкости от температуры. Датчики, заполненные ртутью (рис. 3.7, *а, б*), используются для преобразования температуры в электрический сигнал без промежуточной механической системы. Датчик на рис. 3.7, *а* имеет релейную характеристику, на рис. 3.7, *б* — плавную. Применявшиеся ранее на рефрижераторных поездах ртутно-контактные датчики температуры оказались недостаточно надежными, так как из-за вибраций и толчков на ходу появлялись разрывы ртутного столба и нарушалась электрическая цепь. Кроме того, ртутно-контактные датчики рассчитаны на малую электрическую мощность сигнала.

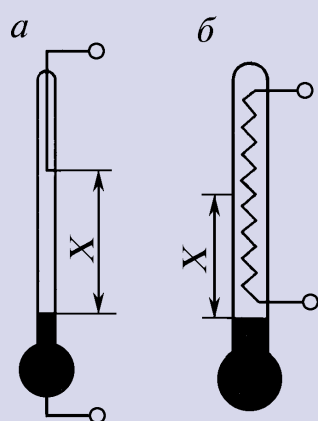


Рис. 3.7. Жидкостные термочувствительные элементы

### 3.4. Регуляторы заполнения испарителя хладагентом

Испаритель работает наиболее эффективно, когда вся его теплопередающая поверхность омывается кипящим хладагентом. Чтобы правильно заполнить испаритель, регулирующей вентиль должен подавать в единицу времени такое количество хладагента, какое успевает откачать компрессор за это же время. Если в испаритель подавать хладагента меньше, то в нем произойдут следующие явления: понизится уровень жидкости; увеличится перегрев паров на выходе, так как удлинится их путь и увеличится время соприкосновения с теплопередающей поверхностью; понизится давление, поскольку с уменьшением поверхности теплопередачи образуется меньше пара; повысится уровень жидкого хладагента в линейном ресивере. При чрезмерном открытии регулирующего вентиля в испарителе произойдут противоположные явления.

Автоматический регулятор может реагировать на любое из перечисленных явлений и воздействовать на регулирующий орган, увеличивая или уменьшая подачу хладагента. В зависимости от того, на какое из перечисленных явлений реагируют автоматические регулирующие вентили, они подразделяются на поплавковые (ПРВ), терморегулирующие (ТРВ), барорегулирующие (БРВ).

В простейших холодильных машинах малой холодопроизводительности применяют дроссельные устройства (шайбы, капиллярные трубки) с постоянным поперечным сечением каналов. Их производительность зависит от разности давлений в конденсаторе и испарителе.

В холодильных машинах, имеющих в испарителе определенный уровень хладагента, чаще применяют поплавковые регулирующие вентили или поплавковые реле уровня (ПРУ). В змеевиковых испарителях нет определенного уровня жидкого хладагента. Правильное заполнение такого испарителя обеспечивает терморегулирующий вентиль.

Барорегулирующие вентили применяются в малых холодильных машинах для поддержания определенной температуры в охлаждаемом помещении, соответствующей отрегулированному давлению в испарителе. Основным недостатком БРВ — невозможность обеспечить правильное заполнение испарителя при переменной тепловой нагрузке, поэтому их применяют редко.

Поплавковые регулирующие вентили высокого давления устанавливаются на линейном ресивере или на конденсаторе, когда нет ресивера. Правильное заполнение испарителя будет обеспечиваться только при стабильном заполнении установки хладагентом. При утечках хладагента испаритель недозаполняется. В связи с этим ПРВ высокого давления имеют ограниченное применение.

### 3.5. Терморегулирующие вентили

Терморегулирующие вентили (ТРВ) предназначены для автоматического регулирования количества хладона, поступающего в испаритель в зависимости от перегрева его паров, выходящих из испарителя (перегрев — это разность между температурой кипения хладагента в испарителе и температурой паров на выходе из него). Процесс регулирования сопровождается дросселированием хладагента от давления конденсации (жидкий хладон) до давления кипения, при котором хладон существует в жидком и парообразном состояниях. Для перехода хладона в парообразное состояние требуется подвод тепла извне — так называемая скрытая теплота парообразования. Эта теплота подводится в испарителе от циркулирующего воздуха и увеличивается (на 1 кг хладона) при понижении температуры испарения. Объем всасываемых паров хладона в течение часа практически постоянен и даже несколько снижается при уменьшении давления всасывания из-за высокой текучести паров хладона. Вследствие этого для получения низких температур испарения необходимо снижать количество хладона, поступающего в испаритель. С понижением температуры испарения холодопроизводительность установки снижается, а с понижением температуры конденсации (более холодный хладон, поступающий к регулятору) возрастает. Поэтому терморегулирующий вентиль должен автоматически регулировать количество хладона, реагируя на температуру испарения и температуру паров на входе в компрессор.

ТРВ — регулятор прямого действия, т.е. регулятор без подвода энергии извне. Принцип работы ТРВ основан на использовании зависимости перегрева паров хладагента, выходящих из испарителя, от тепловой нагрузки на испаритель.

Если подавать определенное количество хладагента в испаритель, то при повышении тепловой нагрузки на него возрастает ин-

тенсивность кипения хладагента и не вся теплопередающая поверхность будет активно участвовать в работе, а перегрев на выходе из испарителя увеличится.

При снижении же нагрузки на испаритель процесс кипения замедляется, пары хладагента перенасыщаются и может наступить «влажный ход» компрессора с последующим его повреждением, при этом перегрев на выходе из испарителя уменьшается.

На рис. 3.8 показана принципиальная схема работы ТРВ.

Мембрана 4 терморегулирующего вентиля связана с клапаном 3, через который из жидкостного трубопровода 2 в испаритель 8 поступает хладагент. Сверху на мембрану действует давление наполнителя термочувствительной системы, воспринимающей температуру перегретого пара на выходе из испарителя, через термобаллон 7 и капиллярную трубку 5. Снизу на мембрану 4 действует давление испарения хладагента из уравнивательной линии 6 и усилие регулировочной пружины 1. При отсутствии перегрева мембрана находится в нормальном состоянии и связанный с ней клапан под действием пружины 1 должен быть закрыт, в испаритель хладагент не поступает. Такое положение клапана должно соответствовать неработающему компрессору.

При увеличении перегрева давление наполнителя термочувствительной системы возрастает и воздействует на мембрану, которая прогибается и, преодолевая противодействие испарения и пружины, открывает клапан для прохода хладагента в испаритель. Воздействуя на регулировочную пружину, можно изменять начало открытия клапана.

Таким образом, уменьшение перегрева паров хладагента приводит к понижению температуры и давления в термочувствительной системе, поэтому клапан поднимается и уменьшает подачу хладагента в испаритель, а увеличение перегрева приводит к повышению температуры и давления термочувствительной системы, при этом клапан опускается, увеличивая поток хладагента в испаритель.

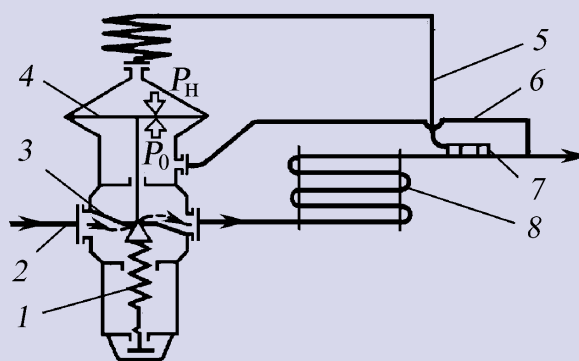


Рис. 3.8. Схема установки терморегулирующей

На холодильной установке FAL-056/7 установлен терморегулирующий вентиль 12ТРВ-10 (рис. 3.9), который состоит из трех частей: термосистемы, клапанного узла и узла регулировки (настройки). В термосистему, заполненную хладагентом, входят термобаллон 15, капиллярная трубка 14 и головка вентили 13 с мембраной. Термобаллон укреплен сверху на трубопроводе, выходящем из испарителя, и изолирован. Клапанный узел состоит из толкателя 8, сальника 6, клапана 10. Клапан перекрывает седло 9, через которое дросселируется жидкий хладагент. Узел настройки состоит из регулировочной пружины 4 со стаканом 11, винта 13 настройки со втулкой 2 и штуцера 1, колпачка 12.

В корпусе 5 имеются два отверстия для присоединения ТРВ (впаивания) в жидкостной трубопровод перед распределителем жидкости испарителя и штуцер для подключения уравнивающей линии.

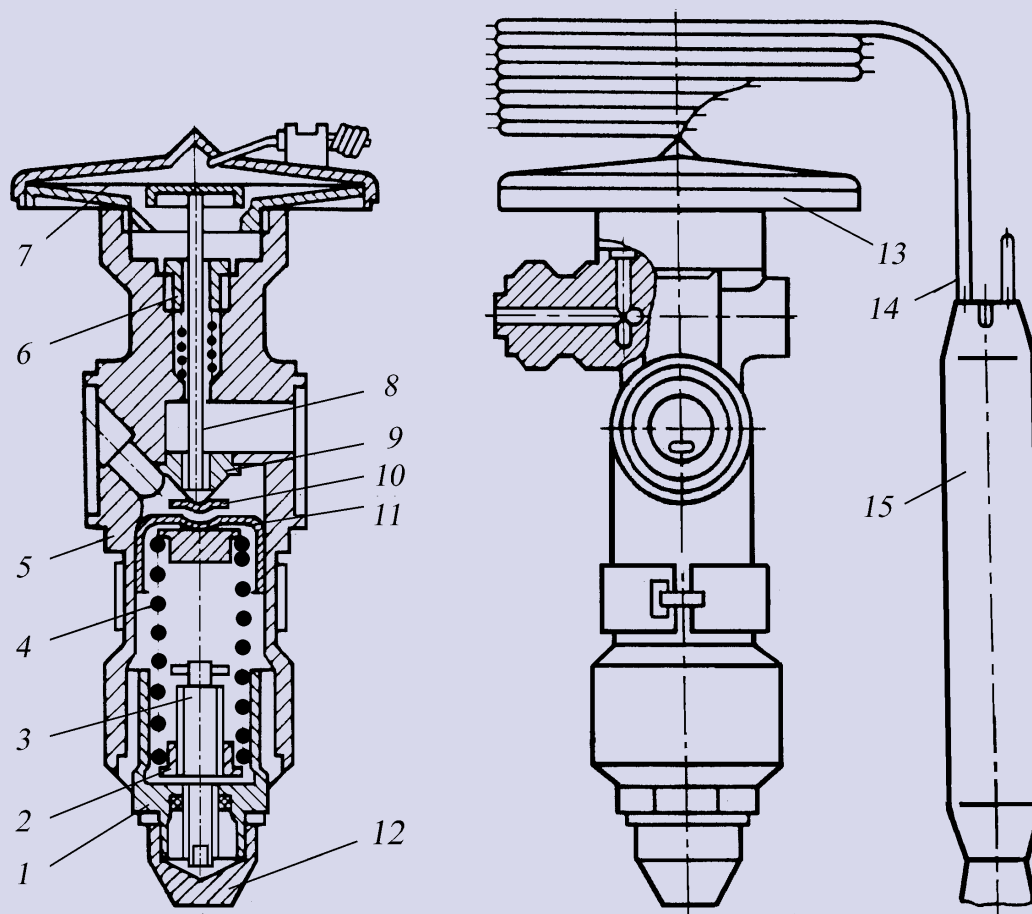


Рис. 3.9. Терморегулирующий вентиль 12 ТРВ-10



Предельный ход клапана 3 определяется величиной прогиба мембраны 7, а начало открытия его — величиной сжатия регулировочной пружины 4, которую можно регулировать с помощью винта 3 настройки и давления хладона термосистемы на мембрану в зависимости от температуры перегрева.

Техническая характеристика терморегулирующего вентиля 12 ТРВ-10 приведена ниже (таблица 3.1)

Таблица 3.1

Тип вентиля	Мембранный (хладон R12)
Номинальная производительность, кВт	11,63
Установленный перегрев при температуре воздуха: на входе в испаритель, 20 °С и на входе в конденсатор, 36 °С	8—10
Максимально допустимое внутреннее давление, МПа	2,5
Масса, кг	2,2
Вид присоединения	С обеих сторон фланцевые соединения
Вход	Соединение на пайке для трубы 18 × 1
Выход	Соединение на пайке для трубы 12 × 1
Уравнительная линия	Накидная гайка с ниппелем для соединения на пайке трубы 6 × 1

При нормальной работе ТРВ и установившемся режиме работы холодильной установки разность температуры грузового помещения и температуры испарения составляет 8 — 12 °С; трубопровод у испарителя до места установки термобаллона покрывается инеем; всасывающий трубопровод у автоматического запорного вентиля должен быть сухим или слегка отпотевшим; обмерзание выходного соединительного трубопровода; хладон проходит через ТРВ с характерным шумом. Регулировка ТРВ осуществляется винтом 3 настройки после отворачивания колпачка 12 специальным ключом. Вращение винта 3 настройки по часовой стрелке — перегрев повышается, а против часовой — уменьшается.

На холодильных установках секций ВР применяются регуляторы 12ТРВ-12 и 12ТРВ-16 (первые две цифры — обозначение хладо

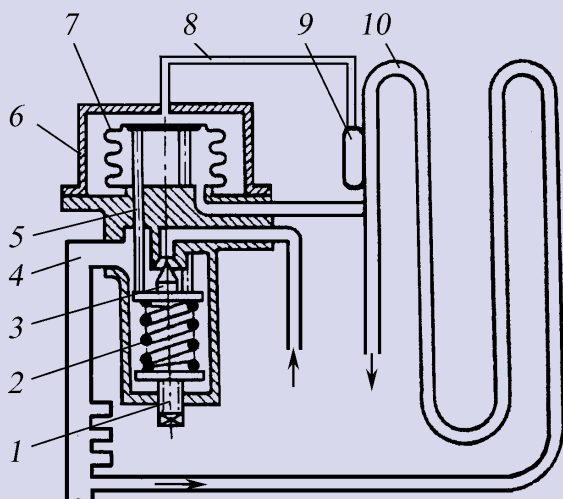


Рис. 3.10. Устройство ТРВ

стоящая из термобаллона 9, капилляра 8, упругого элемента — сильфона 7, головки вентиля 6 и наполнителя. Термобаллон заполняется активированным углем и углекислым газом при определенном давлении. При повышении температуры баллона адсорбция углекислого газа в угле снижается, давление в замкнутой системе возрастает. Если при этом давление паров хладагента, воспринимаемое уравнивательной линией на выходе из испарителя 10, и сила сжатой пружины 2 меньше усилия, воспринимаемого сильфоном со стороны углекислого газа, то клапан 3 с помощью штоков 5 переместится на величину, пропорциональную перегреву. Количество хладагента, проходящее через вентиль, увеличивается, температура перегретых паров уменьшается, соответственно давление в термосистеме падает. Наличие линии внешнего уравнивания устраняет влияние гидравлического сопротивления испарителя и распределителя хладона по секциям испарителя 4 на величину перегрева начала открытия клапана, так как увеличение перегрева ухудшает работу испарителя и холодильной установки в целом. Однако для компрессора недопустима работа в режиме «влажного хода», при котором на линию всасывания попадает смесь жидкого и парообразного хладона, что вызывает гидравлические удары и кавитацию в цилиндрах компрессора. Поэтому важное значение имеет настройка перегрева начала открытия с помощью регулировочного винта 1. Нижний предел настройки перегрева в стандартных условиях допускается не более  $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , верхний предел — не менее  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Направление движения хладона через ТРВ и в системе показано стрелками.

на R12, а последние указывают на номинальную холодопроизводительность). Холодопроизводительность определяется формой клапана для температуры испарения  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температуры конденсации  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  и наименьшем перегреве начала открытия клапана.

Устройство ТРВ приведено на рис. 3.10. Силовым элементом ТРВ является герметически замкнутая термочувствительная система, со-

На щите приборов смонтировано два вентиля (один рабочий, другой запасной). Рабочий диапазон температур от  $-20$  до  $+50$  °С.

На установке кондиционирования воздуха МАВ-2 установлен ТРВ типа ТЕФ-12.

Техническая характеристика терморегулирующего вентиля ТЕФ-12 приведена ниже (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Диапазон испарения	$-40$ °С/ $+10$ °С
Номинальная производительность	17400 Вт/ч
Перегрев (заводская регулировка)	4 °С при темп. на щупе 0 °С
Максимальная допустимая температура щупа	+ 80 °С
Максимальное допустимое рабочее давление	2,2 МПа избыточное давление
Максимальное допустимое давление испытания	2,8 МПа избыточное давление

Терморегулирующий вентиль подавать в испаритель только такое количество жидкого хладагента, которое испаряется за счет восприятия тепла от проходящего через испаритель воздуха.

Это достигается следующим образом: (рис. 3.11). Сторона входа 1 и сторона выхода 2 разделены между собой форсункой 3 и иглой тарелки вентиля 4. Игла вентиля 4 соединена с сильфоном 5 путем нажимного штифта 6.

Над мембраной 5 существует давление от сильфона 9, установленного на всасывающем трубопроводе за испарителем. Под сильфоном 5 имеется из-за уравнительного трубопровода давление, равное давлению на выходе испарителя. Через форсунку 3 уменьшается давление жидкого хладагента. Испарение хладагента происходит за счет поглощения тепла от приточного воздуха. Трубопроводы

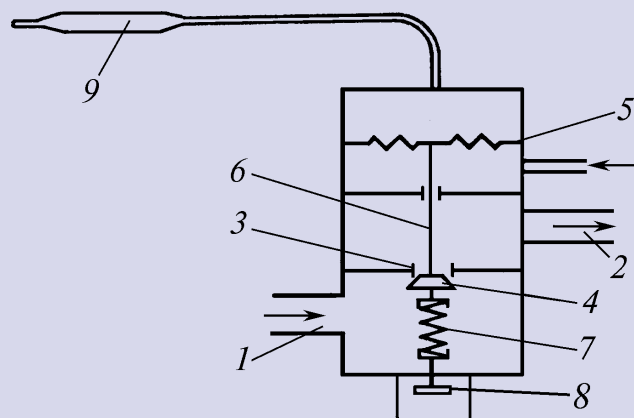


Рис. 3.11. Схема терморегулирующего вентиля ТЕФ-12

охлаждаются. Наполнение щупа сужается, давление над сильфоном уменьшается, нажимной штифт приподнимает иглу клапана и таким образом впрыскивается меньшее хладагента. При той же подаче тепла меньше количество хладагента испаряется быстрее и пар хладагента перегревается в последней секции испарителя. Трубопровода и щуп нагреваются, наполнение щупа расширяется.

Посредством регулировочного шпинделя 8 и регулировочной пружины 7 устанавливается определенное противодействие относительно давления щупа. Этим достигается то, что впрыскивается всегда немного меньше хладагента, чем могло бы испаряться в испарителе, причем пар хладагента в последней секции испарителя нагревается ещё и покидает испаритель всегда в перегретом состоянии. Для настройки терморегулирующего вентиля регулировочный шпиндель 8 необходимо поворачивать влево (против направления вращения часовой стрелки) до слышного щёлканья или до упора, а затем на  $10 \pm 1$  оборотов вправо (по направлению вращения часовой стрелки), у насадки для форсунки 3 это отвечает размеру для длины пружины в 34 мм. После этого подходящим прибором для измерения температуры необходимо измерить температуру всасывающего трубопровода в области термочувствительного элемента при работе установки в двухцилиндровом режиме (в месте измерения всасывающий трубопровод должен быть чистым до металлического блеска), причем одновременно необходимо производить отсчет температуры испарения на манометре низкого давления на приборной доске. Разность между измеренной температурой всасывающего трубопровода и отсчитанной температурой испарения является перегревом пара хладагента. При такой регулировке перегрев составляет около  $10\text{ }^\circ\text{C}$ . В случае отклонения измеренного перегрева от указанного можно подрегулировать перегрев. Поворачиванием установочного шпинделя 8 влево — против направления вращения часовой стрелки перегрев уменьшается, а поворачиванием вправо — увеличивается. Полный оборот шпинделя дает изменение в  $0,5\text{ }^\circ\text{C}$ . Нормальным образом терморегулирующий вентиль и всасывающий трубопровод на одной стороне вагона работают в двухцилиндровом режиме, если во время ремонтных работ не переключены зажимы магнитных вентилях в крышном агрегате. Для контроля необходимо проверить температуру трубопровода между магнитным вентиляем и терморегулирующим венти-

лем. Терморегулирующий клапан работает в двухцилиндровом режиме, причем соединительный трубопровод между ним и магнитным клапаном теплый. В заключение следует измерить перегрев с обеих сторон

Установленный перегрев пара хладагента достаточен, если он как в двухцилиндровом режиме, так и в четырехцилиндровом режиме будет не менее 5 °С.

Если перегрев превышает 15 °С, то следует повернуть регулировочный шпindel 8 на три оборота влево, после чего должно быть заметно уменьшение перегрева. Если же перегрев не уменьшается, то имеет место неисправность терморегулирующего клапана или установки.

Время работы холодильной установки от начала включения, переключения на четырехцилиндровый режим или от дополнительной регулировки терморегулирующего клапана до измерения температуры всасывающего трубопровода должно быть не менее 20 минут, чтобы при измерении или отсчете было достигнуто установившееся состояние. Во время измерения необходимо наблюдать за прибором для измерения температуры. В случае сильных колебаний температуры всасывающего трубопровода необходимо попытаться устранить эти колебания повышением перегрева (регулирующий шпindel 8 повернуть на два оборота вправо). Колебания температуры всасывающего трубопровода вызываются колебаниями температуры потока всасываемого газа — перегрев потока всасываемого газа меняется постоянно. Если устранение колебаний температуры всасывающего трубопровода не удастся, то необходимо заменить тепловую часть терморегулирующего клапана. Колебания температуры перегрева допустимы до  $\pm 3$  °С, но ниже 5 °С перегрев не допустим.

Если, например, на всасывающем трубопроводе температура составляет 15 °С, в то время как на манометре низкого давления давление испарения, равное 0,28 МПа = 6 °С температура испарения, то перегрев пара хладагента составляет 9 °С.

При колебаниях температуры всасывающего трубопровода между 13,5 °С и 16,5 °С при постоянной температуре испарения минимальная температура перегрева составляет 7,5 °С. После установки температуры перегрева необходимо навинтить колпачок 10, затянуть его и запломбировать.

### 3.6 Приборы регулирования давления

**Прессостаты (реле давления)** служат для защиты холодильной машины от опасных или нежелательных давлений, а также для управления работой отдельных аппаратов. Прессостат — двухпозиционный прибор — замыкает или размыкает контакты в электрической цепи управления при определенных заранее заданных давлениях.

**Реле давления** используются во всех холодильных установках. Основная часть реле — сильфон (рис. 3.12) — гофрированный стаканчик из тонколистовой пружинящей латуни или нержавеющей стали. Если сильфон сжать, то он сложится по гофрам, а если отпустить — разожмется и примет первоначальную высоту. Свойство сильфона сжиматься и разжиматься используется в различных реле. Чтобы сжатие сильфона происходило под различными усилиями и быстрое восстановление первоначальной высоты было без остаточной деформации, внутрь сильфона помещают возвратную пружину 4. Сам сильфон герметично впаивают в стальной корпус 5 с подводящей трубкой 1. Трубка может иметь длину несколько метров, что позволяет удалить прибор от защищаемого объекта на значительное расстояние. Сквозь неподвижную опору и пружину проходит шток с контактами 3 на конце.

Если в полости между сильфоном и корпусом создается давление выше атмосферного, то сильфон сжимается, шток за счет этого поднимается вверх и контакты разрывают электрическую цепь. В этом

случае лампа, изображенная на рисунке, должна погаснуть. Если вместо лампы в электрическую цепь будет включен магнитный пускатель электродвигателя компрессора, то последний остановится. Достаточно снизить давление в аппарате, к которому подсоединена трубка 1, как сильфон 2 с помощью пружины 4 распрямится и электроконтакты 3 замкнут только что разорванную цепь.

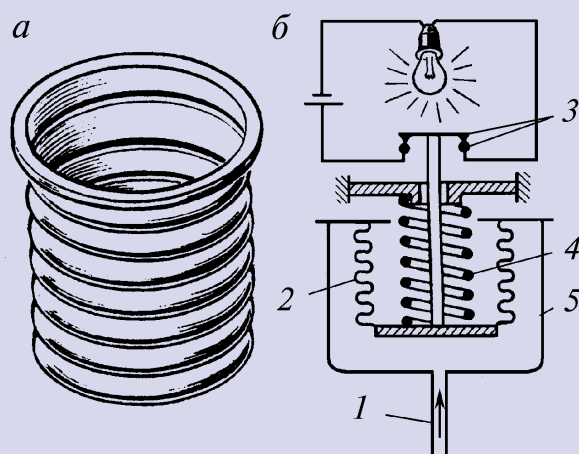


Рис. 3.12. Сильфон (а) и схема его работы в реле давления (б)

Прессостат RT-1 фирмы «Данфосс» (рис. 3.13) применяется на рефрижераторных секциях ZB-5 для управления процессом оттаивания испарителя. Камера сильфона 1 соединяется трубопроводом со стороной всасывания холодильной установки. Подвижной стержень 2 находится под действием двух сил, направленных встречно: снизу действует давление хладагента на сильфон, сверху — сила нажатия пружины 5, регулируемая вращением ручки 8 с винтом 6. Гайка 7, являющаяся верхним упором пружины, перемещается по винту, вследствие чего сжатие пружины изменяется. Контактная группа состоит из двух неподвижных контактов 12 и одного подвижного 11, который всегда находится в замкнутом положении с одним из неподвижных под действием перекидной пружины 13. Контакты связаны с зажимами 10 для подключения электропроводов, которые вводят через втулку 9.

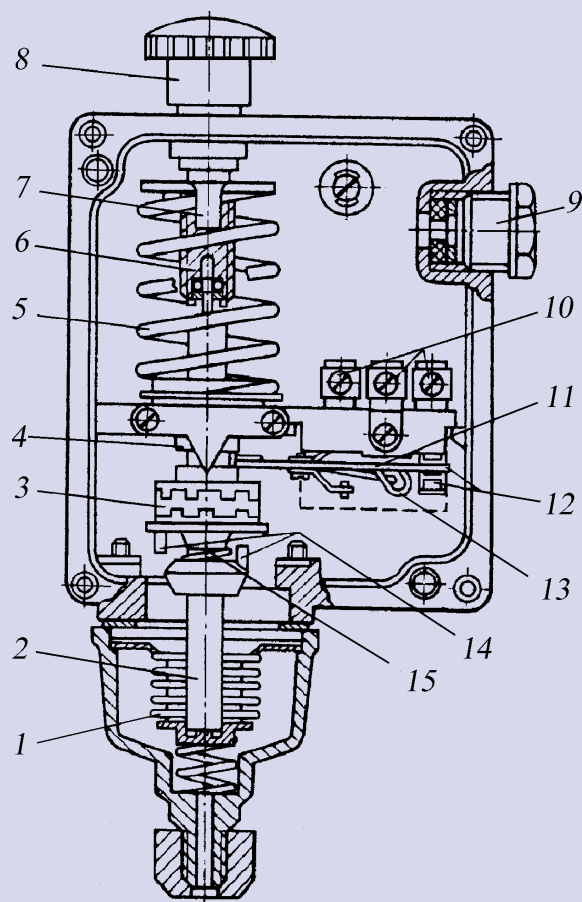


Рис. 3.13. Прессостат RT-1

При снижении давления в испарителе холодильной машины стержень опускается, верхний его упор 4 нажимает на подвижной контакт 11, и под действием резкого размыкания пружины 13 положение контактов меняется. Замыкание нижней пары контактов приводит к изменению в электрической схеме управления холодильной установкой, вследствие чего она переключается на режим оттаивания испарителя.

При снижении давления в испарителе холодильной машины стержень опускается, верхний его упор 4 нажимает на подвижной контакт 11, и под действием резкого размыкания пружины 13 положение контактов меняется. Замыкание нижней пары контактов приводит к изменению в электрической схеме управления холодильной установкой, вследствие чего она переключается на режим оттаивания испарителя.

Если давление в испарителе повышается, стержень, преодолевая усилие пружины, перемещается вверх, гайка дифференциала 3 действует на подвижной контакт и переключает контакты.

Дифференциал прессостата, т.е. разность между давлениями включения и выключения, зависит от расстояния между упором 4

и гайкой дифференциала 3. Это расстояние можно изменить поворотом гайки, перемещая ее вдоль стержня. Вращение гайки ограничено в пределах одного оборота упорами 14. Пружина 15 создает усилие, препятствующее самопроизвольному повороту гайки от вибраций. В корпусе прессостата перед пружиной установлена шкала для регулирования прибора. Через прорезь в шкале виден указатель положения гайки настройки 7.

Вращением ручки настройки 8 указатель устанавливают против значения требуемого давления срабатывания.

Прессостат RT-5 имеет такое же конструктивное исполнение, как RT-1, и отличается только пределами рабочих давлений из-за большей жесткости пружины. RT-5 применяется для защиты холодильной установки от высоких давлений и для управления вентиляторами конденсатора в зависимости от давления конденсации.

На некоторых пассажирских вагонах применяется маноконтроллер той же марки, но несколько измененной конструкции. На рис. 3.14 он показан в положении выключено (слева) и включено (справа). Настроен он не на 1,8, а на 1,7 МПа. Повторный пуск электродвигателя производится вручную нажатием специальной кнопки 1 на боковой стенке прибора. Эта особенность достигнута за счет уменьшения высоты муфты 2 в такой степени, что она при давлении не достаёт до левого плеча контактной пластины 3. Дифференциал здесь такой же и устанавливается, как и в предыдущем случае. Пока давление в контролируемой части холодильной машины не упадет ниже предусмотренного дифференциалом,

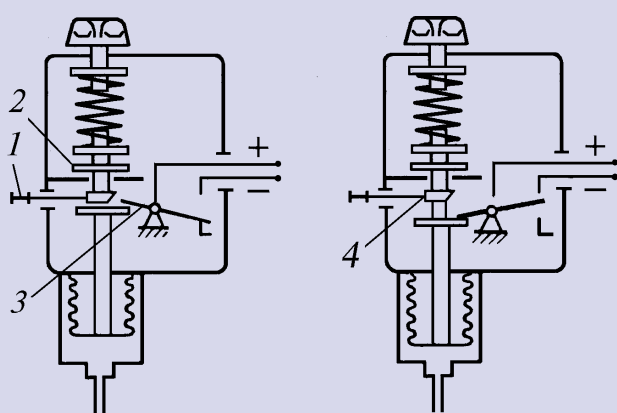


Рис. 3.14. Реле максимального давления

повторный пуск невозможен даже вручную. Переключение контактной пластины в реле осуществляет палец 4, которым заканчивается стержень возвратной кнопки 1.

На холодильном агрегате FAL-056/7 установлены: реле давления РД-1-ОМ5-05 (реле максимального давления) для защиты компрессора



от недопустимо высокого давления нагнетания (свыше  $1,85 \pm 0,02$  МПа избыточного давления); реле давления РД-1-ОМ5-01 (реле минимального давления) для защиты компрессора от недопустимо низкого давления всасывания (ниже  $0,05 \pm 0,005$  МПа избыточного давления); реле давления РД-1-ОМ5-02 для включения и выключения вентиляторов конденсатора в диапазоне  $0,6—1,0$  МПа избыточного давления.

Реле давления РД-1-ОМ5 дано на рис. 3.15, б. Реле типа 01 отличается внешне от реле типов 02 и 05 большим размером кожуха сильфона, в остальном, кроме диапазона настройки и дифференциала, отличий в приборах нет (табл. 3.3).

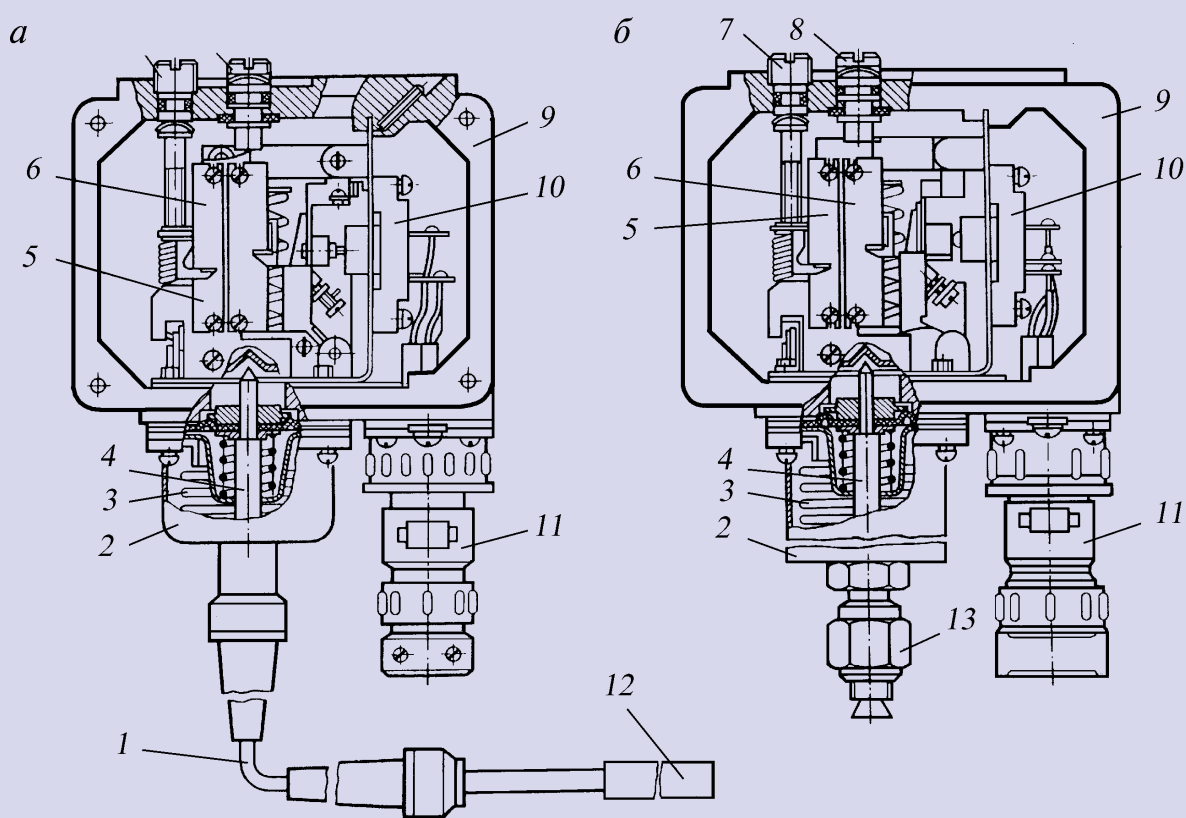


Рис. 3.15. Реле температуры (а) и давления (б): 1 — капиллярная трубка; 2 — кожух сильфона; 3 — сильфон; 4 — шток; 5 — шкала настройки дифференциала; 6 — шкала настройки диапазона; 7 — винт настройки дифференциала; 8 — винт настройки диапазона; 9 — корпус; 10 — контактная система; 11 — соединительный штепсель; 12 — термобаллон; 13 — штуцер

Таблица 3.3

Параметры	Реле давления типа РД-1-ОМ5		
	01	02	05
Диапазон настройки, МПа (МПа избыточного давления)	- 0,03—0,4	0,1—1,0	1,0—3,0
Дифференциал, МПа	0,04—0,25	0,1—0,6	0,3—0,6
Установленное давление срабатывания, МПа:			
верхнее	0±0,005	1,0±0,01	1,85-0,02
нижнее	-0,05 ±0,005	0,6±0,01	1,55 ±0,02
Масса, кг	1,2	1,2	1,2

Кинематическая схема (рис. 3.16) у всех типов реле температуры ТР-ОМ5 и реле давления РД-1-ОМ5 одинакова.

Принцип действия реле основан на уравнивании силы, создаваемой давлением наполнителя термочувствительной системы (у реле давления — контролируемой среды — хладагента) на дно сильфона 8 и силами деформаций пружины 11 настройки диапазона.

С увеличением давления в кожухе 7 сильфон сжимается, шток 9 поднимается вверх, преодолевая сопротивление пружины 11, поворачивает вокруг неподвижной оси 5 рычаг 6, который своим свободным концом через вилку рычага 10 подключает пружину настройки дифференциала 12.

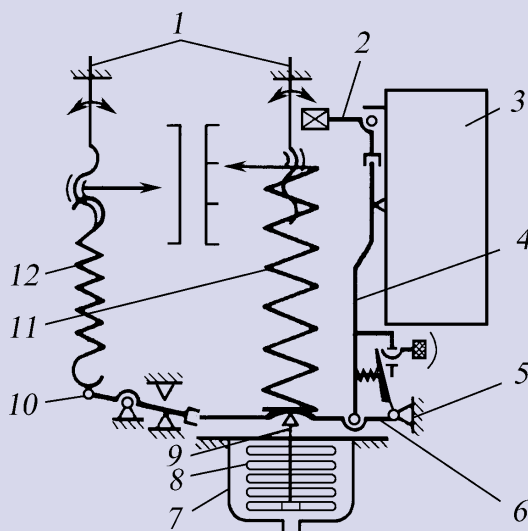


Рис. 3.16. Кинематическая схема реле давления

При дальнейшем движении рычаг преодолевает сопротивление пружины и перемещается вверх до достижения рычагом дифференциала 10 верхнего упора. При этом вспомогательный рычаг переключателя 4 воздействует на контактную систему 3, где происходит замыкание контактов электрической цепи.

Когда давление в кожухе сильфона понизится, движение рычагов будет происходить в обратном порядке и произойдет размыкание контактов. Степень растяжения

пружины определяет величину дифференциала, а степень сжатия пружины — диапазон размыкания контактов прибора.

Регулирование диапазона и дифференциала приборов производится винтами настройки *1* и демпфером *2*.

Одноблочные реле типов РД-1Б-01 и РД-2Б-03 применяют на 5-вагонных секциях БМЗ для защиты холодильной установки от низких и высоких давлений. На рис. 3.17 приведена кинематическая схема реле низкого давления РД-1Б-01 в положении, когда контакты его разомкнуты, т.е. давление в контролируемой системе ниже заданного. Давление  $P_0$  от холодильной машины подводится к прибору в полость под сильфоном *1*.

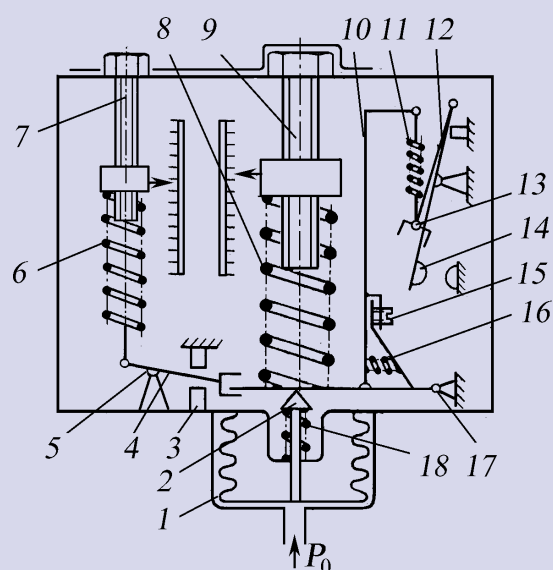


Рис. 3.17. Схема реле низкого давления РД-1Б-01

При повышении давления сильфон сжимается, преодолевая усилие пружины *8*, и через шток *2* поворачивает угловой рычаг *10* вокруг оси *17* против часовой стрелки. Свободный конец этого рычага в процессе подъема упирается в верхний край рычага *4* и включает в работу пружину *6* дифференциала. Дальнейший поворот углового рычага *10* происходит с преодолением усилий двух пружин — *6* и *8*. Пружина *11* перемещает перекидную вилку *12* вправо, и когда ось *13* зайдет за линию подвижного контакта *14*, произойдет резкое перебрасывание вилки, а с ней и подвижного контакта в замкнутое положение. После этого компрессор включается.

Если контролируемое давление понизится, сильфон со штоком *2* перемещается вниз. Под действием пружин *6* и *8* угловой рычаг *10* поворачивается против часовой стрелки, а рычаг *4* — в противоположном направлении вокруг оси *5*. Когда рычаг *4* дойдет до упора *3*, действие пружины *6* прекратится. В процессе дальнейшего поворота углового рычага пружина перемещает перекидную вилку влево, и когда ось выйдет за линию подвижного контакта, произойдет резкое размыкание контактов, в результате чего компрессор отключится.

Винтом настройки диапазона 9 устанавливают по шкале давление размыкания контактов, а винтом 7 настраивают дифференциал. Замыкание контактов произойдет при давлении, равном сумме давлений размыкания и дифференциала. С помощью винта 15 и пружины 16 регулируют взаимное расположение горизонтальной и вертикальной частей углового рычага 10. Пружина 18 работает вместе с пружиной 8 при давлениях в системе ниже атмосферного. Реле давления типов РД-1Б-01 и РД-2Б-03 изготавливают в виброустойчивом и влагонепроницаемом исполнении. Электрический кабель присоединяют к прибору с помощью штепсельного разъема.

*Дифференциальное реле* (реле разности давлений) типа) РКС-1Б предназначено для контроля за работой системы смазки компрессоров. Контакты прибора размыкаются при перепаде давлений 0,05 МПа и замыкаются при повышении этого перепада на величину дифференциала. Прибор изготовлен во влагонепроницаемом и виброустойчивом исполнении. Корпус выполнен из алюминиевого сплава. В нижней части корпуса имеется штепсельный разъем для подключения к электрической сети и вывод для заземления. На винтах к корпусу прикреплены две чувствительные системы с сильфонами, связанные между собой штоком. В корпусе размещены также рычажный механизм и узел настройки. При работе прибора на сильфоны действует давление, перепад которого контролируют. Давление в нижней чувствительной системе будет больше, чем в верхней, сообщающейся с картером компрессора. При заданном перепаде давлений величина их уравнивается усилием пружины. Контакты в этом случае замкнуты. При снижении перепада до установленного на шкале пружина поворачивает рычаги против часовой стрелки. Ось пружины пересекает ось переключателя, и происходит размыкание контактов. При повышении перепада давлений на величину дифференциала механизмы движутся в обратном порядке и контакты замыкаются.

Регулятор давления всасывания (регулятор давления «после себя») применяют в холодильных установках, оборудованных линией оттаивания инея с испарителя горячими парами хладагента, и размещают между компрессором и испарителем. Этот прибор необходим для создания разности давлений на сторонах всасывания и нагнетания и получения за счет этого при сжатии высокой темпе-

ратуры хладагента. В противном случае линия оттаивания превратится в байпасную линию. Таким образом, регулятор

давления всасывания играет роль дроссельного вентиля в режиме оттаивания. Кроме того, он ограничивает нагрузку на компрессор и электродвигатель во время пуска и работы холодильной установки при больших давлениях в испарителе, что может наблюдаться при высокой температуре в вагоне (например, при перевозке неохлажденного груза, при подготовке вагонов к погрузке).

В холодильных установках секций 5-БМЗ для ограничения давления всасывания применяются автоматические регуляторы типа АДД-40М. По принципу действия такой регулятор является устройством непрямого действия без подвода вспомогательной энергии.

Регулятор (рис. 3.18) состоит из двух частей — датчика и исполнительного механизма, смонтированных в одном корпусе. Чувствительным элементом датчика является стальная мембрана 7. Подмембранное пространство сообщается каналом 9 с выходом регулятора, где давление  $P_{вс}$ . Сверху на мембрану действует атмосферное давление и регулировочная пружина 6, усилие сжатия которой задается винтом 5. Шток 3 с клапаном 10 перемещается вместе с центром мембраны. Через канал 1 и фильтр 2 к клапану 10 датчика подводится давление  $P_0$ , которое перемещает поршень 12, являющийся регулирующим органом.

В поршне и цилиндре 13 имеются окна, при совмещении которых хладагент проходит из испарителя в компрессор. Площадь проходного сечения окон увеличивается при перемещении поршня вниз. Сверху на поршень дей-

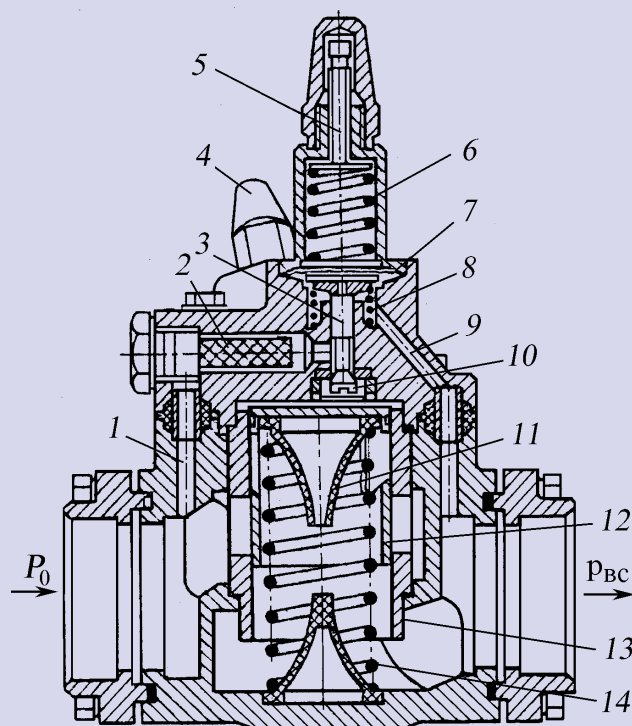


Рис. 3.18. Регулятор давления всасывания АДД-40М

ствует давление управления, зависящее от соотношения сопротивлений потоку в клапане 10 и калиброванном отверстии в днище поршня. Чем больше открыт клапан датчика, тем больше давление, действующее на поршень.

При повышении регулируемого давления  $P_{\text{вс}}$  мембрана датчика прогибается вверх. В том же направлении перемещается клапан 10 под действием пружины 8 и уменьшает проходное сечение канала. В результате этого действующее на поршень давление уменьшится и поршень поднимется пружиной 14 вверх. Свободное сечение окон сократится, а давление всасывания  $P_{\text{вс}}$  понизится.

Конусы 11 на поршне и корпусе уменьшают гидравлическое сопротивление регулятора в открытом положении. Для ручного открывания дросселя имеется винт, упирающийся в поршень и отжимающий его вниз. Винт закрыт колпаком 4.

Устанавливавшийся на секциях 5-БМЗ более раннего выпуска регулятор давления АДД-40 выполняет такие же функции, но датчик и исполнительный механизм в нем выполнены отдельно и соединяются между собой трубопроводами, что усложняет монтаж прибора.

### 3.7 Приборы регулирования температуры

*Термостаты (реле температуры)* применяют при автоматизации холодильных машин и другого оборудования рефрижераторного подвижного состава для двухпозиционного регулирования температуры, для управления отдельными процессами, для защиты оборудования от высоких или низких температур. Такие приборы поддерживают заданную температуру в грузовом помещении вагона, включая и выключая холодильную машину или электропечи. В холодильных установках FAL-056/7 секций ZB-5 и APB термостат переключает режим работы с оттаивания испарителя на охлаждение вагона, если иней удален быстрее чем за 1ч.

В холодильных установках рефрижераторных вагонов чаще всего применяют манометрические термостаты, например RT-7. Устройство и принцип действия термостата такие же, как рассмотренного ранее прессостата RT-1. Чувствительным элементом здесь также является герметически замкнутая термочувствительная система, состоящая из термобаллона, капиллярной трубки и сильфона, заполненная термочувствительным наполнителем. Изменение температуры

контролируемой среды, в которую помещен термобаллон, воспринимается наполнителем. Происходит изменение давления, которое действует на сильфон и через него на контактную систему.

Для управления холодильно-нагревательными установками АРВ применяют дуостаты или двойные термостаты, которые дают команду на включение или выключение холодильной установки или электропечей в зависимости от температуры в грузовом помещении вагона. Такой прибор действует в переходные периоды года при перевозках грузов, которые необходимо защищать от подмораживания.

На холодильной установке FAL-056/7 установлены реле температуры ТР-ОМ5-01, ТР-ОМ5-03.

Реле температуры ТР-ОМ5-01 — для защиты компрессора от понижения температуры масла ниже  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; реле температуры ТР-ОМ5-03 — для прекращения процесса оттаивания при повышении температуры на выходе из испарителя  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

Реле температуры ТР-ОМ5 показано на рис. 3.15, а. Отличие реле типа 01 от типа 03 заключается в диапазоне настройки прибора (табл. 3.4).

Таблица 3.4

Параметры	Реле температуры типа ТР-ОМ5	
	01	03
Диапазон настройки, $^{\circ}\text{C}$	$-3,54 \div -5$	$3—35$
Дифференциал, $^{\circ}\text{C}$	$2,5—6$	$2,5—6$
Установленная температура срабатывания, $^{\circ}\text{C}$		
верхняя	$-15 \pm 1$	$10 \pm 1$
нижняя	$-20 \pm 1$	$15 \pm 1$
Масса, кг	2,2	2,2

*Дуостат* устроен аналогично термостату, но в нем имеются два комплекта контактов 5 (рис. 3.19, а), работающих последовательно друг за другом с определенным интервалом при изменении температуры в одном направлении.

Рассмотрим работу дуостата, настроенного на температурный режим  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  (рис. 3.19, б). При понижении температуры в грузовом помещении вагона до  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  замыкаются контакты первой контактной группы и дают сигнал на включение электропечей. При дости-

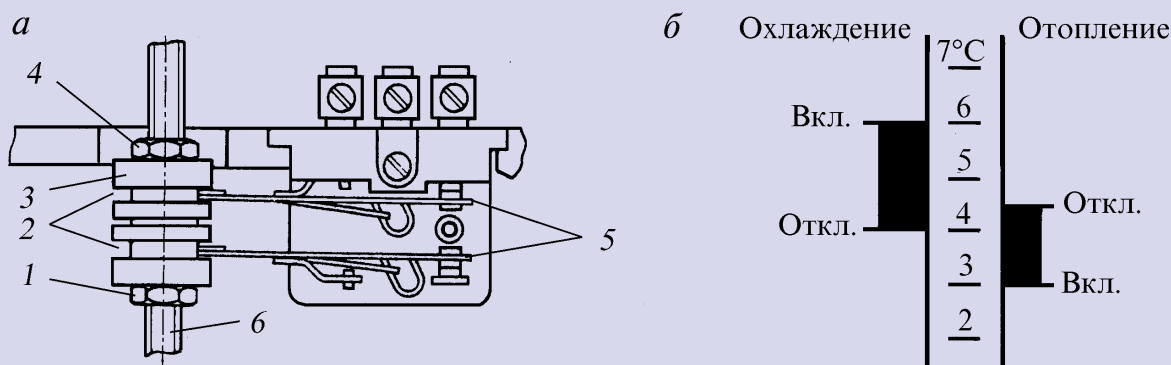


Рис. 3.19. Контактная система (а) к диаграмма работы (б) дуостата

жении в вагоне температуры  $4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  электропечи отключаются: дальнейшее изменение ее зависит от погодных условий и вида перевозимого груза. Если температура в вагоне продолжает повышаться, то при  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  включается холодильная установка. Когда температура понизится до  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , холодильная установка отключится. Таким образом, дуостат является четырехпозиционным прибором, так как при четырех различных температурах производит изменение положения контактов.

Дифференциал дуостата не регулируется и зависит только от зазоров 2 (рис. 3.19,а) в нажимной втулке 3, жестко закрепленной на подвижном штоке 6. Настройку прибора в небольших пределах можно произвести перемещением нажимной втулки вдоль штока с помощью гаек 1 и 4.

На холодильной установке 5-БМЗ установлено реле температуры ТР-ОМ5-02 которое служит для определения окончания процесса оттаивания воздухоохладителя и подачи в электрическую схему секции сигнала о достижении во всасывающем трубопроводе температуры  $7\text{--}8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Действие реле основано на использовании зависимости изменения давления в термосистеме от температуры паров хладона. Изменение температуры воспринимается наполнителем и преобразуется в изменение давления, которое воздействует через сильфон на рычажный механизм и контактные переключающие устройства. Прибор изготовлен в влагонепроницаемом и виброустойчивом исполнении. Все его механизмы смонтированы в литом корпусе. Принцип работы прибора аналогичен работе прибора типа РКС-1Б.



### 3.8. Исполнительные механизмы

Исполнительный механизм использует внешний источник энергии и приводит в действие регулирующий орган. В холодильных установках вагонов применяют электромагнитные вентили, обратные клапаны и др.

**Магнитный вентиль** — электромагнитный запорный вентиль устанавливается на жидкостной линии холодильной установки и предназначен для перекрытия жидкостного трубопровода при неработающем компрессоре с целью предотвращения перетекания жидкого хладагента из ресивера в испаритель и его переполнение, опасное при очередном пуске компрессора в связи с возможностью возникновения гидравлического удара. При работе компрессора в режиме оттаивания он тоже закрыт. Магнитный вентиль относится к типу двухпозиционных регуляторов, исполнительный механизм которых может быть или полностью открыт или закрыт.

Магнитный вентиль MV-10.2.2 (рис. 3.20) состоит из корпуса 5 с двумя фланцами для присоединения жидкостного трубопровода, клапана 4, якоря 3, перемещающегося в направляющей трубке 2 и электромагнита 1.

В обесточенном состоянии седло перекрывается клапаном под тяжестью якоря, при подаче напряжения якорь втягивается электромагнитом и поднимает вверх клапан, открывая седло для прохода хладагента.

На трубопроводе магнитный вентиль устанавливают строго вертикально (допускается отклонение не более  $15^\circ$ ) в направлении стрелки, указанной на корпусе.

При замене магнитного вентиля необходимо отсосать хладагент из холодильного агрегата, демонтировать вентиль. При постановке нового необходимо обратить внимание на установочное положение.

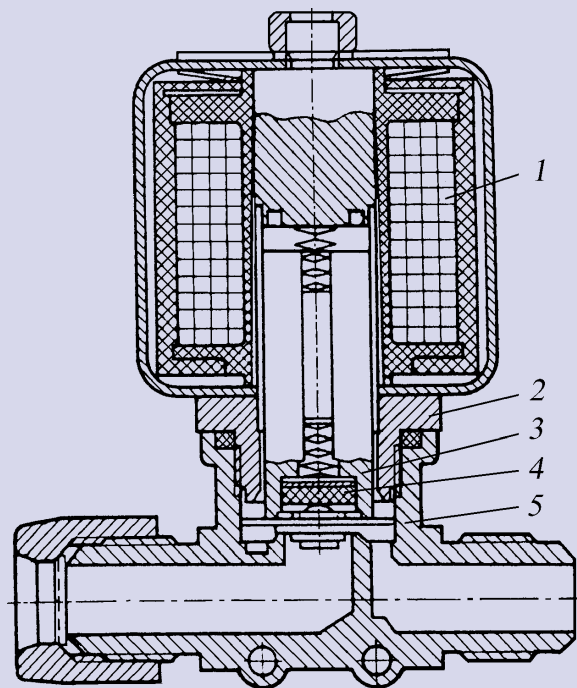


Рис. 3.20. Магнитный вентиль MV-10.2.2

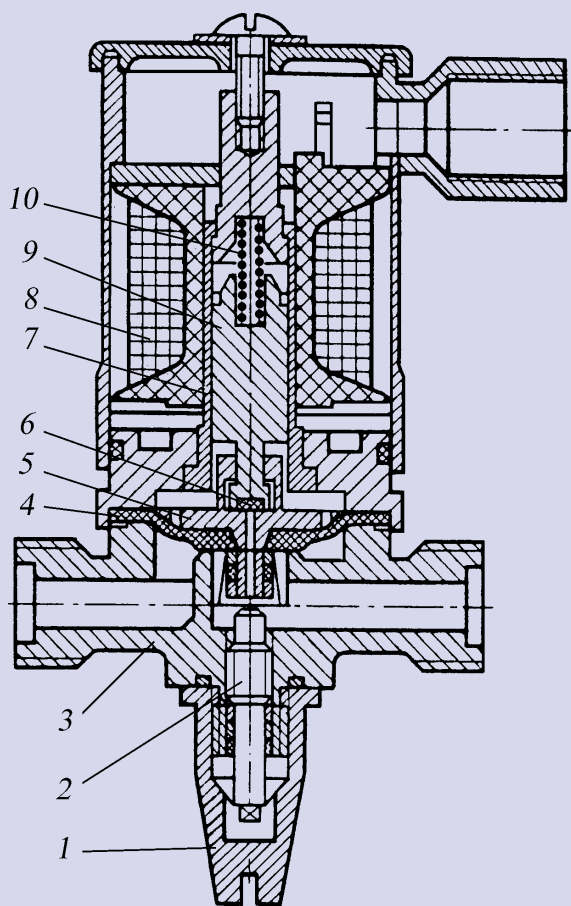


Рис. 3.21. Магнитный вентиль ПЗ 26237-015: 1 — колпачок; 2 — винт; 3 — корпус; 4 — мембрана; 5 — основной клапан; 6 — вспомогательный клапан; 7 — направляющая трубка; 8 — электромагнит; 9 — сердечник; 10 — пружина

После установки вентиля следует вакуумировать жидкостный трубопровод. Магнитный вентиль ПЗ26237-015 установлен на линии оттаивания и служит для перекрытия прохода хладагента через трубопровод, соединяющий нагнетательный трубопровод с испарителем, при работе холодильной установки в режиме «охлаждение» и открытия прохода горячих паров хладагента в испаритель в режиме «оттайка». Мембранный магнитный вентиль (рис. 3.21) — электромагнитный запорный вентиль, который под воздействием электрического импульса открывает проход хладагенту.

В холодильной машине установки ВР применяются по два соленоидных вентиля: СВМ12Ж-15 на жидкостных линиях и СВМ12Г-15 на линиях оттаивания. Первый соединяет ресивер с испарителем и отключает подачу жидкого хладона при остановке компрессора. Второй предназначен для разгрузки электродвигателя компрессора при его пуске. Соленоидный вентиль (рис. 3.22) перепускает пары хладона из нагнетательной во всасывающую полость компрессора. Когда электромагнит выключен, то вспомогательный клапан перекрывает свое седло.

Герметичность в затворе достигается за счет давления хладона, подаваемого на мембрану 6, и действия пружины. При включении тока в катушке возникает магнитное поле, под действием которого втягивается сердечник 4, клапан вентиля поднимается,

и открывается разгрузочное отверстие. Хладон выходит из надмембранной полости через разгрузочное отверстие. При выключении тока сердечник перекрывает разгрузочное отверстие, давление в надмембранной полости увеличивается и прижимает клапан к седлу.

Устройство рассматриваемых вентиляй одинаково, только вентиль СВМ12Г-15 не имеет ручного дублера. Технические характеристики вентиляй следующие (табл. 3.5).

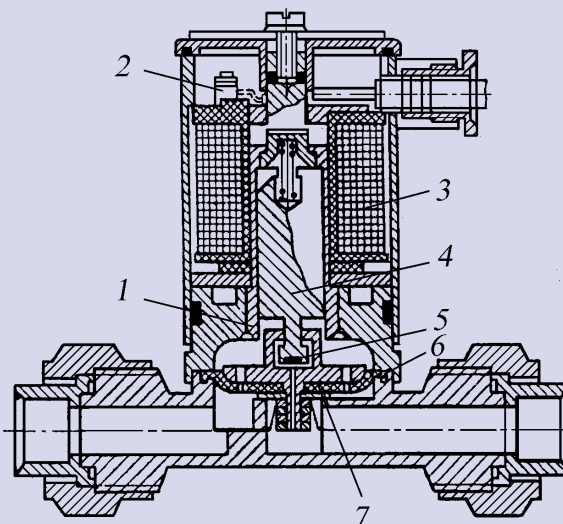


Рис. 3.22. Соленоидный вентиль: 1 — немагнитная трубка; 2 — вывод; 3 — электромагнит; 4 — сердечник; 5 и 7 — клапаны; 6 — мембрана

Таблица 3.5

Тип	Мембранный магнитный вентиль
Диаметр условного прохода, мм	15
Перепад давлений закрытого вентиля, МПа	0—1,6
Вакуумная плотность по отношению к внешней среде при внутреннем остаточном давлении, МПа	665
Потребляемая мощность, В·А	40
Род тока	переменный
Напряжение, В	220
Габаритные размеры, мм	147×159 × 65
Масса, кг	2,9

Однако некоторые параметры вентиляй имеют и отличия (табл. 3.6).

Таблица 3.6

Температура рабочей среды, °С	СВМ12Ж-15 от 2 до 45	СВМ12Г-15 от 10 до 100
Наибольшее рабочее давление, МПа	1,7	1,6
Температура окружающей среды, °С	от – 30 до 50	от – 50 до 50

В холодильной установке МАВ-II использованы четыре магнитных вентиля, два из которых типа EVID-10 установлены на жидкостной магистрали перед воздухоохладителем 10, а два других типа EVID-6 — на трубопроводе механизма отключения клапанов компрессора. Конструктивно обе пары вентиля не отличаются, если не считать диаметра проходного сечения: в первом случае он равен 10 мм, во втором — 6 мм.

Вентиль (рис. 3.23) состоит из двух частей: электрического магнита и бронзового корпуса. Корпус вентиля герметичен; катушка 9 магнита защищена от проникновения влаги колпаком 10. При отсутствии в катушке напряжения мембрана 3 прижата к седлу 4. Этому способствует давление хладагента, который через уравнильное отверстие 6 заполняет надмембранную полость. Разгрузочное отверстие 5 за счет усилия пружины 2 закрыто клапаном 7, поэтому перетекания хладагента под мембрану не происходит, а разность давлений над и под мембраной усиливает ее запорное действие.

При прохождении тока через катушку 9 сердечник 8, преодолевая сопротивление пружины, втягивается, а клапан открывает разгрузочное отверстие 5, через которое хладагент под давлением устремляется к выходу вентиля. Благодаря этому давление над мембраной почти сравнивается с давлением в другой половине вентиля. В то же время за счет разности площадей отверстий 5 и 6 на мембрану снизу будет действовать подпор перетекающей жидкости, и

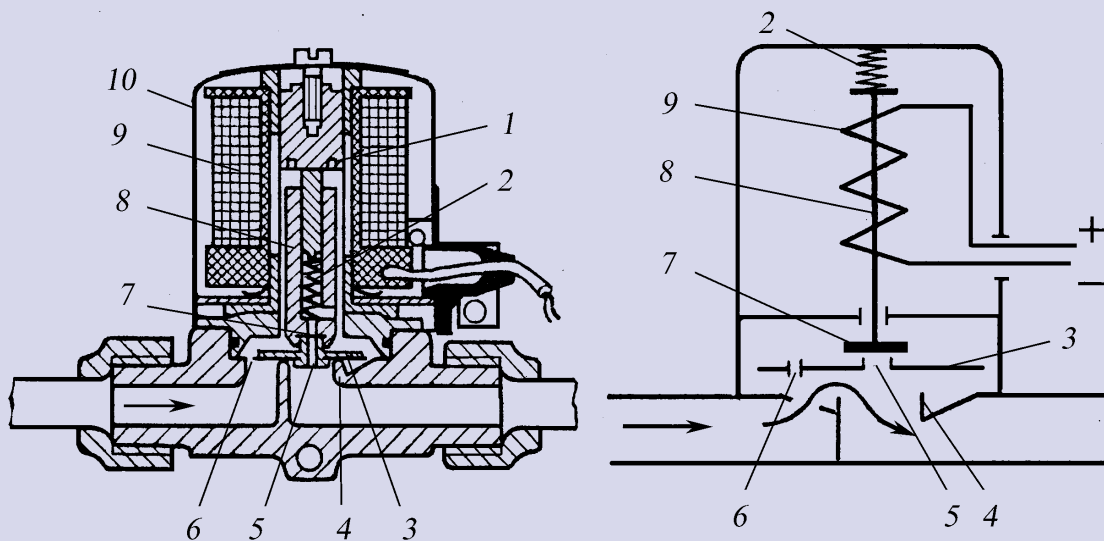


Рис. 3.23. Электромагнитный вентиль EVID и его схема

она поднимется над седлом. Для отрыва мембраны от седла требуется разность давлений всего 0,005 МПа. С этого момента вентиль будет в открытом положении. После отключения тока сердечник 8 под нажимом возвратной пружины 2 опустится и клапаном 7 закроет отверстие 5. Так как давление в этот момент по обе стороны мембраны одинаковое, то под давлением веса сердечника и усилия пружины мембрана опустится на седло. Хладон R12, протекая под высоким давлением через отверстие 6, заполняет пространство над мембраной и дополнительно прижимает ее к седлу. Упор 1 ограничивает подъем сердечника 8.

**Обратный клапан** — это запирающее устройство, открывающееся только в одном направлении под действием небольшой разности давлений. Он предотвращает перетекание хладагента из одной части холодильной машины в другую. Обратные клапаны имеют различное назначение. Так, обратный клапан KVDA-32 (рис. 3.24, а), установленный между испарителем и компрессором в холодильной установке секции ZB-5, предотвращает перетекание паров из компрессора в испаритель после выключения машины и исключает тем самым дополнительные теплопритоки в вагон. Кроме того, пар, попадающий в испаритель при отключении холодильной машины, может там конденсироваться, что затрудняет последующий пуск компрессора и повышает вероятность его работы влажным ходом.

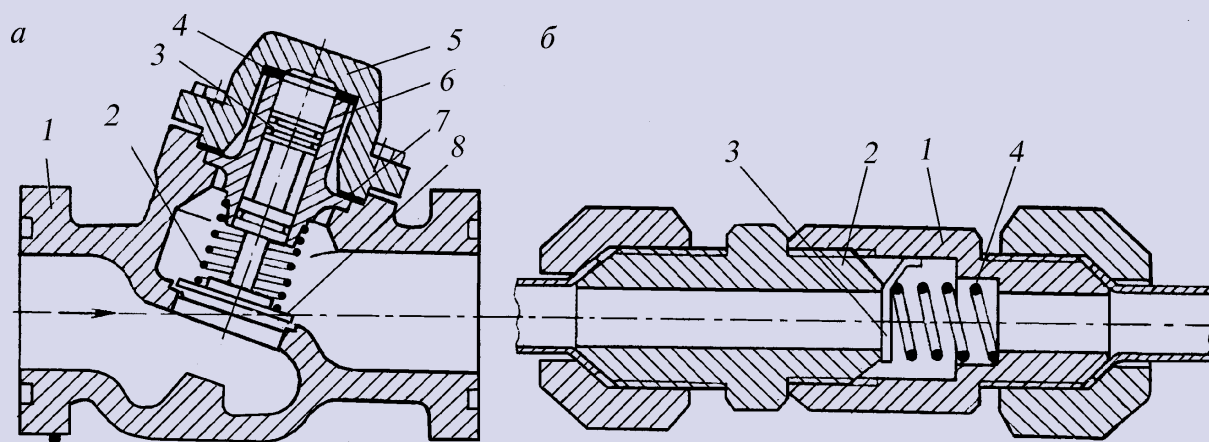


Рис. 3.24. Обратные клапаны KVDA-32 (а) и KV 1/2 (б)

Клапан KVDA-32 состоит из корпуса 1, пружины 2, клапана 8 со штоком 3 в форме поршня, направляющего цилиндра 6 для штока, крышки 5 с уплотнительными прокладками 4 и 7. Давлением со стороны испарителя во время работы холодильной машины клапан открывается, не создавая значительного гидравлического сопротивления. Шток в форме поршня является демпфером, который препятствует колебаниям клапана. Демпфированные клапаны устанавливаются обычно на трубопроводах с пульсирующим давлением.

Обратный клапан KV1/2 в установках секций ZB-5 и APB имеет более простое устройство. Он состоит из корпуса 1 (рис. 3.24, б), штуцера с седлом 2, лепесткового клапана 3 и пружины 4; устанавливается в жидкостном трубопроводе между конденсатором и ресивером и предотвращает поступление хладагента в конденсатор после выключения холодильной машины, в период пуска и при работе в режиме оттаивания испарителя.

## ГЛАВА 4. ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

### 4.1. Установка кондиционирования воздуха МАВ-II

В купейных вагонах с четырех- и двухместными купе, вагонах-ресторанах и габарита РИЦ применяется установка кондиционирования воздуха МАВ-II (рис. 4.1). Эта установка состоит из систем вентиляции, отопления, охлаждения и автоматического управления. В систему вентиляции входят центробежный сдвоенный вентилятор 4 с электродвигателями 1 мощностью 1,7 кВт, нагнетательный воздухопровод 14 с вентиляционными решетками 18 типа «Мультивент», имеющими регулирующее устройство 17, рециркуляционные воздухопроводы 3, масляные фильтры (на рисунке не показаны) и решетку 2 для забора наружного воздуха. Максимальная подача вентилятора 5000 м<sup>3</sup>/ч воздуха летом (в том числе наружного 1000 м<sup>3</sup>/ч), зимой — 800 м<sup>3</sup>/ч.

Система отопления — смешанная. Она состоит из комбинированного отопления (котел 31 с высоковольтными нагревательными элементами, расширитель 10, водяной каллорифер 9, обогревательные трубы 21, циркуляционный насос 30, дроссельная заслонка 32) и низковольтного электрического отопления с электропечами 19, 20 и электрокалорифером 11. Теплопроизводительность котла при работе на твердом топливе 34,9 кВт (30000 ккал/ч), при электрическом обогреве — 50 кВт. Циркуляция воды в каллорифере регулируется автоматически термостатом 13 и соленоидным вентилем 33. Циркуляционный насос включается вручную и контактными термометрами, соленоидные вентили 6, 23 и 33, терморегулирующие вентили 7, а также реле и контакторы, расположенные в распределительном шкафу и в специальном ящике под вагоном.

Электропечи 20 и 19 (девять печей по 0,5 кВт и четыре по 0,25 кВт). Нагревательные приборы установлены в купе, служебном отделении и туалетах. В переходное время года при наружной температуре плюс 5°С электропечи работают вместе с электрокалорифером 11 мощностью 6 кВт, который включается автоматически в зависимости от температуры в воздуховоде. В случае несрабатывания автоматически или выхода из строя двигателя вентилятора электрокалорифер отключается из-за повышения температуры и рас-

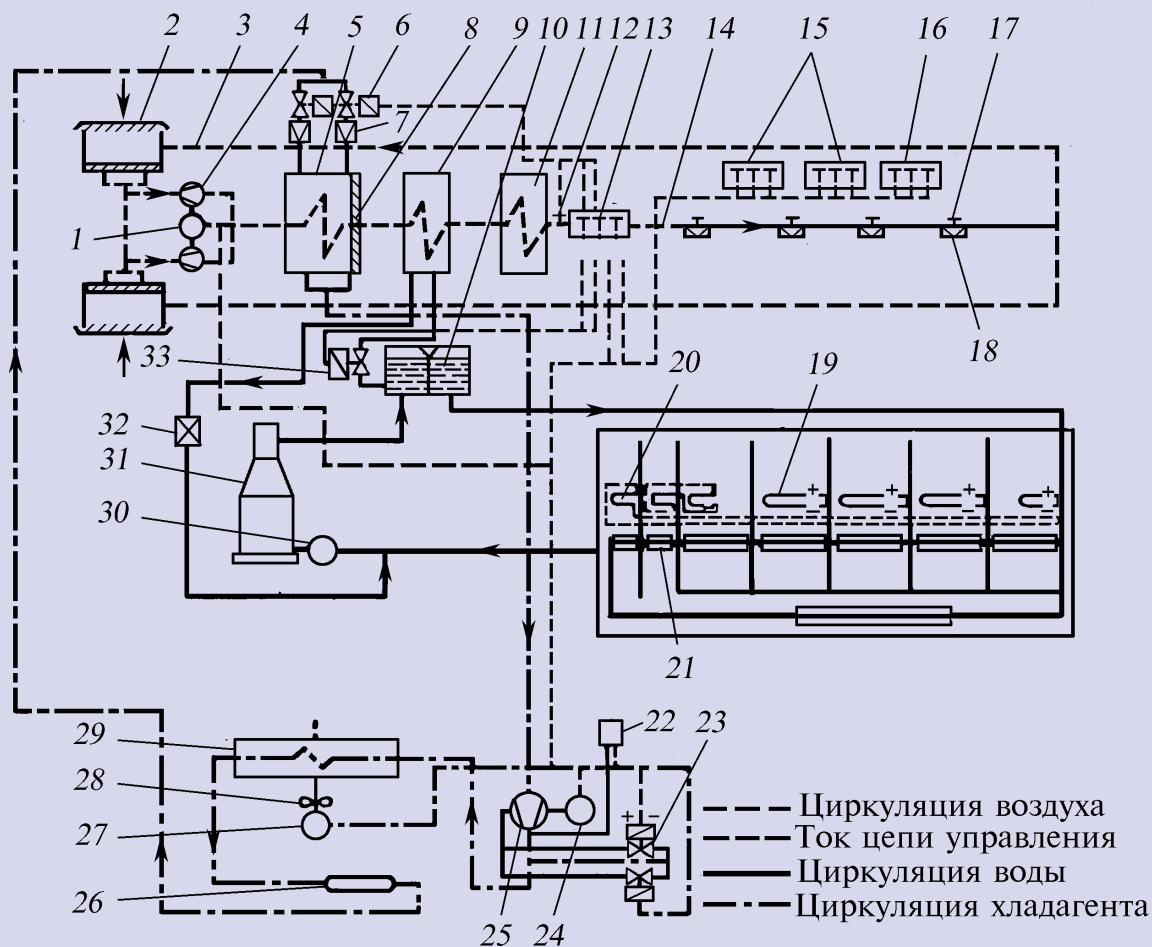


Рис. 4.1. Принципиальная схема установки кондиционирования воздуха МАВ-II

плавления предохранителя 12 типа плавкой вставки ВУДА в виде перемычки, плавящейся при температуре плюс 70 °С. Этот предохранитель размещается под потолком косо́го коридора, и доступ к нему возможен через специальный люк. В зимнее время электрокалорифер не работает и воздух подогревается только водяным калорифером. Электродвигатели зимой работают в дополнение к комбинированному отоплению.

Система охлаждения состоит из компрессора 25 типа Vm, приводимого в действие электродвигателем 24 мощностью 13 кВт, конденсатора 29, охлаждаемого вентилятором 28 с электродвигателем 27 мощностью 1,7 кВт, ресивера 26 емкостью 36 л, воздухоохлаждителя 5 с влагоотделителем 8 и двух терморегулирующих вентилей 7. Защиту от повышенного давления на нагнетательной стороне компрессора обеспечивает реле высокого давления 22. Теплопередающая поверхность конденсатора 185 м<sup>2</sup>, испарителя — 100 м<sup>2</sup>.



Влагоотделитель предназначен для задержки влаги, увлекаемой воздухом. Он состоит из вертикально расположенных пластин, на которых водяные капли задерживаются и затем отводятся в поддон, установленный под испарителем. В систему охлаждения заправляется 40 кг хладагona R12, в компрессор — 4 кг масла марки ХФ-12.

Система автоматики предназначена для автоматического поддержания заданных температур в вагоне при работе систем охлаждения, вентиляции и отопления. В систему автоматики входят термостаты 13, 15 и 16 с ртутно-контактными термометрами, соленоидные клапаны 6, 23 и 33, терморегулирующие клапаны 7, а также реле и контакторы, расположенные в распределительном шкафу и в специальном ящике под вагоном.

Рассмотрим работу установки охлаждения воздуха (рис. 4.2) при полной ее холодопроизводительности, т.е. при работе компрессора на четырех цилиндрах (соленоидные клапаны 22 закрыты) и при подключении двух секций воздухоохладителя (соленоидные клапаны 4 открыты).

Из ресивера 23 жидкий хладагент R12, очищенный от механических примесей и влаги в трех параллельно соединенных фильтрах-осушителях 9, под высоким давлением и с высокой температурой поступает

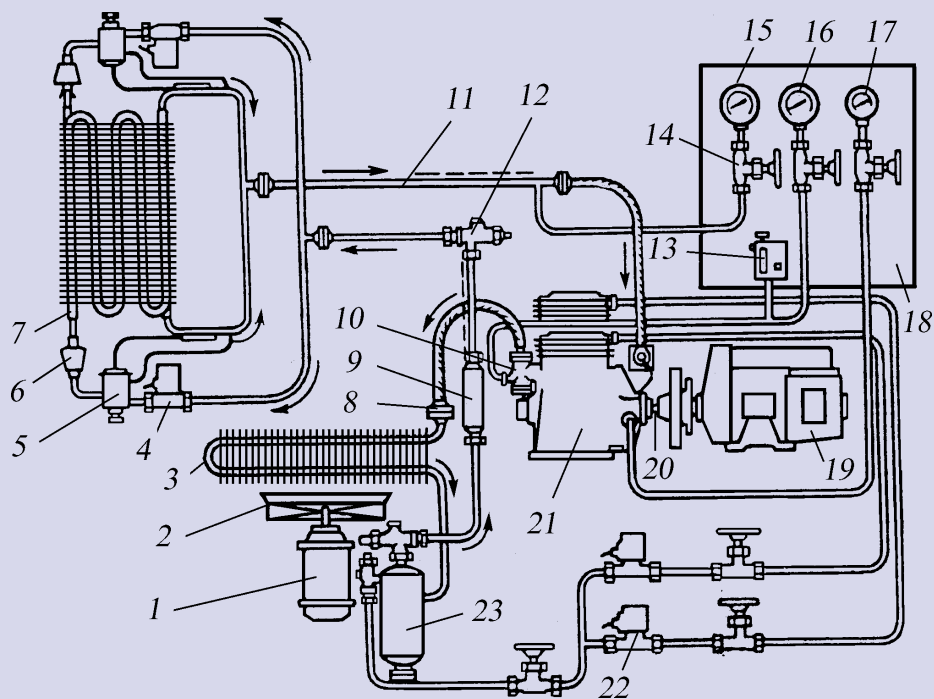


Рис. 4.2. Схема соединения элементов установки охлаждения МАВ-II

в воздухоохладитель 7 через запорный вентиль 12, соленоидные вентили 4, терморегулирующие вентили 5 и распределители 6. После дросселирования хладон в воздухоохладителе кипит, отнимая теплоту наружного воздуха, подаваемого вентилятором внутрь вагона. Образовавшиеся при кипении хладона пары по трубопроводу 11 через всасывающий вентиль 20 отсасываются и сжимаются компрессором 21, а затем через нагнетательный вентиль 10 и гибкий патрубок 8 выталкиваются в конденсатор 3, в котором они вентилятором 2 охлаждаются и, конденсируясь, превращаются в жидкость. Вентилятор приводится в действие двигателем 1, а компрессор-двигателем 19. Из конденсатора жидкий хладон вновь поступает в ресивер 23, и процесс повторяется. При этом хладон практически не расходуется, могут лишь возникнуть утечки вследствие неплотностей в системе.

Части всасывающего и нагнетательного трубопроводов на вагоне (на схеме изображены штриховыми линиями) смонтированы в непосредственной близости и покрыты общим слоем изоляции. Такое расположение трубопроводов, по одному из которых из ресивера в воздухоохладитель направляется сжиженный теплый хладон, а по другому навстречу — холодные пары хладона, создает своеобразный переохладитель, повышающий холодопроизводительность установки.

Контроль за работой установки осуществляется по манометру всасывания 15, манометру нагнетания 16 и манометру давления масла 17, смонтированных на панели 18, расположенной в служебном отделении. На этой же панели установлены реле высокого давления 13, запорные вентили 14 манометров и дистанционный термометр, измеряющий температуру воздуха в нагнетательном канале воздухопровода.

При нормальной работе установки манометр 15 должен показывать давление кипения хладона 0,215—0,319 МПа и соответственно температуру кипения от 0 до 9 °С, манометр 16 — давление конденсации хладона 0,66—1,29 МПа и соответственно температуру конденсации от 30 до 55 °С, манометр 17 — давление масла 0,3—0,45 МПа. Показания манометра 17 обязательно должны быть больше на 0,08—0,13 МПа, чем манометра 15. Если показания манометров отличаются незначительно, то система принудительной смазки компрессора не работает и установку охлаждения воздуха необходимо отключить.

Реле высокого давления срабатывает при 1,7 МПа, а восстанавливается вручную нажатием кнопки после устранения неисправности и понижения давления от 1,4 МПа.

Ниже дается конкретный порядок управления установки кондиционирования воздуха МАВ-II. Работой установки управляют автоматические регулирующие приборы. В воздуховоде на пути приточного воздуха и в вагоне между четвертым и третьим купе установлены термостаты, каждый с четырьмя ртутно-контактными термометрами. Термометры термостата приточного воздуха отрегулированы на температуру 12, 14, 18, 20 °С, а термостата внутри вагона — на 22, 24, 26, 28 °С. В режиме охлаждения воздуха и в переходном режиме электроотопления работа установки кондиционирования полностью автоматизирована. При подготовке установки к пуску все работы проводят, как и для вентиляционной установки: открывают заслонки во всасывающей и нагнетательной вентиляции, закрывают окна, дефлекторы. Кроме того, поездной электромеханик должен открыть вентили напорных и всасывающих трубопроводов компрессорного и конденсаторного агрегатов. После включения главного переключателя на приборной панели распределительного шкафа вагона на один из режимов работы выключатель «Отопление и охлаждение» ставят в одно из положений: «Переходное (отопление)»; «Основное (отопление)» 20 °С, «Дежурное (отопление)» 8 °С; «Охлаждение».

Позиция «Переходное отопление» обеспечивает работу электрического отопления от генератора тока вагона в переходное между сезонами время, когда система комбинированного отопления вагона не работает. В этой позиции вентиляционный агрегат работает на первой ступени (с малой подачей воздуха), включены электрические печи. Электрический воздухоподогреватель автоматически включается при температуре нагнетательного воздуха ниже 18 °С и отключается при температуре 22 °С в соответствии с установкой термостатов, расположенных под диванами купе.

В позиции «Основное отопление» работа вентиляции сочетается с работой основного отопления в вагоне. В этом положении переключателя включены: первая ступень вентиляционного агрегата, высоковольтное отопление с установкой системы регулирования на 21 °С, водяное отопление воздухонагревателя, дополнительное низковольтное отопление печей в купе и туалетах. Положение

переключателя «Дежурное отопление» предусмотрено для периода нахождения вагона в отстое в пунктах формирования и оборота поездов. Высоковольтное отопление регулируется на  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  в вагоне, вентиляционная установка при этом не работает.

В позициях «Основное отопление» и «Дежурное отопление» (табл. 4.1) переключателем режимов отопления можно установить автоматическое регулирование или ручной режим работы высоковольтного отопления. Переход на ручной режим работы высоковольтного отопления производится при неисправности термостатов, регулирующих температуру воздуха в вагоне, при неисправности термостата котла. В этом случае переключатель «Отопление» из положения Автоматика ставят в одну из позиций: Группа I, Группа II или Группа I и II. В этих положениях производится только автоматическое отключение котла, если температура воды в нем превысит  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

В летнее время переключатели «Отопление» и «Охлаждение» ставят в положение «Охлаждение» (табл. 4.2). Режимный переключатель «Охлаждение» ставят в зависимости от температуры наружного воздуха в одну из позиций автоматического регулирования работы холодильной установки: 1, 2, 3, 4. В позиции 1 в вагоне автоматически поддерживается температура  $20\text{—}22\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в позиции 4 —  $23\text{—}25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Установку кондиционирования можно перевести на ручной режим управления. На панели щита аварийный переключатель холодильной установки включают специальным ключом, имеющимся внутри распределительного шкафа, а ручку режимного переключателя охлаждения ставят в одно из положений: 1/3 (работает один цилиндр компрессора), 2/3 (работают два цилиндра компрессора), 3/3 (работают четыре цилиндра). Температура воздуха в купе при наружных температурах  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  и выше должна быть на  $8\text{—}12\text{ }^{\circ}\text{C}$  ниже наружной и при наружной температуре ниже  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  — на  $4\text{—}6\text{ }^{\circ}\text{C}$  ниже ее.

Работа холодильной установки контролируется по показаниям манометров на приборном щите в служебном отделении. Проводник должен знать, что при всех обнаруженных ненормальностях в работе холодильной установки ее следует отключить и вызвать поездного электромеханика.

В позиции 1 переключателя «Переходное отопление» работает вентиляция на 1 скорости; в позиции 2 включен электрокалорифер; в позиции 3 включено дополнительное отопление в купе и туалетах.

Таблица 4.1

Загораются сигнальные лампы	Температура подаваемого в вагон воздуха регулируется автоматически термостатом в канале приточного воздуха в пределах от 18 до 20 °С, а температура в купе термостатом примерно 22 °С.
Положение переключателя <i>Основное отопление</i>	Включены: первая ступень вентиляционного агрегата; высоковольтное отопление с уставкой системы регулирования на температуру 21 °С; дополнительное отопление, питаемое только от мотор-генератора; магнитный вентиль для каллорифера.
Положение переключателя <i>Дежурное отопление</i>	Включены: высоковольтное отопление с уставкой системы регулирования на температуру 8 °С. Вентилятор в этом случае не работает!
Положение переключателя <i>Охлаждение</i> (летом) (режимный переключатель охлаждения)	За 5 ч до включения холодильной установки включить переключателем подогрев масла в компрессоре. Загорается сигнальная лампа.
Положение переключателя <i>Охлаждение</i> 1—4 в зависимости от наружной температуры	При запуске компрессора обогрев автоматически отключается и лампа гаснет.

*Примечание.* В положениях «Основное отопление» и «Дежурное отопление» при помощи переключателя режимов отопления может быть установлено автоматическое регулирование температуры или ручной режим работы отдельных групп отопления.

Таблица 4.2

### Выбор ступеней охлаждения

Ручной режим	«Охлаждение 1/3», «2/3», «3/3» могут быть включены только во время рейса при выходе из строя автоматики аварийным выключателем (установка работает в этом случае в одно-, двух- и четырехцилиндровых режимах без автоматического регулирования)
При нормальной автоматической работе:	Температура в салонах регулируется термостатами в следующих пределах, °С:
Охлаждение 1	+20 ÷ +22
Охлаждение 2	+21 ÷ +23
Охлаждение 3	+22 ÷ +24
Охлаждение 4	+23 ÷ +25

Независимо от положения выключателя климатической установки во время поездки происходит принудительное включение вентиляционного агрегата ступени 1, при температуре в воздушном канале выше 16 °С. Прежде всего, надо ввести в эксплуатацию электрическую установку при помощи главного выключателя.

Избранная на переключателе режимов работы холодильного агрегата температура должна быть ниже температуры наружного воздуха: на 8—12 °С — при температуре наружного воздуха выше 30 °С; на 4—6 °С при температуре — ниже 30 °С.

Например, при температуре наружного воздуха плюс 26 °С режимный переключатель охлаждения следует поставить в положение Охлаждение 1 (20+22 °С в купе), а при температуре наружного воздуха плюс 35 °С и выше — в положение Охлаждение 4 (23 — 25 °С в купе).

При включении компрессора и вентиляционного агрегата загораются сигнальные лампы.

Для контроля работы холодильной установки следует не реже двух раз в день проверять показания манометров, расположенных на приборной панели (рис. 4.3) над шкафом для посуды в служебном купе.

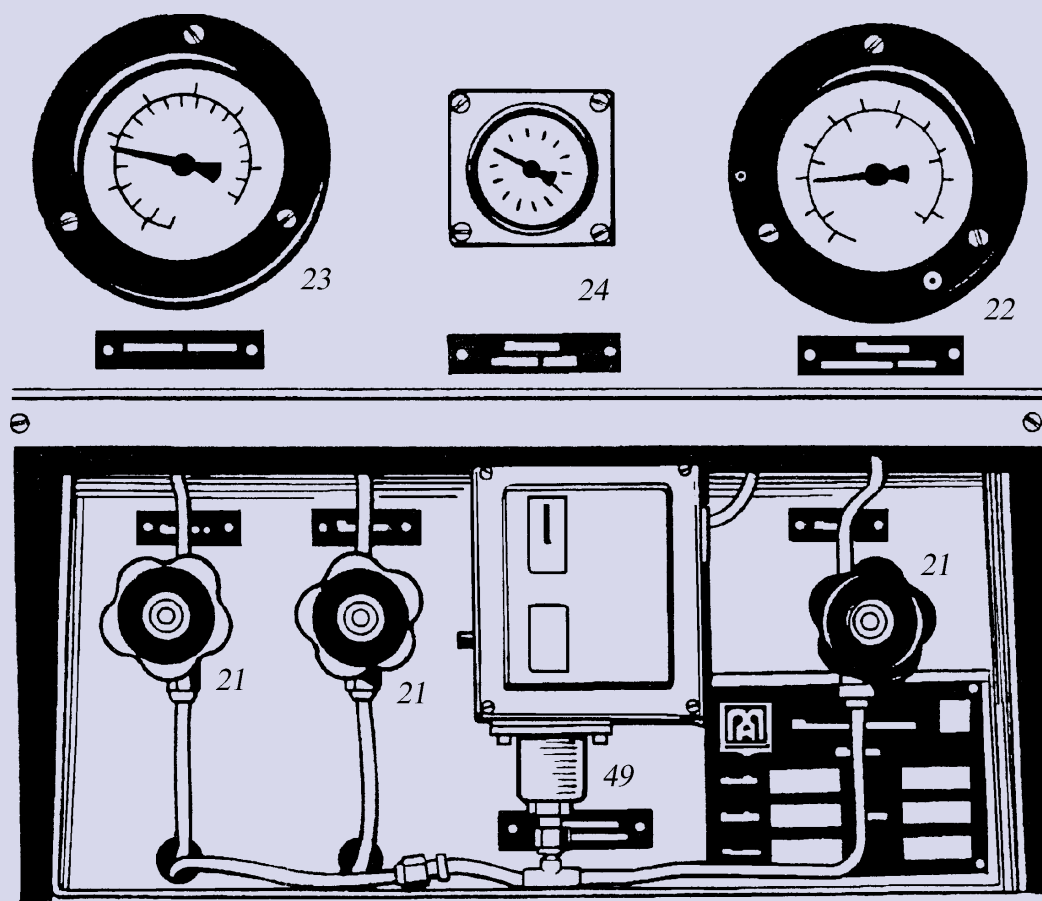


Рис. 4.3. Приборная панель: 21 — ручные запорные вентили; 2 — манометр высокого давления; 23 — манометр низкого давления; 24 — манометр давления масла; 49 — реле максимального давления

Ручные запорные вентили под манометром следует открывать только при считывании показания и затем тотчас закрывать.

Манометры на приборной панели при работающей холодильной установке могут давать следующие показания:

Манометр на стороне всасывания (низкого давления) .....	211—312 кПа
Манометр на стороне нагнетания (высокого давления).....	648—1265 кПа
Манометр давления масла.....	На 78, 4—128 кПа выше показания манометра на стороне всасывания

Манометр на стороне всасывания (низкого давления) показывает давление в испарителе и позволяет также определить соответствующую температуру испарения. Манометр на стороне нагнетания (высокого давления) показывает давление в конденсаторе и позволяет определить соответствующую температуру конденсации.

Если при работающей холодильной установке показания манометров отличаются от указанных выше значений, установку следует немедленно выключить, поставив переключатель климатической установки в нулевое положение. Холодильную установку можно включить только после проверки и устранения возможного дефекта. Особо следует следить за тем, чтобы перепад давления между показаниями масляного манометра и манометра на стороне всасывания не был ниже  $0,8 \text{ кг/см}^2$ , так как в противном случае компрессор может выйти из строя. Указания по уходу за установкой ограничиваются только теми работами, которые должна выполнять поездная бригада. Во избежание возникновения неисправностей следует строго соблюдать сроки обслуживания.

В отличие от купейных вагонов и вагонов-габарита РИЦ прежних лет постройки с кондиционированием воздуха система кондиционирования вагонов габарита РИЦ 90-х гг. претерпела определенные изменения. В холодильной системе используются двигатели переменного тока. Это объясняется тем, что на этих вагонах применены централизованное электроснабжение и преобразователь тока и напряжения и отсутствуют подвагонный генератор, привод генератора и большая по емкости аккумуляторная батарея. Наличие преобразо-

вателя тока дало возможность вместо термоавтоматики отдельно для кондиционирования и комбинированного отопления создать единую систему автоматического регулирования температуры, связанную с отоплением и охлаждением воздуха в вагоне. На вагоне устанавливается электронный регулятор температуры ETR, управляемый с передней панели распределительного шкафа, кнопки пуска «Главный выключатель» и «Температура помещения».

На четырехзначном цифровом дисплее ETR отсчитываются и показываются все значения температур, параметров внутреннего регулирования, а также рабочее состояние установки для кондиционирования воздуха. Имеется также согласующее устройство, которое обеспечивает считывание или распечатывание всех рабочих и диагностических данных.

Управление и регулирование установки кондиционирования воздуха после включения главного выключателя установки происходит автоматически, электронным регулятором температуры. Он определяет в зависимости от установленного заданного значения температур внутренних помещений и температуру внешней среды, а также необходимость отапливать, охлаждать или только вентилировать вагон.

Задача ETR — регулировать производительность установки кондиционирования воздуха, чтобы удовлетворить потребность в кондиционированном воздухе купе с максимальным количеством пассажиров и минимальным заданным значением температуры.

В другом купе ETR должен с помощью элементов дополнительного отопления «уравновешивать» меньшее число пассажиров и (или) более высокое установленное заданное значение температуры.

На передней панели светодиодами указывается выбранный режим и отклонение от центрального заданного значения температуры.

При включении главного выключателя установки кондиционирования электронный регулятор ETR в зависимости от температуры воздуха внутри и снаружи вагона включает или холодильную установку, или основное, или дополнительное отопление. При обязательном включении установки в любом режиме работает вентиляция. Предусмотрены четыре ступени мощности и холодопроизводительности: I—25—60 %, II—45, III—45—70, IV—70—100 % номинальной (28000 К·кг). При работе основного отопления (котла) мощностью 48 кВт могут работать I группа (24 кВт) или обе (48 кВт).



Работу систем контролирует термостат приточного воздуха в воздуховоде над первым купе с регулировкой воздуха  $14^{\circ}\text{C} + 0,5^{\circ}\text{C}$  (включение кондиционера). Купейными термостатами можно изменить температуру в купе на  $+2^{\circ}$  или  $-1^{\circ}$  по сравнению с температурой, заданной ETR. Наружный термостат при температуре выше  $12^{\circ}\text{C}$  позволяет включать дополнительное отопление, а при температуре ниже  $12^{\circ}\text{C}$  — основное отопление (электрический котел).

ETR устанавливает следующие режимы обслуживания установки кондиционирования воздуха:

Вентиляция	работает только вентилятор приточного воздуха;
Дополнительное отопление	вентилятор и все элементы дополнительного отопления работают независимо от температуры купе. Элементы дополнительного отопления остаются включенными только 10 мин;
Отопление 1	работают вентилятор, группа отопления 1, каллорифер и циркуляционный насос. Возможно включение и при внешних температурах ниже $12^{\circ}\text{C}$ ;
Отопление 2	работают вентилятор, группы отопления 1 и 2, каллорифер и циркуляционный насос. Возможно включение и при внешних температурах менее $12^{\circ}\text{C}$ ;
Охлаждение 1	работают вентилятор, компрессор на 2 цилиндра (частота 50 Гц, число оборотов двигателя компрессора 1450 мин — 1) и половина поверхности испарителя, один вентилятор конденсатора (в зависимости от давления конденсации, режим возможен только при температуре внешнего воздуха выше $14^{\circ}\text{C}$ и температуре приточного воздуха не ниже $5^{\circ}\text{C}$ );
Охлаждение 2	то же, но компрессор работает на четыре цилиндра (частота 27 Гц, число оборотов двигателя компрессора 750 мин — 1), работает один вентилятор конденсатора, а второй — в зависимости от давления конденсации;
Охлаждение 3	то же (частота 40 Гц, число оборотов двигателя 1170 мин — 1);
Охлаждение 4	то же (частота 60 Гц, число оборотов двигателя 1750 мин — 1, полная поверхность испарителя).

## 4.2 Установка кондиционирования воздуха УКВ-31

На пассажирских вагонах модели 61-4179 постройки ОАО «Тверской вагоностроительный завод» устанавливаются установки кондиционирования воздуха модели УКВ-31-ТП, -ТС, и -МС, которые изготавливаются ЗАО «Остров».

Моноблочная установка кондиционирования воздуха УКВ-31 (далее — установка) предназначена для обеспечения и автоматического поддержания требуемых значений температуры воздуха внутри железнодорожных пассажирских вагонов колеи 1520 мм.

Установка может использоваться в пассажирских вагонах, входящих в подвижные составы на электрической, дизель-электрической и тепловозной тягах.

Установка работоспособна при скоростях движения вагонов от 0 до 220 км/час и температурах наружного воздуха от +45 до +15 °С при работе в режиме охлаждения и от +15 °С до -50 °С при работе в режимах вентиляции и отопления.

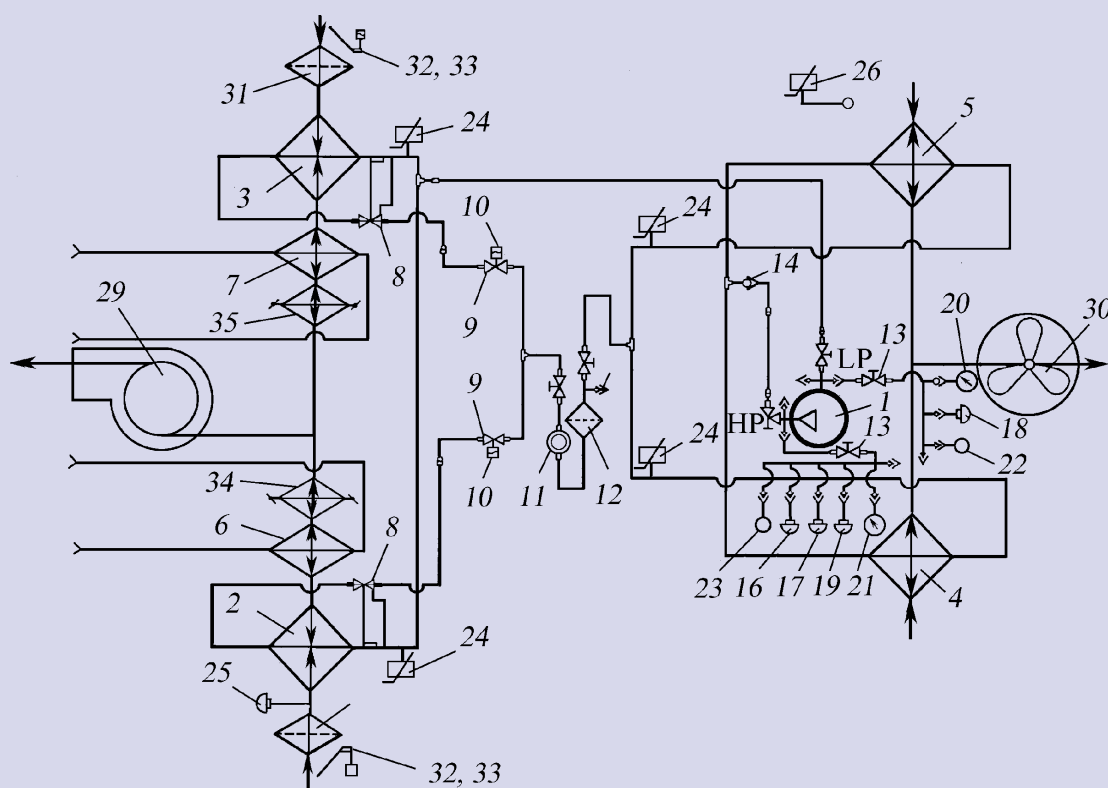


Рис. 4.4. Схема пневмогидравлическая принципиальная

**Техническая характеристика.** Установка кондиционирования воздуха представляет собой подвесной горизонтальный автономный кондиционер с рециркуляцией и состоит из парокомпрессионной холодильной машины, воздухонагревателей и вентиляционного оборудования. Пневмогидравлическая схема установки представлена на рис. 4.4.

В качестве холодильного агента парокомпрессионной холодильной машины используется хладон R134a — озонобезопасное, нетоксичное, невоспламеняющееся индивидуальное химическое соединение. (ГФУ): (химическая формула  $\text{CH}_2\text{FCF}_3$ ).

Основные технические характеристики установки приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Характеристика	Величина
Номинальная холодопроизводительность при работе в режиме охлаждения, кВт	28
Суммарная мощность двух электрических воздухонагревателей, кВт	2×30кВт
Суммарная мощность двух водяных воздухонагревателей, кВт	2×10,0 кВт
Температура воды на входе в водяные воздухонагреватели, °С, не менее	90
Расход воды через водяные воздухонагреватели, м <sup>3</sup> /час, не менее	1,8
Расход воздуха на выходе установки, обеспечиваемый центробежным вентилятором воздухоохлаждителей, м <sup>3</sup> /час	4000 +20 %
Избыточное давление на выходе из установки, создаваемое центробежным вентилятором воздухоохлаждителей, Па, не менее	300
Масса хладагента, заправляемого в холодильную машину, кг, не более	10
Напряжения питания потребителей электроэнергии установки: – электродвигатель компрессора	110 — 380 В переменного синусоидального трехфазного тока частотой от 25 до 70 Гц соответственно, мощностью до 15 кВт
– электродвигатель осевого вентилятора	110 — 380 В переменного синусоидального трехфазного тока частотой от 25 до 70 Гц соответственно мощностью до 2,9 кВт

Характеристика	Величина
– электродвигатель центробежного вентилятора	220 В ± 5 % переменного синусоидального трехфазного тока частотой 50 Гц при номинальной мощности до 1,6 кВт
– электроприводы воздушных заслонок	24 В ± 10% постоянного тока суммарной мощностью не менее 8 Вт
– двухсекционные электрические воздухонагреватели: УКВ-31-ТП УКВ-31-ТС УКВ-31-МС	– 110 В ± 30 % пост. тока; – 220 В ± 5 % переменного синусоидального трехфазного тока частотой 50 Гц; 380 В ± 5 % переменного синусоидального трехфазного тока частотой 50 Гц. Мощность каждой из двух секций — не менее 3,0 кВт
– катушки электромагнитных клапанов (соленоидных вентилей)	110 В ± 30 % пост. тока мощностью не более 20 Вт каждая
Габаритные размеры установки, мм	2160 × 1700 × 590 ( <i>h</i> ).
Масса, кг, не более	760

*Примечание:* холодопроизводительность указана при температуре наружного воздуха  $t_{\text{нар}} = + 40 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$  и относительной влажности  $\phi_{\text{нар}} = 30 \% \pm 3 \%$  либо при температуре наружного воздуха  $t_{\text{нар}} = + 32 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$  и относительной влажности  $\phi_{\text{нар}} = 70 \% \pm 3 \%$ .

**Устройство и работа.** Принцип действия установки основан на использовании совокупности технических средств, обеспечивающих требуемую термодинамическую обработку и перемещение в нужном направлении определенного количества наружного и внутреннего воздуха с целью поддержания заданных параметров микроклимата в помещениях пассажирского вагона.

В качестве соответствующих технических средств используются парокompрессионная холодильная машина с воздухоохладителем непосредственного охлаждения, электрические и водяные воздухонагреватели и вентиляционное оборудование.

Все перечисленные средства размещены в одной горизонтальной плоскости, скомпонованы в единый автономный блок (рис. 4.5) и закреплены на несущей раме, которая обшита металлическими листами (оцинкованная жель — толщиной 1,5 мм) с на-

клеенной на них с внутренней стороны звуко- и теплоизолирующей. Нижнее днище установки двустенное, причем пространство между стенками днища также заполнено звуко- и теплоизолирующим материалом.

Установка размещается в подкрышном пространстве рабочего тамбура железнодорожного вагона и крепится к вагонным шпангоутам при помощи четырех монтажных кронштейнов, закрепленных на несущей раме и укомплектованных болтами М16 и упругими амортизаторами. Общий вид установки представлен на рис. 4.5.

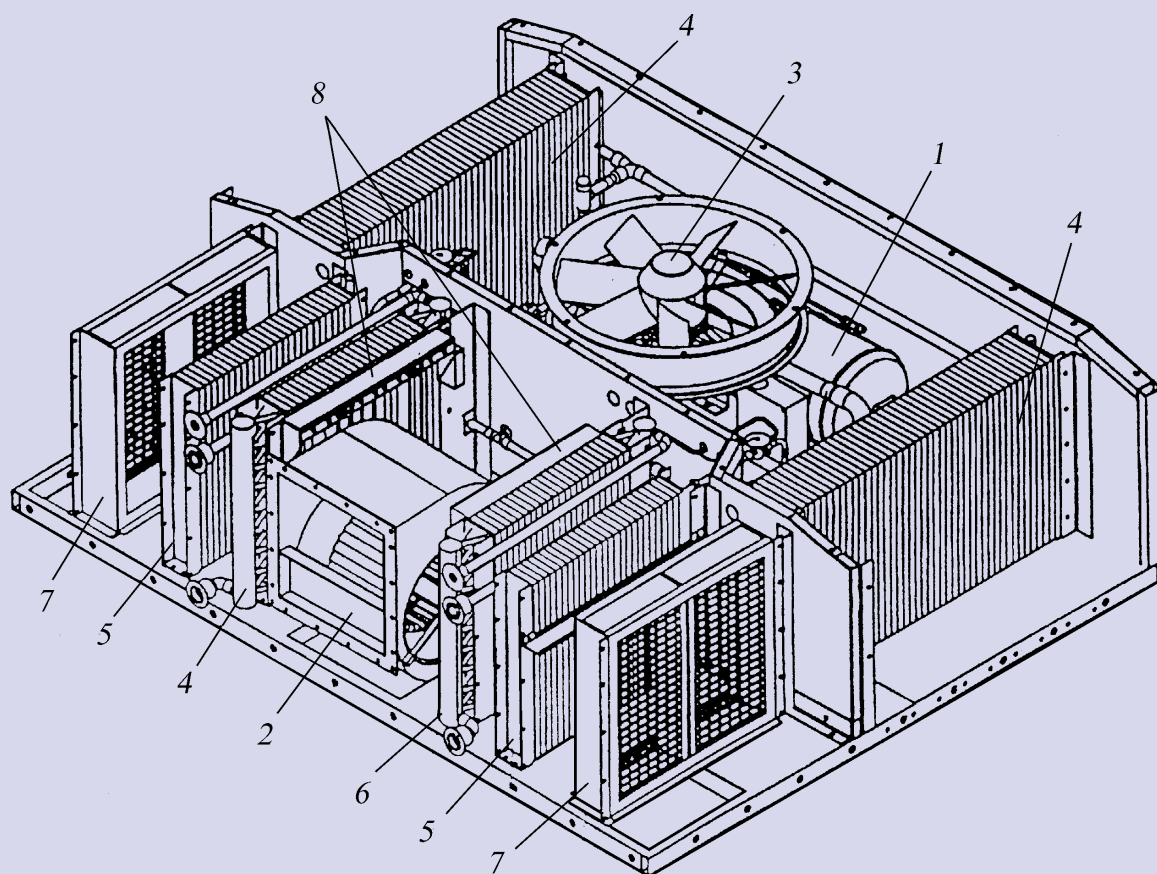


Рис. 4.5. Компоновочная схема установки: 1 — компрессор; 2 — центробежный вентилятор; 3 — осевой вентилятор; 4 — конденсатор; 5 — воздухоохладители; 6 — водяные воздухонагреватели; 7 — фильтрующие ячейки; 8 — электрические воздухонагреватели

В процессе эксплуатации установка может работать в следующих режимах:

- охлаждение воздуха внутри вагона;
- вентиляция внутреннего пространства вагона;
- подогрев воздуха внутри вагона (отопление).

При работе в режиме охлаждения задействуются холодильная машина и вентиляционное оборудование. Водяные и электрические воздухонагреватели в этом случае отключены.

Охлаждение воздуха внутри вагона производится следующим образом (см. рис. 4.4). При включенной холодильной машине под действием разряжения, создаваемого центробежным вентилятором 29, в установку через отверстия воздухоприемников внутреннего воздуха поступает рециркулирующий воздух из вагона. Одновременно через отверстия воздухоприемников наружного воздуха всасывается наружный воздух. При этом расход наружного воздуха может регулироваться с помощью воздушных клапанов с электроприводом 32. Потоки внутреннего и наружного воздуха перемешиваются в камерах смешения и смешанный поток, пройдя через фильтрующие ячейки 31 поступает в воздухоохладители 2 и 3, после чего нагнетается внутрь вагона с помощью вентилятора 29 через отверстие воздухораспределителя. Часть поданного в вагон воздуха после его прохождения по вагону вновь возвращается в установку (рециркуляционный воздух), а часть воздуха выходит наружу за счет негерметичности конструкции вагона.

Требуемая температура поверхности воздухоохладителей 2 и 3 при работе установки в режиме охлаждения обеспечивается следующим образом. Винтовой компрессор 1 холодильной машины сжимает и нагнетает пары хладагента через обратный клапан 14 в конденсаторы с воздушным охлаждением 4 и 5. В конденсаторах хладагент охлаждается потоком наружного воздуха. Наружный воздух засасывается через отверстия воздухоприемников наружного воздуха при помощи осевого вентилятора 30 и через отверстие воздуховытяжного устройства выбрасывается в атмосферу. Охлаждаемые в конденсаторах пары хладагента переходят в жидкое состояние и жидкий хладагент через открытые запорные вентили 15, фильтр-осушитель 12, смотровое стекло 11 с индикатором влажности, открытые соленоидные вентили 10 поступает на вход в термо-

регулирующие вентили 8 воздухоохлаждателей. В терморегулирующих вентилях происходит дросселирование хладагента и его давление падает от давления конденсации (нагнетания) до давления кипения (всасывания), после чего хладагент поступает в воздухоохлаждатели. В воздухоохлаждателях жидкий хладагент кипит в трубках, отводя тепло от их поверхности, а следовательно, и от охлаждаемого воздуха. Во время охлаждения воздуха часть влаги, находящейся в нем, конденсируется на наружной поверхности трубок и ребер воздухоохлаждателей. Образующийся при этом конденсат собирается в поддонах воздухоохлаждателей и сливается через отверстия в нижнем днище установки. Пары хладагента из испарителей поступают на вход в компрессор и цикл работы холодильной машины повторяется. Процесс контролируется манометрами низкого 20 и высокого 21 давления, датчиками низкого и высокого давления 22 и 23, реле высокого и низкого давлений 17 и 18, реле давления конденсации 19 и предохранительным реле давления 16.

При работе в режиме вентиляции холодильная машина и воздухонагреватели выключены и задействован только центробежный вентилятор 29 и приводы заслонок воздушных клапанов 32, которые в этом случае обеспечивают регулируемый воздухообмен в вагоне, но без термодинамической обработки воздуха.

При работе в режиме отопления могут быть задействованы как электрические 34, 35, так и водяные 6, 7 воздухонагреватели. Регулируемый воздухообмен обеспечивается с помощью воздушных клапанов 32, оборудованных заслонками с электроприводом, при этом воздух нагнетается внутрь вагона с помощью центробежного вентилятора 29; нагрев воздуха осуществляется в воздухонагревателях 6, 7, 34, 35.

Примечание. В состав установки модели УКВ-31-МС водяные воздухонагреватели не входят.

Выбор режимов работы установки (ручной или автоматический), изменение тепло- и холодопроизводительности, задание и контроль температуры воздуха внутри вагона и интенсивность воздухообмена, контроль времени наработки оборудования, фиксация и выдача информации о текущих значениях температур воздуха внутри вагона и снаружи, температуры воздуха на выходе из установки и температуры воды в отопительном котле, а также выдача информации о

возможных неисправностях, возникающих в процессе работы установки, обеспечиваются системой управления (СУ), которая является самостоятельным изделием и в состав установки не входит.

### **4.3. Шкафы-холодильники вагонов-ресторанов и охладители питьевой воды**

#### **4.3.1. Шкафы-холодильники**

Современные вагоны-рестораны для хранения скоропортящихся пищевых продуктов оборудованы шкафами-холодильниками с компрессионными холодильными установками. Новые пассажирские вагоны снабжены охладителями питьевой воды. Холодильные установки шкафов-холодильников и охладителей воды представляют собой самостоятельные агрегаты, не связанные между собой и с холодильными установками систем кондиционирования воздуха. Но конструктивно эти установки между собой очень схожи и работают по одному и тому же принципу. Много общего и в основных правилах технического обслуживания и ремонта этого холодильного оборудования.

В связи с тем, что в вагоне-ресторане должна быть сравнительно широкая номенклатура скоропортящихся продуктов питания, требующих различных режимов хранения, предусмотрено несколько групп шкафов-холодильников с компрессорными установками, работающими на хладоне R12.

Группа 1 состоит из трех холодильных камер: две камеры объемом по 332 и 175 л, для хранения продуктов, не требующих заморозки, и камера с морозилкой в раздаточном отделении вагона для приготовления пищевого льда. Охлаждение трех камер осуществляется холодильной установкой производительностью 0,5 кВт при температуре испарения  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и максимальной температуре окружающего воздуха  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Первые две камеры рассчитаны на поддержание в них режима  $2\text{—}6\text{ }^{\circ}\text{C}$  при температуре окружающего воздуха  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Морозильная камера снабжена четырьмя ванночками, рассчитанными на разовое приготовление по 800 г льда в виде кубиков размером  $35 \times 35 \times 35\text{ мм}$ .

Компрессорный агрегат с электродвигателем расположен в кухне. Подвод свежего воздуха для обдува конденсатора осуществля-



ется снизу через защитную решетку. При температуре окружающего воздуха ниже  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  это отверстие закрывается специальными створками. Агрегат оборудован регулятором давления всасывания (прессостатом), включающим или отключающим агрегат в зависимости от давления в холодильной установке. Путем перенастройки регулятора можно изменять температуру во всех трех охлаждаемых секциях. Кроме того, агрегат снабжен маноконтроллером (реле максимального давления), который выключает компрессорный агрегат при недопустимо высоком давлении.

Группа 2 состоит из двух камер: камеры объемом 610 л на кухне и камеры, сделанной в виде шкафа в раздаточной. Охлаждение обеих камер обеспечивает одна холодильная установка производительностью около 0,75 кВт при температуре испарения  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и максимальной температуре окружающего воздуха  $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Обе камеры рассчитаны на поддержание режима  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$  при температуре окружающего воздуха  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Компрессорный агрегат имеет электрический привод с двигателем постоянного тока мощностью 1,2 кВт. На всасывающей стороне компрессор оборудован регулятором давления, а на стороне конденсации — маноконтроллером.

Группа 3 состоит из двух секций: шкафа в раздаточной, верхняя часть которого объемом около 300 л с температурным режимом  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а нижняя вместимостью около 380 л с режимом от  $-9$  до  $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; шкафа объемом около 135 л в буфете для кондитерских товаров, рассчитанного на температурный режим  $+6\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  при температуре окружающего воздуха  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Компрессорный агрегат имеет то же оборудование, что и компрессор двух первых групп.

Группа 4 расположена в конце вагона, где имеется ручной тормоз. Она состоит из двух шкафов объемом 1065 и 580 л для хранения скоропортящихся продуктов. Оба шкафа рассчитаны на поддержание температуры от  $+1$  до  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  при  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$  окружающего воздуха.

Холодильники вагонов-ресторанов постройки заводов Германии имеют пять самостоятельных установок с холодильными агрегатами и емкостями для продуктов. В I и III установках применен холодильный агрегат типа LG-60 холодопроизводительностью 480 ккал/ч. Поршневой компрессор типа G этого агрегата имеет частоту вращения вала  $7,5\text{ с}^{-1}$  (450 об/мин) и соединен с электро-

двигателем мощностью 0,8 кВт через клиноременную передачу двумя ремнями. Поверхность охлаждения конденсатора 5,1 м<sup>2</sup>. В установках II, IV и V применен холодильный агрегат типа LF-90 холодопроизводительностью 0,75 кВт (650 ккал/ч) с поршневым компрессором, имеющим частоту вращения вала 5,2 с<sup>-1</sup> (320 об/мин). С электродвигателем мощностью 1,2 кВт компрессор соединен передачей с — тремя клиновыми ремнями. Поверхность охлаждения конденсатора 7,2 м<sup>2</sup>. Конденсатор холодильного агрегата охлаждается наружным воздухом, засасываемым вентилятором через жалюзи и выбрасываемым из вагона через специальное отверстие. Каждый холодильный агрегат соединен медными трубами с несколькими испарителями, установленными в камерах для охлаждения продуктов питания. Камеры теплоизолированы и облицованы внутри стальными оцинкованными листами.

Установка I предназначена для охлаждения двух камер объемом 328 и 164 л в кухне и одной около 4 л для приготовления пищевого льда в раздаточном отделении. Испарители двух первых камер соединены последовательно и имеют один общий ТРВ, установленный в одной из них. Температура внутри камер поддерживается + 2 + 6 °С, в камере для приготовления льда поддерживается минусовая температура с помощью отдельного ТРВ.

Холодильная установка II охлаждает шкафы объемом 610 л в кухне и 112 л в раздаточном отделении. Три испарителя (два из них в кухонном шкафу) соединены последовательно и работают от одного ТРВ, поддерживающего температуру + 2 + 6 °С.

Установка III предназначена для охлаждения шкафа объемом 764 л, установленного в раздаточном отделении, и шкафа для ликера объемом 135 л в буфете. Два испарителя в шкафу раздаточного отделения соединены последовательно и имеют общий ТРВ, поддерживающий температуру + 2 + 6 °С. В ликерном шкафу имеется свой испаритель и ТРВ, а температура в нем поддерживается – 6 + 10 °С.

Холодильная установка IV охлаждает два подвагонных ящика: объемом 480 л для мяса и 346 л для рыбы. В каждом из этих ящиков имеется по два испарителя с ТРВ и аккумулятором холода, соединенным последовательно с испарителями. Температура в ящике для мяса поддерживается от + 1 до + 3 °С, а в ящике для рыбы — от – 1 до – 3 °С.

Установка V охлаждает три подвагонных ящика объемом 620, 504 и 247 л для хранения продуктов питания и напитков. В ящиках емкостью 620 и 247 л установлено по два испарителя и одному аккумулятору холода. В ящике емкостью 504 л установлены только два аккумулятора холода без испарителя. Каждый ящик имеет свой ТРВ. Температура во всех ящиках поддерживается на уровне + 10 — + 12 °С.

В некоторых вагонах-ресторанах постройки заводов Германии последнего выпуска применены холодильные установки, отличающиеся от описанных выше. Например, объем кухонных ящиков в установке I несколько увеличен, изменено расположение холодильных агрегатов. Кроме того, установки III и V могут работать только при выключенной кофеварке, которая имеется в этих вагонах.

#### 4.3.2 Водоохладители

Водоохладитель ТW К-10-3 вагонов Германии вмонтирован в металлический каркас заодно с мойкой. По высоте каркас разделен на четыре отсека: в нижнем на раме установлены компрессор, фильтр-осушитель, электровентилятор конденсатора и другие узлы холодильной установки. В следующем отсеке для рабочих нужд проводника смонтирована раковина-мойка с отводящим патрубком и подводом горячей и холодной воды через вентили. Выше установлен резервуар охладителя объемом 15 л, над которым закреплен бак, вмещающий 40 л кипяченой воды. Уровень воды контролируется по мерному стеклу, а пополнение из кипятивника осуществляется по трубке. В верхней части бака имеется горловина для пополнения воды вручную из переносной емкости в случае выхода из строя кипятивника.

Принципиальная схема холодильной установки SLC-16-ТА, используемой в водоохладителе ТWК-10-3, состоит из компрессора с клиноременным приводом от электродвигателя 13 вентилятора конденсатора. Компрессор на стороне всасывания имеет всасывающий вентиль ВЗ, на стороне нагнетания-нагнетательный В2. Как и в холодильной установке системы кондиционирования воздуха, сжиженный хладон из конденсатора стекает в ресивер, оборудованный на стороне выхода вентилем В1. Осушка хладона происходит в фильтре-осушителе. Дозировку подачи хладагента в испаритель осуществляет терморегулирующий вентиль В4, установленный на жидкостной трубе испарителя. Автоматическое включение и

выключение холодильной установки осуществляется термостатом в зависимости от температуры воды в охладителе. Подача кипяченой воды в охладитель происходит из резервуара, куда вода закачивается ручным насосом непосредственно из кипятильника. Раздача охлажденной воды происходит через кран, на подводящей трубе которого предусмотрен разобшительный вентиль. Излишки воды стекают по сливной трубе, примыкающей к аналогичной по назначению трубе мойки. Некоторые купированные вагоны оборудованы одновременно охладителем питьевой воды и холодильником для продуктов питания, которые работают от одного холодильного агрегата холодопроизводительностью 0,7 кВт (600 ккал/ч) с ротационным компрессором, снабженным клиноременным приводом от электродвигателя мощностью 0,8 кВт.

## ГЛАВА 5. ХЛАДОНОВЫЕ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

### 5.1. Основные характеристики хладонových холодильных установок

Хладонные холодильные установки рефрижераторного подвижного состава должны удовлетворять следующим технико-эксплуатационным требованиям:

обеспечивать поддержание в грузовом помещении вагона заданной, контролируемой и оптимальной для данного рода груза температуры; создавать при необходимости заданную скорость охлаждения грузов, предъявленных к погрузке в неохлажденном виде;

обеспечивать эффективную циркуляцию воздуха внутри грузового помещения и требуемую равномерность температуры; выдерживать высокие ускорения и вибрации; иметь унифицированную и технологичную в изготовлении и ремонте конструкцию;

иметь большие межремонтные периоды работы при невысокой стоимости изготовления и эксплуатации;

обеспечивать высокую экономичность использования энергоресурсов для питания оборудования.

Особое значение имеет обеспечение высокой надежности энергохолодильного оборудования в связи с особенностями эксплуатации рефрижераторного подвижного состава (невозможность доступа к холодильному оборудованию во время движения, высокая стоимость перевозимых грузов).

Основные характеристики хладонных холодильных установок рефрижераторного подвижного состава приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Характеристика энергохолодильного оборудования	Значения параметров для 5-вагонной секции	
	ZB-5	PC-4
Мощность дизель-генераторов, кВт	154; 13,2*	200**
Число дизель-генераторов, шт.	3	2
Число холодильных установок	8	8
Общая холодопроизводительность установок, кВт	83,72	167,44

Характеристика энергохолодильного оборудования	Значения параметров для 5-вагонной секции	
	ZB-5	PC-4
Условный холодильный коэффициент	0,544	0,837
Удельная холодопроизводительность, кВт/т: на единицу максимальной грузоподъемности на единицу грузопместимости	0,51 0,57	0,91 1,02
Расчетные температуры внутри вагона, °С	- 18 ÷ 14	- 20 ÷ 14

\* Вспомогательный дизель-генератор.

\*\* Допускается установка двух дизель-генераторов мощностью 75 кВт.

При совершенствовании холодильного оборудования рефрижераторных вагонов учитываются требования понижения минимальной температуры в грузовом помещении и расширения диапазона работоспособности при наблюдающихся температурах атмосферного воздуха. Это приводит к необходимости увеличения холодопроизводительности холодильных машин и мощности энергетических установок, применения двухступенчатого сжатия в компрессорах. Расширяется применение блочных и агрегатированных конструкций оборудования. Вместе с тем совершенствование теплоизоляционных качеств кузовов рефрижераторных вагонов и систем циркуляции воздуха в грузовых помещениях позволяет не закладывать больших резервов при расчете холодопроизводительности установок и снизить расход мощности на привод вентиляторов для обдувания испарителей.

## 5.2. Холодильные установки секции ZB-5 и APB

В каждом грузовом вагоне 5-вагонной секции типа ZB-5 и автономном рефрижераторном вагоне постройки завода в г. Дессау имеется по два машинных отделения, в верхней части которых на торцевой стене грузового помещения смонтирована холодильно-отопительная установка.

Холодильные установки секций ZB-5 и APB выгодно отличаются применением полугерметичных бессальниковых компрессоров, большей холодопроизводительностью и работоспособностью, агрегатным и блочным исполнением ряда узлов и более совершенной системой автоматики.

### 5.2.1. Холодильно-нагревательный агрегат FAL-056/7

Рефрижераторные вагоны оборудуют двумя холодильно-нагревательными агрегатами FAL-056/7, размещенными под крышей вагона в машинных отделениях (рис. 5.1).

Агрегаты, установленные на секциях ZB-5, взаимозаменяемые с агрегатами автономных вагонов.

Холодопроизводительность агрегата при температурах воздуха на входе в конденсатор  $+36\text{ }^{\circ}\text{C}$  и на входе в испаритель, не покрытый инеем,  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  составляет  $4,7 \pm 0,282\text{ кВт}$ ; мощность нагревательных элементов  $6\text{ кВт}$ .

Предельная температура окружающей среды при работе агрегата на охлаждение составляет  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  и на отопление  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Заправляемое количество хладагента—хладона R12 составляет  $15\text{ кг}$ , хладонового масла  $6,25\text{ кг}$ . Максимальная потребляемая мощность агрегата  $12,5\text{ кВт}$ . Агрегат FAL-056/7 выполнен с медными теплообменными аппаратами и стальной оцинкованной рамой. Масса одного агрегата  $855\text{ кг}$ .

Ранее рефрижераторные вагоны оборудовали холодильно-нагревательными агрегатами с теплообменными аппаратами, изготовленными из алюминия. Однако более легкая конструкция агрегата имела недостаточную надежность в эксплуатации, что послужило основной причиной замены выполненных из алюминия конденсатора, воздухоохладителя, и трубопроводов на медные.

Холодильно-нагревательный агрегат состоит из трех основных частей: компрессорно-конденсаторная часть холодильной установки 2 (в машинном отделении 1); воздухоохладитель 4 холодильной установки с электронагревательными элементами (в грузовом помещении б); электрический приборный ящик 5 (в машинном отделении 1).

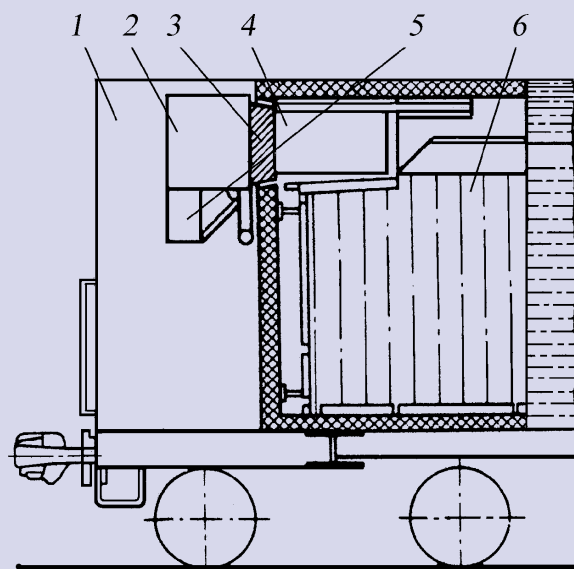


Рис. 5.1. Размещение холодильного агрегата в вагоне

Компрессорно-конденсаторная часть агрегата и воздухоохладитель разделены между собой изолирующей плитой 3 из полиэфирной смолы, заполненной пенополистиролом, которая закрепляется в зоне установочного проема торцевой стены грузового помещения:

Рациональное расположение узлов и деталей позволяет за короткое время производить техническое обслуживание, контроль и ремонт.

Агрегат FAL-056/7 (рис. 5.2) работает автоматически в зависимости от задаваемых температурных параметров (на секции ZB-5, пре-

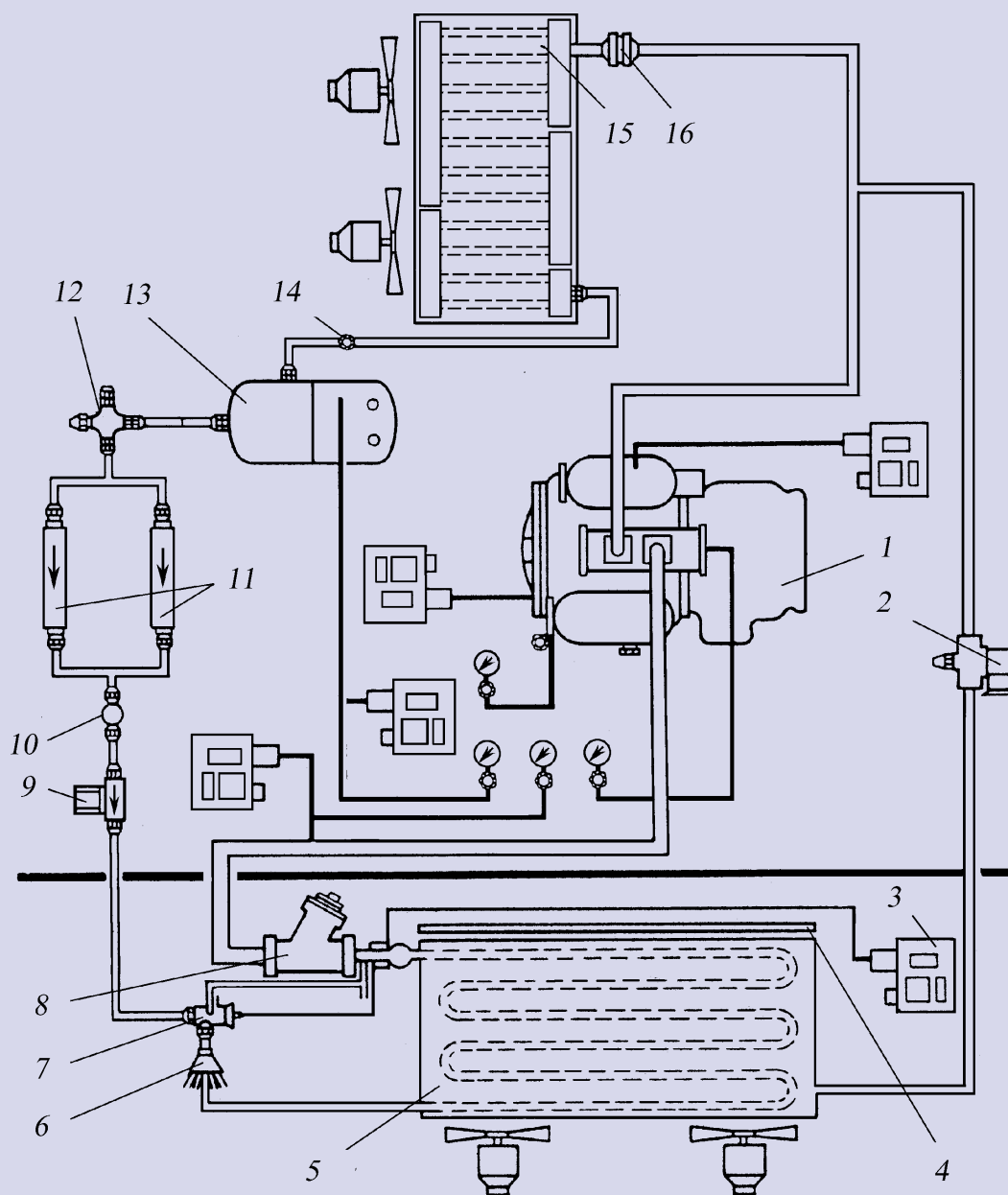


Рис. 5.2. Схема холодильной установки FAL-056/7



дусмотрено также ручное управление). При этом он может обеспечивать работу в трех режимах: охлаждение, оттаивание, отопление.

**Режим охлаждения.** После включения холодильного агрегата в режиме охлаждения компрессор с задержкой времени в течение 6 мин, необходимой для выравнивания давления нагнетания, начинает работать на байпасном режиме до открытия автоматического запорного вентиля.

После того, как создано в компрессоре давление смазки 0,1 МПа, автоматический запорный клапан переключает компрессор с работы на байпасном режиме на режим нормальной работы. При этом компрессор 1 отсасывает пары хладагента из испарителя 5 через регулятор пуска 8, сжимает их от давления всасывания до промежуточного давления в трех цилиндрах низкого давления, а затем — от промежуточного давления до давления конденсации в цилиндре высокого давления. Горячие пары хладагента под высоким давлением и температурой по нагнетательному трубопроводу через обратный клапан 16 поступают в конденсатор 15, где охлаждаются, а затем конденсируются, превращаясь в жидкость за счет отдачи своего тепла продуваемому через конденсатор вентиляторами воздуху. Жидкий хладагент из конденсатора 15 через ручной запорный клапан 14 поступает в ресивер 13 и далее через угловой клапан 12, параллельно установленные фильтры-осушители 11, индикатор влаги 10, жидкостной магнитный клапан 9 — к терморегулирующему клапану 7. Терморегулирующий клапан в зависимости от перегрева хладагента на выходе из испарителя 5 регулирует подаваемое в испаритель количество хладагента. Здесь давление жидкого хладагента снижается до давления испарения. Затем через распределитель 6 жидкий хладагент поступает в испаритель 5. Охлаждаемый воздух направляется в грузовое помещение. Холодный пар, образовавшийся при кипении хладагента, отсасывается компрессором и цикл повторяется.

**Режим оттаивания.** В процессе работы холодильной установки внешняя поверхность испарителя покрывается инеем — образуется снеговая шуба, которую периодически через 11 ч работы «снимают», т.е. производится оттаивание испарителя за счет подачи в него горячих паров хладагента. Периодичность включения и отключения процесса оттаивания осуществляется программным механизмом — часами, и конец оттайки дополнительно контролируется термостатом 3.

Образование снеговой шубы на воздухоохладителе ухудшает процесс теплообмена. Так, например, слой инея толщиной более 5 мм значительно уменьшает холодопроизводительность холодильно-нагревательной установки. При этом увеличивается потребление электрической энергии, компрессор работает практически вхолостую. В этом случае говорят: холодильная машина работает сама на себя.

В начале работы холодильной установки в режиме оттайки открывается магнитный вентиль 2 на линии оттайки, включаются вентиляторы испарителя, конденсатора и закрывается жидкостной магнитный вентиль 9. При этом горячие пары хладагента от компрессора 1 через открытый магнитный вентиль 2 на линии оттайки подаются в испаритель 5, производя оттаивание «шубы», и далее по всасывающему трубопроводу через регулятор пуска 8 поступают обратно в компрессор 1. Цикл оттаивания происходит в течение 1 ч, предусмотренного часовым механизмом, но может быть, ограничен, если температура в испарителе повысится до 14 °С и сработает термостат окончания оттаивания 3. При работе на вагоне двух холодильных агрегатов их оттаивание производится одновременно. Вода, образуемая при таянии снеговой «шубы», отводится за пределы вагона.

**Режим отопления.** При необходимости отопления грузового помещения вагона включается электропечь 4, состоящая из трех электронагревательных элементов по 2 кВт каждый и расположенная в торце агрегата со стороны испарителя. Одновременно включаются вентиляторы испарителя, обеспечивающие подачу нагретого воздуха в грузовое помещение.

При достижении установленной температуры электропечь автоматически выключается, но вентиляторы продолжают работать, обеспечивая равномерное перемешивание воздуха в грузовом помещении.

Включение и выключение холодильной установки в процессе ее работы происходят автоматически. Предварительно в зависимости от рода перевозимого груза с помощью режимных переключателей устанавливаются требуемый в грузовом помещении температурный режим, в соответствии с которым установка периодически включается и отключается. При необходимости можно осуществлять и ручное управление.

После получения электрического сигнала от термореле автоматический пуск установки осуществляется в такой последовательности. Подается напряжение в цепь управления вентиляторами конденсатора (работой вентиляторов управляет прессостат). Одновременно начинает работать реле времени (с выдержкой 1,5—4 мин) и открывается электромагнитный вентиль на линии оттаивания для выравнивания давлений. По истечении выдержки времени включается компрессор и открывается электромагнитный вентиль подачи жидкого хладагента из ресивера к терморегулирующему вентилю, а электромагнитный вентиль на линии оттаивания закрывается. При достижении давления конденсации 1 МПа прессостат включает вентиляторы конденсатора, при снижении давления до 0,6 МПа — отключает их.

При достижении в грузовом помещении нижнего заданного регулятором значения температуры воздуха установка выключается в следующем порядке: отключается компрессор (вентиляторы испарителя продолжают работать), закрывается электромагнитный вентиль и при снижении давления в конденсаторе ниже 0,6 МПа отключаются вентиляторы конденсатора срабатывающим прессостатом. Когда температура воздуха в грузовом помещении повысится до верхнего заданного предела, холодильные установки опять включаются и рабочие циклы повторяются. Если давление в холодильном агрегате превысит 1,6 МПа, срабатывает прессостат 9 и происходит отключение компрессора. Как только давление в агрегате снизится до 1,4 МПа, компрессор автоматически включится.

Холодильные установки FAL-056/7 оборудуются прессостатом наименьшего давления всасывания. При снижении давления всасывания до – 0,05 МПа прессостат отключает компрессор, не допуская его работы без смазки.

Аварийное выключение установки термостатом 10 происходит при температуре картера компрессора –20 °С.

Работа установки при низких температурах наружного воздуха обеспечивается следующим образом. При температуре картера компрессора до –20 °С холодильная установка включается обычным порядком. Если температура картера ниже, то термостат 10 включает электронагреватель 30 и после достижения в масляной ванне температуры – 15 °С установка может быть включена. Режи-

мы работы холодильной установки контролируют: мановакуумметр давления всасывания, манометр давления масла, манометр промежуточного давления, манометр высокого давления.

Пополнение системы хладагентом R12 производят через патрубок с запорным вентилем, маслом — через вентиль компрессора.

### 5.3 Холодильные установки секций 5-БМЗ

Рефрижераторные секции, выпускавшиеся Брянским машиностроительным заводом, оборудованы холодильной установкой ВР, состоящей из двух холодильных машин и блока электронагревателей, которые работают одновременно или поочередно. При этом каждая из машин обеспечивает 75 % максимальной нагрузки вагона по холоду. Эксплуатируют установки на двух режимах охлаждения перевозимого груза, на режиме его обогрева, а также на режиме снятия «снеговой шубы» с поверхности испарителя. Технические данные характерных режимов работы установки приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Режим работы	Объект перевозки	Температура, °С		Холодопроизводительность, кВт (не менее)	Потребляемая мощность, кВт
		наружного воздуха	в грузовом помещении		
I-охлаждение	Мороженые грузы	+36	До -20	13,2	20,0
II-охлаждение	Овощи и фрукты	+36	+4 и выше	25,1	25,4
III-обогрев	Холодочувствительные грузы	От +4 до -45	От +4 до +14	—	14,0

Холодильные машины установок типа ВР выполнены с одноступенчатым повышением давления и регенерацией; в теплообменнике рабочее тело R12. Принципиальная тепловая схема машины приведена на рис. 5.3. При работе в режимах охлаждения компрессор 1 сжимает холодные пары хладагента и нагнетает горячие пары в конденсатор 13 с принудительным воздушным охлаждением, которое обеспечивает осевой вентилятор 14. Последний забирает охлаждающий воздух снаружи вагона через окно в боковой стене машинного отделения и удаляет через окно в противоположной стене.

Окна оборудованы регулируемыми жалюзи, степень открытия которых устанавливают вручную в зависимости от температуры наружного воздуха перед пуском машины.

Из конденсатора жидкий хладон стекает в ресивер 15, а далее в регенеративный теплообменник 10, где переохлаждается парами хладона, отсасываемыми из испарителя-воздухоохладителя 9. На линии жидкого хладона установлен комбинированный фильтр-осушитель 11 сетчатого типа. После регенеративного теплообменника хладон поступает к терморегулирующему вентилю 6, а далее через распределитель («паук») 8 к испарителю. Осевыми вентиляторами 7 охлажденный в испарителе воздух подается в грузовое помещение вагона.

Контроль за работой компрессора и его защиту обеспечивают манометры 4, реле давления смазки 16, реле минимального давления хладона на всасывании 2 и максимального давления на нагнетании 17 автоматический регулятор давления 3, объемный расходомер 12, обратный клапан 18. На всасывающей и нагнетательной линиях компрессора установлены запорные вентили; разгрузку компрессора при пуске производят включением байпасного вентиля 19.

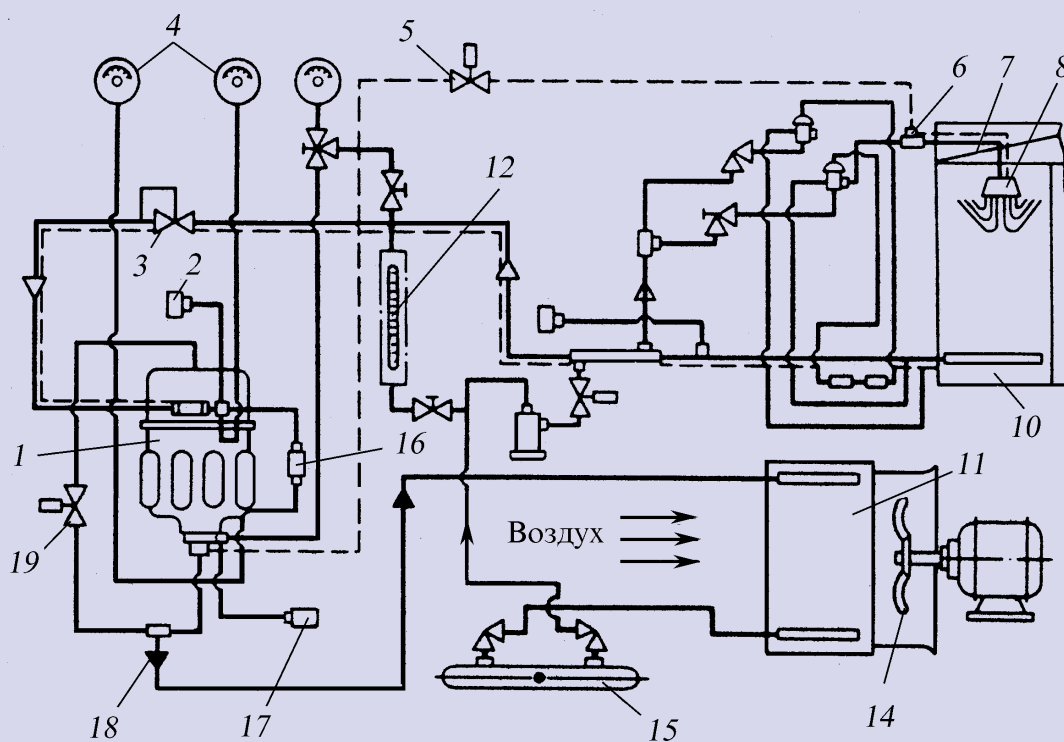


Рис. 5.3. Тепловая схема холодильной машины типа ВР

Снятие с поверхности испарителя «снеговой шубы» выполняют подачей горячих паров хладона по линии оттаивания от компрессора к испарителю через соленоидный вентиль 5. Управление процессов оттаивания дистанционное.

Установка ВР-1М состоит из двух холодильных машин, работающих одновременно или отдельно. Это позволяет регулировать холодопроизводительность простым и надежным способом и обеспечить сохранность груза даже при выходе из строя одной из машин.

Испаритель-воздухоохладитель 1 (рис. 5.4) и электронагреватель 2 скомпонованы в один блок и находятся в грузовом помещении вагона около перегородки к машинному отделению. Компрессорно-конденсаторные агрегаты 3 размещены один над другим на специальной раме. Каждый из них при необходимости может быть быстро заменен. В одну холодильную машину входят один компрессорно-конденсаторный агрегат, половина сдвоенного испарителя, щиты с приборами и манометрами.

Компрессорно-конденсаторный агрегат объединяет бессальниковый компрессор типа 2ФУУБС18, конденсатор, ресивер, теплообменник, фильтр-осушитель, вентилятор с электродвигателем, реле давления в системе смазки, электромагнитные клапаны, обратный

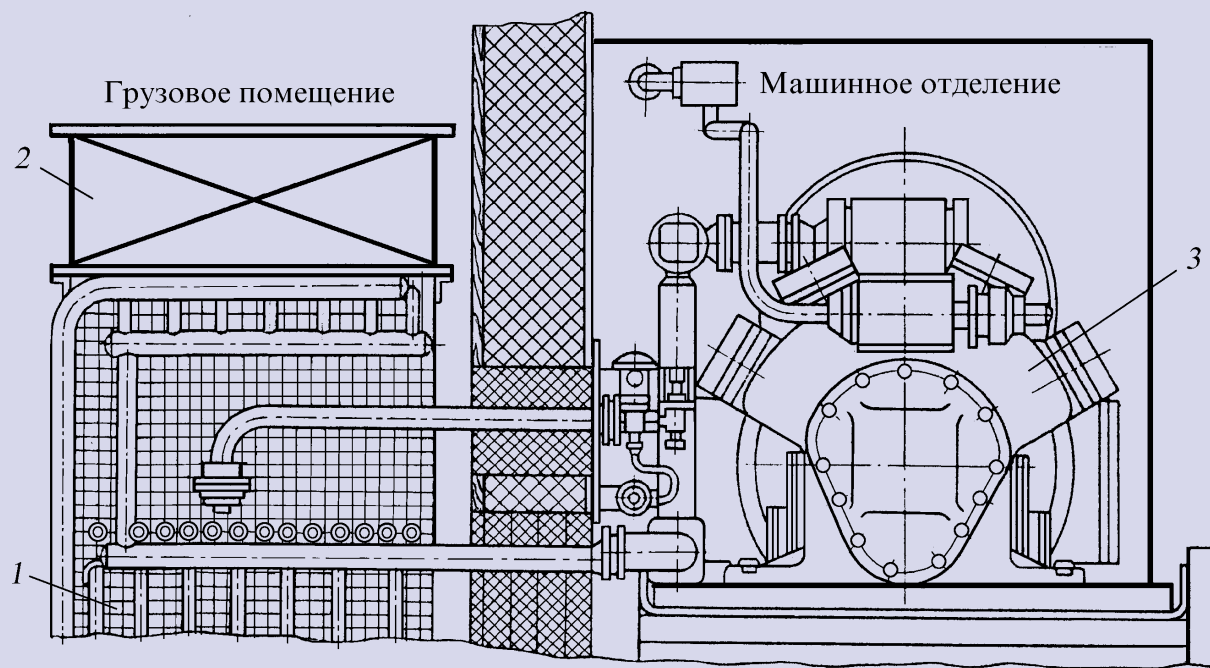


Рис. 5.4. Схема размещения в вагоне холодильной установки ВР-1М

клапан, запорную арматуру, автоматический регулятор давления, соединительные трубопроводы. Все узлы агрегата смонтированы на общей раме.

Испарители обеих холодильных машин объединены в один блок так, что все нечетные ряды по ширине блока принадлежат одному испарителю, все четные — другому. Такая конструкция обеспечивает одинаковые условия работы обоих испарителей и позволяет использовать суммарную теплопередающую поверхность ребер при работе одной машины. Над испарителями расположены два вентилятора, которые нагнетают холодный или теплый воздух (до 14000 м<sup>3</sup>/ч) в воздухопровод грузового помещения вагона. Скорость прохождения воздуха через испаритель 8 м/с.

Холодильная машина имеет регулятор потребляемой мощности. Это автоматический регулятор (дрессель) давления «после себя» типа АДД-40М, который поддерживает давление всасывания не выше заданной величины — от 0,035 до 0,20 МПа. Для облегчения пуска компрессора и разгрузки электродвигателя предусмотрена возможность перепуска паров хладагента R12 из нагнетательного трубопровода в испаритель по байпасной линии с электромагнитным вентилем. Обратный клапан на нагнетательном трубопроводе перед конденсатором препятствует перетеканию хладагента с нагнетательной стороны во всасывающую, что обеспечивает разгрузку компрессора при пуске.

Оттаивание инея с испарителя производится, как обычно, горячими парами хладагента R12, конденсат стекает в поддон и отводится из вагона.

Заданные температурные режимы в грузовом помещении поддерживаются автоматически. Установка имеет реле высокого давления типа РД-2Б-03 и низкого давления типа РД-1Б-01, обеспечивающие автоматическое её отключение и подачу соответствующего сигнала на щит управления в дизельном вагоне в случае недопустимого повышения давления на стороне нагнетания или чрезмерного его падения на стороне всасывания. Реле типа РКС-1Б-01 обеспечивает подачу сигнала в случае падения давления в системе смазки каждого компрессора ниже заданного предела.

Пределы настройки приборов автоматики следующие: реле низкого давления настраивается на выключение при – 0,03 МПа и вклю-

чение при 0,01 МПа. реле высокого давления — на выключение при 1,4 МПа и включение при 1,15 МПа; автоматический регулятор АДД-40М настраивается на 0,09 МПа; реле контроля режима смазки — на давление отключения 0,05 МПа (допускается работа компрессора при давлении ниже настройки реле не более 15 минут).

Управление работой холодильных установок ведется из дизельно-служебного вагона секции, где расположен щит управления, на который подаются сигналы о режимах работы оборудования. Включать установки можно и со щитов, имеющихся в машинных отделениях грузовых вагонов.

Оттаивание испарителя в секциях первых выпусков производилось электронагревателем мощностью 5 кВт. Испаритель при этом отъединялся от грузового помещения заслонками на входе и выходе воздуха. Рукоятки этих заслонок выведены в машинное отделение. В секциях РС-4 оттаивание производится горячими парами хладагента. При этом не происходит сильного повышения температуры воздуха в грузовом помещении, как при оттаивании электронагревателями, что позволило убрать заслонку, перекрывающую вход в воздухоохладитель. На рефрижераторные секции РС-4 с централизованной системой управления холодильно-отопительными установками, в которой командно-контрольное устройство выполнено в виде одного программного реле времени (вместо ранее применявшихся восьми на секцию).

При перевозках скоропортящихся грузов в рефрижераторных вагонах необходимо точно поддерживать температурный режим. Для многих видов грузов допустимые колебания температуры не должны превышать 3 °С.

В 5-вагонных секциях БМЗ применяются полупроводниковые терморегуляторы ПТР. В каждом грузовом вагоне установлены два датчика, управляющих работой холодильных установок и электропечей. На секциях РС-4 применяются полупроводниковые двухпозиционные регуляторы ПТР-2М со ступенчатой уставной температурой включения и отключения холодильных машин и электропечей на пять режимов, задаваемых с помощью переключателя (табл. 5.3).

Приборы размещены в машинных отделениях вагонов, а датчики — в грузовых помещениях. Погрешность регулирования температуры при каждом положении переключателя  $\pm 0,75$  °С. Недоста-



ток этих приборов — невзаимозаменяемость датчиков, а также невозможность работы одного и того же прибора в режимах и охлаждения, и отопления вагонов.

Холодильную установку проверяют на прочность и герметичность. Компрессорно-конденсаторный агрегат и испаритель испытываются хладоном R12 или смесью его с сухим азотом (воздухом) при температуре не выше +30 °С давлением 1,25 МПа с выдержкой под водой в течение 1 ч. Появление газовых пузырей не допускается. Плотность этих агрегатов проверяют с помощью галоидной лампы при давлении хладагента в системе не ниже 0,4 МПа.

Холодильную установку заправляют хладоном R12 в количестве  $70 \pm 3$  кг (в каждый агрегат  $35 \pm 1,5$  кг), смазочным маслом 22 кг (по 11 кг в каждую).

Таблица 5.3

Положение переключателя прибора ПТР-2М	Температурный режим в вагонах, °С			
	при охлаждении		при отоплении	
	Включение	Отключение	Включение	Отключение
I	+13	+11	+ 11	+ 13
II	+ 6	+ 3	+ 3	+ 6
III	0	- 3	- 3	0
IV	- 9	- 12	- 12	- 9
V	- 17	- 20	- 20	- 17

ХФ12-16 в количестве  $18 \pm 0,4$  кг (из них по  $5,5 \pm 0,2$  кг в каждый компрессор и по  $3,5 \pm 0,2$  кг в каждый ресивер).

Рефрижераторные секции РС-4 отличаются от секций РС-1 увеличенным объемом грузового помещения вагона (более  $110 \text{ м}^3$  против  $108 \text{ м}^3$ ) и допустимой нагрузкой на ось (22 т против 21 т).

Эти секции оборудованы серийными холодильно-отопительными установками типа ВР-1М, работа которых полностью автоматизирована, за исключением процесса оттаивания. В грузовых помещениях вагонов обеспечивается минимальная температура  $-20$  °С при наружной температуре  $+40$  °С или  $+14$  °С при наружной  $-50$  °С. Повышение эффективности работы холодильных установок достигнуто благодаря улучшению теплотехнических свойств кузова вагонов, а также снижению теплопритоков от работающих венти-

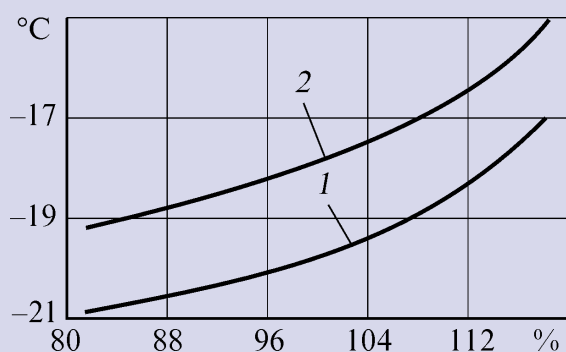


Рис. 5.5. Изменение температуры в грузовом вагоне рефрижераторной секции РС-4 в зависимости от тепловой нагрузки

График 1 соответствует работе одного вентилятора-циркулятора, график 2 — двух вентиляторов.

Централизованная система регулирования и управления основана на применении электронных показывающих и самопишущих приборов. Предусмотрены следующие режимы работы холодильно-нагревательной установки: «Холод», «Тепло», «Оттаивание», «Вентиляция». Выбор режима работы установок и уровня поддерживаемых в вагонах температур производит механик с помощью соответствующих переключателей на блоке управления в зависимости от рода перевозимого груза и наружной температуры. Дистанционное управление (из дизельного вагона) может быть как ручным, так и автоматическим. Механик также определяет для каждого вагона уставку регулирования температуры. Задатчик температур имеет 11 положений в диапазоне  $-20 \div +20$  °C. В схеме предусмотрена световая и звуковая сигнализация об отклонениях температуры в грузовом помещении от заданной без передачи команды на исполнительное устройство.

При автоматическом управлении заданный режим работы холодильно-отопительных установок поддерживается без вмешательства обслуживающего персонала. Переключатель управления установкой переводят в положение автоматического регулирования. При этом включаются два показывающих прибора и программно-временной блок, который обеспечивает контроль температуры в заданной последовательности в каждом вагоне. В блоке приборов

ляторов-циркуляторов. Холодопроизводительность одной установки 20,9 кВт при  $t_0 = -15$  °C;  $t_k = +30$  °C.

Изменение минимальной температуры в вагоне при наружной  $+40$  °C в зависимости от тепловой нагрузки показано на рис. 5.5 (по оси ординат указаны значения температуры в вагоне, по оси абсцисс — тепловая нагрузка в % по сравнению с расчетной).

происходит сравнение измеренной температуры с заданной (уставной) или сравнение замеров температур в двух точках (проверяется температура в следующих точках: средняя зона грузового помещения, вход и выход воздуха из испарителя; при оттаивании испарителя — температура хладагента R12). Если разница температур выходит за установленные пределы, происходит переключение контактов сигнального устройства и срабатывают соответствующие исполнительные реле. В зависимости от знака отклонения температуры выдается сигнал на включение или отключение установок. Программно-временной блок обеспечивает включение и отключение холодильной установки в заданной технологической последовательности. Диапазон регулирования (отклонение температуры) определяется настройкой сигнальных устройств и в эксплуатации регулировке не подлежит. Погрешность срабатывания на включение или отключение оборудования не превышает 0,5 °С. Система регулирования отличается уменьшенным количеством цепей управления и реле. Управление работой холодильно-нагревательного и вентиляционного оборудования по перепаду температур в отдельных точках грузового помещения позволило улучшить поддержание температурных режимов и снизить неравномерность температурного поля в вагонах.

В секции РС-4, как и в предыдущих моделях, применены три независимые системы контроля температуры воздуха в грузовых помещениях. Две системы централизованные из дизельного вагона: одна — с показывающими приборами (выборочный дистанционный контроль), другая — с самопишущими приборами (автоматическая периодическая запись). Третья система — местного измерения температуры с помощью переносного прибора, подключаемого при необходимости к специальному штепсельному выводу каждого грузового вагона. Датчиками температуры являются термометры сопротивления. Приборы системы контроля (показывающий КП и самопишущий СПЛ) такие же, как в системе регулирования и управления. Диапазон измеряемых и записываемых температур — 25 ÷ + 25 °С, абсолютная погрешность показаний не более 0,25 °С, записи — не более 0,5 °С. Записывающий прибор фиксирует на специальной тепловой бумаге температурный режим в вагоне через каждые 2 ч.

В системе выборочного дистанционного контроля использованы два показывающих компенсатора типа КП. К первому прибору через реле управления подключены термометры сопротивления, установленные на входе в воздухоохладитель и в хладоновых трубопроводах первой и второй машин. Ко второму прибору подключены через реле управления термометры сопротивления, расположенные на выходе из воздухоохладителя и в средней зоне грузового помещения.

Автоматическая периодическая (через каждые 2 ч) запись температуры производится с целью контроля работы холодильно-отопительного оборудования. Записывается температура в средней зоне грузового помещения и наружная температура. Программно-временной блок обеспечивает запись в такой последовательности: наружная температура, температура в средней зоне всех вагонов, контрольная отметка.

Система местного измерения позволяет замерить температуру в каждом, даже отцепленном от секции грузовом вагоне. Переносной прибор соединяют с термометром сопротивления, установленным на боковой стене грузового помещения вагона (средняя зона). Штепсельный разъем для подключения расположен под вагоном у входа в машинное помещение.

#### **5.4. Холодильная установка вагона для перевозки живой рыбы**

Холодильная установка живорыбного вагона выполнена из двух холодильных машин, расположенных одна над другой (рис. 5.6) на общей раме 13. Каждая машина состоит из компрессора 12 с приводом от электродвигателя 10 мощностью 7,5 кВт через клиноременную передачу 11, конденсатора 3 с вентиляторами 2, приводящимися электродвигателями 4 мощностью по 2,2 кВт, ресивера 1, кожухотрубного испарителя 14, теплообменного фильтра-осушителя 8, жидкостного электромагнитного вентиля 9 и щита приборов 5. Щит манометров 6 является общим для обеих машин. С двух сторон установка имеет ограждения 7.

Компрессор 2 (рис. 5.7) отсасывает пары хладона R12 из испарителя 10, сжимает их до давления конденсации и нагнетает в конденсатор 8, где они превращаются в жидкость, отдавая тепло воздуху,

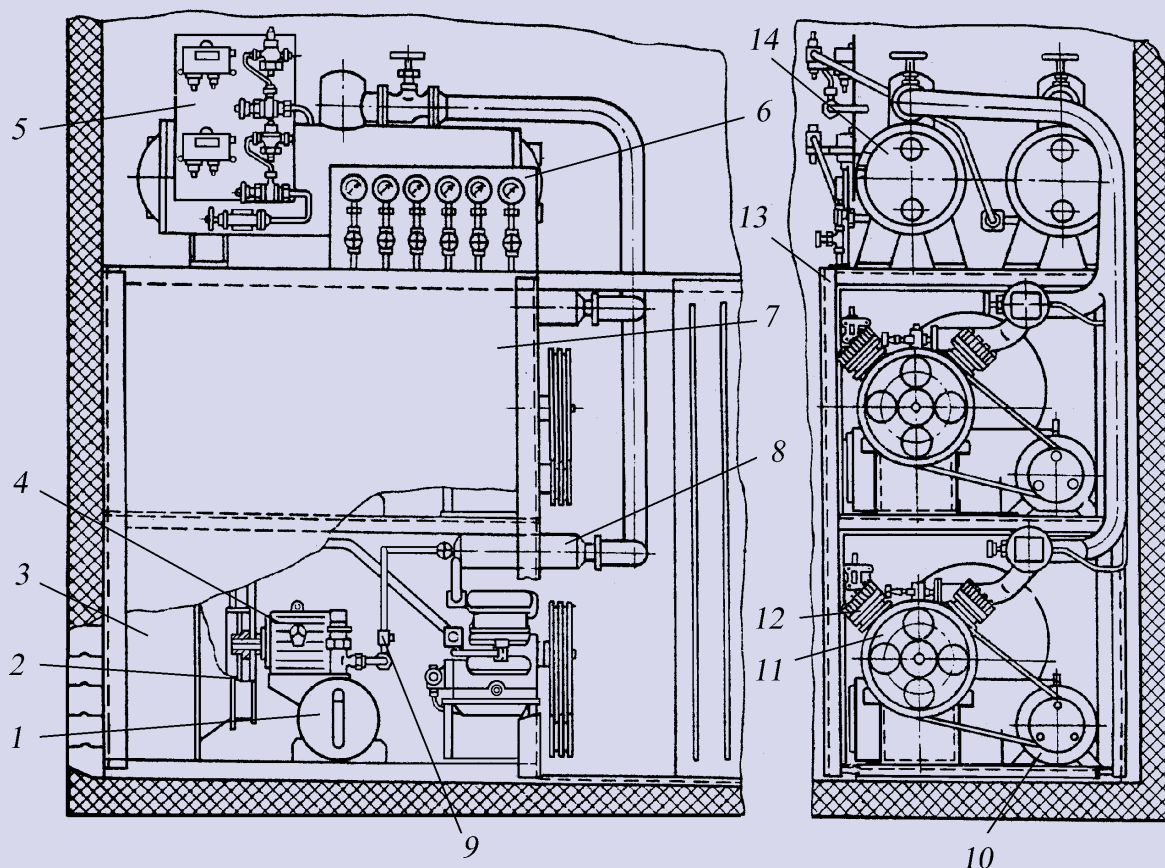


Рис. 5.6. Схема размещения холодильной установки в вагоне для перевозки живой рыбы

подаваемому вентилятором 9. Жидкий хладагент стекает из конденсатора в ресивер 5, откуда через электромагнитный клапан и теплообменный фильтр-осушитель 11 поступает к терморегулирующему клапану 12. В последнем хладагент R12 дросселируется до давления кипения и направляется в испаритель 10, где отбирает тепло от циркулирующей воды. Затем пары хладагента вновь отсасываются компрессором, и цикл работы установки непрерывно повторяется. Работа компрессора контролируется с помощью реле низкого давления 1 и высокого давления 6. На общем щите располагаются манометры контроля давления масла 3 в системе смазки компрессора, давления на линиях нагнетания 4 и всасывания 7.

Компрессор холодильной машины типа ФУ-12 одноступенчатый, непрямоточный, сальниковый, четырехцилиндровый с углом развала цилиндров  $90^\circ$  и воздушным охлаждением; обеспечивает холодопроизводительность 10,5 кВт при  $t_0 = -15^\circ\text{C}$  и  $t_k = +30^\circ\text{C}$ .

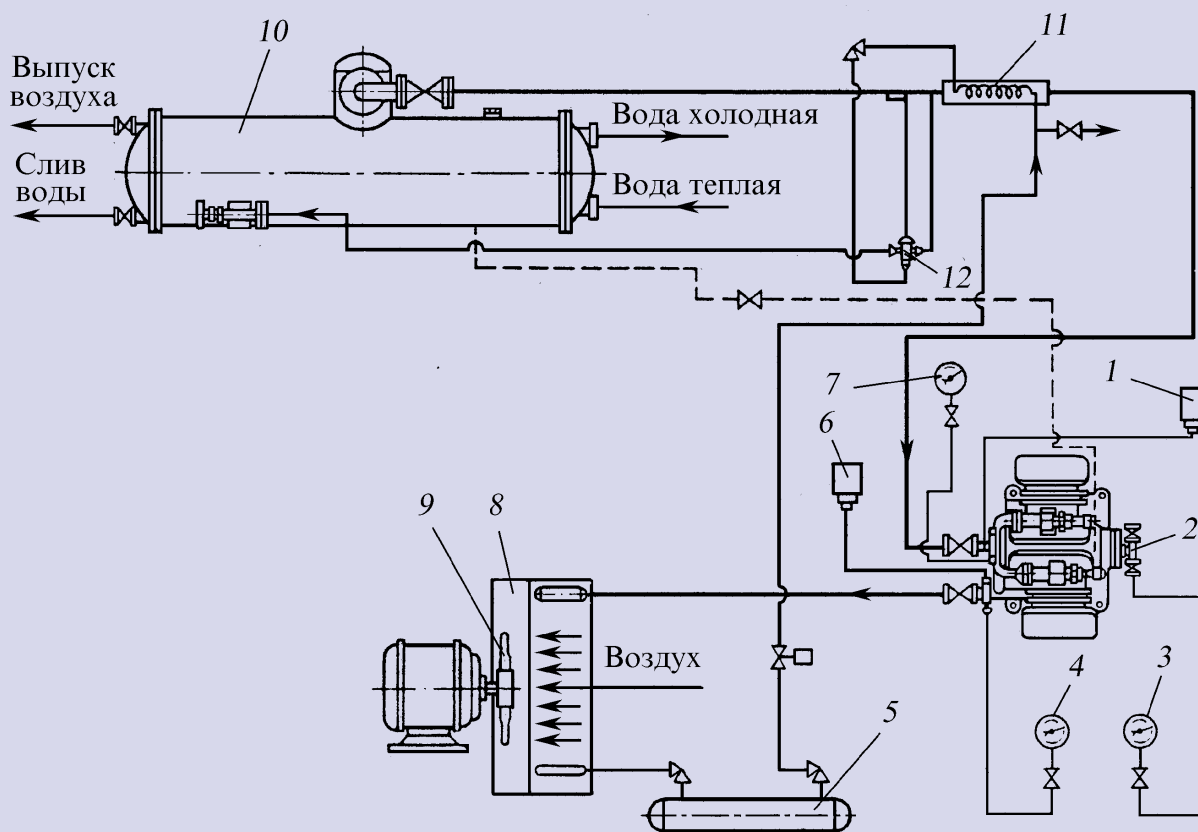


Рис. 5.7. Схема холодильной машины вагона для перевозки живой рыбы

Потребляемая при этом мощность 3,4 кВт, мощность электродвигателя компрессора 7,5 кВт. Смазка компрессора комбинированная — под давлением и разбрызгиванием.

Ребристый конденсатор с принудительным воздушным обдувом имеет поверхность охлаждения  $75 \text{ м}^2$ . Кожухотрубный испаритель типа ИТР горизонтальный, шестиходовой, с медными оребренными трубками, имеющими теплопередающую поверхность  $12 \text{ м}^2$ ; обеспечивает охлаждение воды, направляемой в резервуары для рыбы. В установке предусмотрен также электронагреватель мощностью 4,5 кВт с вентилятором, включающийся при необходимости подогрева циркулирующей воды.

Установка может работать в трех режимах: «Холод» (включены холодильные установки), «Циркуляция» (включен только насос циркуляции воды) и «Тепло» (включен электронагреватель). Циркуляционный насос работает и на других режимах, которые задаются переключателями, расположенными на панели управления в служебном помещении вагона.

## ГЛАВА 6. ЖИДКОАЗОТНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ГРУЗОВ (ЖАСО)

### 6.1. Зарубежные разработки

В условиях повышения требований к экономии жидкого топлива во всех областях техники специалисты уже давно изыскивают возможности безмашинных способов охлаждения перевозимых скоропортящихся грузов (СГ). В последнее время в связи с указанной тенденцией вновь проявляется интерес к одному из таких способов — охлаждению СГ жидким азотом.

Жидкоазотная система охлаждения (ЖАСО) перевозимых СГ обладает рядом достоинств: отсутствие специального энергетического источника, простота конструкции, наличие благоприятной газовой среды вокруг СГ, отсутствие экологического воздействия, уменьшение потери продуктов при перевозке и хранении.

Вместе с тем целесообразность широкого внедрения этого способа охлаждения на вагонах не является бесспорной, поскольку отсутствие системы отопления вагонов с ЖАСО снижает возможность их эксплуатации в зимнее время, необходимость заправки азотом и создания по стране сети экипировочных пунктов, расширения мощностей по производству жидкого азота и специальных криогенных ёмкостей.

Система охлаждения, основанная на испарении жидкого азота, включает следующие основные элементы: сосуд для жидкого азота; пневматический или электрический вентиль управления подачей жидкого азота; находящегося в сосуде; распылительный коллектор форсунками для распыления азота в грузовом помещении; датчик температуры в камере для выработки сигнала для регулирования подачи азота из сосуда; указатель уровня жидкого азота в сосуде; предохранительные клапаны для сброса повышенного давления в сосуде, вентиль заправки сосуда азотом; регулятор давления.

Принцип работы такой системы заключается в следующем. Регулятор температуры, настроенный на заданный температурный режим, при повышении температуры (измеряемой датчиком в грузовой камере) заданного верхнего предела регулирования, дает сигнал на открытие вентиля подачи жидкого азота, который, находясь в сосуде при высоком давлении, поступает в распылительный кол-

литор, где происходит нагрев азота и его интенсивное испарение; в процессе испарения азота (в коллекторе и вне его) происходит отбор тепла от воздуха и груза в камере. После того, как температурный датчик зафиксирует достижение нижнего заданного предела регулирования температуры в камере, подается сигнал на закрытие вентиля подачи. В дальнейшем цикл регулирования температуры в грузовой камере повторяется. По такому принципу работают ЖАСО, используемые в холодильном транспорте многих стран.

Впервые система ЖАСО разработана фирмой «Linde» США. Разработанная в 1961 г. система «Полярстрим» получила наибольшее распространение. Для европейских железных дорог (в частности, для вагонов «Интерфриго») и автотранспорта серийное производство системы «Полярстрим» производила с 1965 г. английская фирма «British Oxygen Corp».

В этой системе используется от одного до четырёх расположенных внутри кузова (у торцевых стен) криогенных сосудов с жидким азотом. Распылительный коллектор смонтирован под потолком в центре кузова. Такая система (типа «206») для железнодорожного вагона включает запас азота 1170 кг, находящегося под давлением 0,08—0,09 МПа в одном сосуде прямоугольной формы (высота сосуда — 2,140 м, ширина — 2,21 м, длина — 0,69 м), расположенного гори-

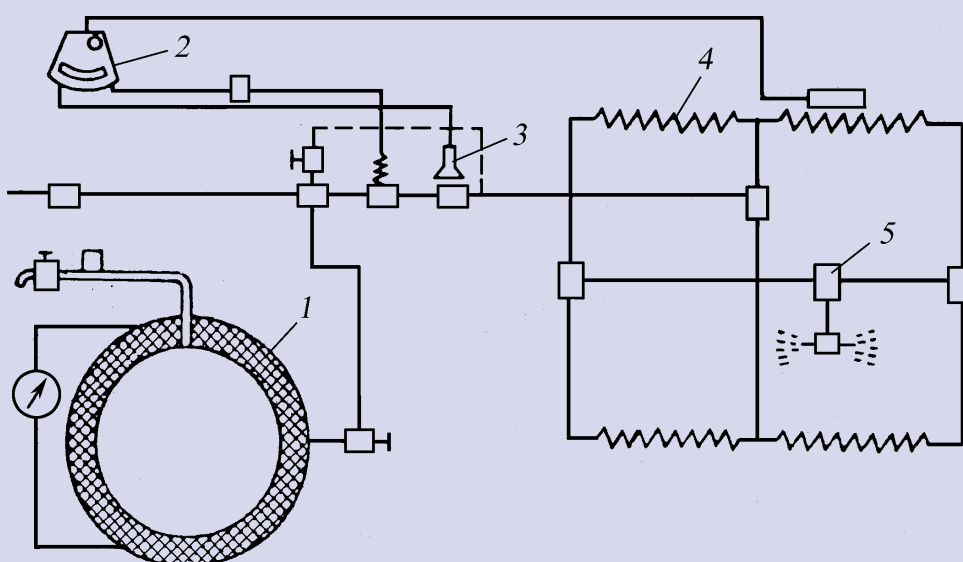


Рис. 6.1. Схема системы «Колд — Флоу»:

1 — сосуд для жидкого азота; 2 — регулятор; 3 — клапан подачи жидкого азота; 4 — теплообменник; 5 — распылительный патрубков



горизонтально. Вес незаполненной криогенной системы — 454 кг. Максимальные потери азота вследствие испарения из сосуда составляют 2 % в сутки. Как показывает опыт, температура по объему грузового помещения при системе «Полярстрим» распределяется заметно неравномерно. По такому же принципу работают американские системы «Колд Спрай» и «Криоград» (фирмы «Air Products»), а также французские и западногерманские системы. Согласно разработанной схеме «Колд Флоу» (рис. 6.1), азот подается из сосуда в компактные оребренные теплообменники (ТО), установленные вдоль стен и под крышей грузового помещения. После испарения в ТО газообразный азот далее через распылительные патрубки выходит в объем камеры. Применение ТО, хотя и удорожает, дает более равномерное распределение температур.

В отличие от указанных выше схем, работающих по принципу непосредственного впрыскивания азота в грузовой объем, в системе «Колд Уолл» (рис. 6.2, б) газообразный азот распределяется из двух коллекторов 2 вдоль всех поверхностей ограждений грузового объема (рис. 6.2, а) по системе каналов для азота, создающих охлаждающую рубашку с довольно равномерным распределением температур в камере.

Остановимся на особенностях системы «Криоград», разработанной для железнодорожных вагонов. Здесь азот подается через небольшие отверстия общей площадью 0,013—0,058 см<sup>2</sup> в распылительном трубопроводе со

скоростью от 13,6 до 50 кг/ч на 3 м длины камеры. Особенностью этой схемы является вентилятор для перемещения азотовоздушной смеси в камере и для обдува коллекторного трубопровода. Вращение вентилятора происходит за счёт энергии

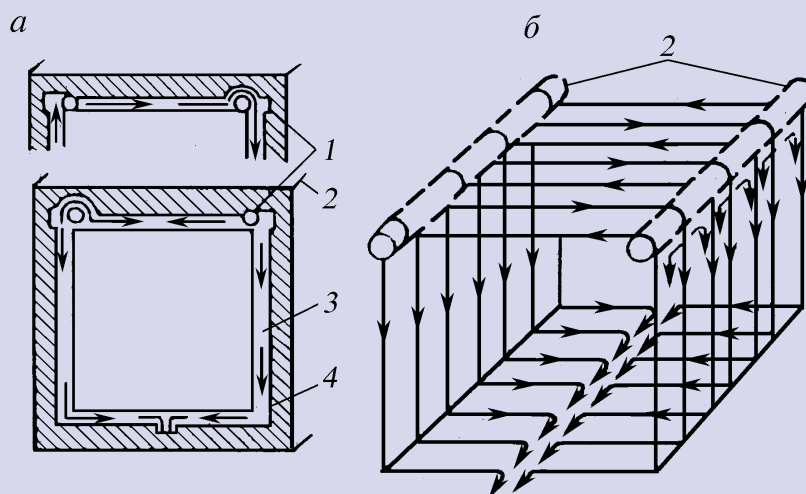


Рис. 6.2. Схема системы «Колд — Уолл»:  
*а* — грузового объема; *б* — расположения коллекторов;  
*1* — испаритель; *2* — изотермический кузов;  
*3* — внутренняя стенка; *4* — канал

струи истекающего азота, который из сосуда по трубопроводу поступает в ТО, где испаряется, и под давлением натекает на лопасти вентилятора. Для интенсификации испарения азота часть ТО расположена вне теплоизолированного кузова.

В отличие от названных выше систем, где подача азота регулируется в зависимости от температуры фирмой «Beast Fertilizers» (США) разработана система «Окситрол», в которой жидкий азот подается в грузовое помещение в зависимости от концентрации в нем кислорода. В основе этого лежит наблюдаемая в опыте задержка старения продуктов в атмосфере с пониженным содержанием кислорода. Поэтому замена кислорода инертным азотом приводит к более благоприятной для или продукта так называемой «регулируемой газовой среде». Оборудование системы «Окситрол» дополнительно включает датчик концентрации кислорода, автоматически регулирующий впрыск необходимого количества азота. Содержание кислорода в камере поддерживается в минимально допустимых пределах (0,5—5 %), т.к. полное отсутствие кислорода в окружающей продукт среде может вызвать нежелательную ферментацию продукта.

При всем многообразии предложенных систем ЖАСО железнодорожных вагонов, охлаждаемых жидким азотом, даже в период наибольшего интереса к этому способу охлаждения в 1969 г. было построено не более 50: из них 30 было оборудовано системой «Полярстрим».

К настоящему времени использование таких систем не вышло на стадии эксплуатации опытных образцов. По данным справочника «Janes», в парке вагонов «Интерфриго» в 1984 г. всего 26 единиц АЖВ, оборудованных системой «Полярстрим». Более широко применяется ЖАСО на автомобильном транспорте, эксплуатирующемся под наблюдением обслуживающего персонала.

## **6.2. Отечественные разработки ЖАСО для железнодорожного транспорта**

### **6.2.1. Крупнотоннажный рефрижераторный контейнер с азотной системой охлаждения**

Современные требования, предъявляемые к перевозке скоропортящихся грузов, были учтены при разработке крупнотоннажного (на 20 т брутто) рефрижераторного контейнера СК-5-20А с ЖАСО

«Сандвич» — конструкция кузова этого контейнера включает наружную остальную (09Г2) и внутреннюю из алюминиевого сплава (АМ-6) обшивки, пространство между которыми заполнено теплоизоляционным материалом — фреонозаполненным полиуретаном марки ППУ-309 толщиной 90—120 мм. Для придания жесткости всей конструкции между обшивками установлены малотеплопроводные рёбра жесткости из стеклопластика. Для циркуляции охлажденного воздуха между грузом и стеной на внутренней поверхности кузова предусмотрены специальные выступы, расположенные в шахматном порядке.

Система охлаждения жидким азотом, разработанная и изготовленная НПО «Гелиймаш», рассчитана на поддержание температуры в контейнере от 0 до  $-18$  °С при диапазоне температур окружающего воздуха от  $-60$ ° до  $45$  °С. ЖАСО контейнера включает: три соединённых между собой сообщающихся сосуда для азота (по 220 л каждый), распылительный коллектор, пневматический клапан подачи азота, приборы автоматики и контроля, вентили заполнения и газосброса. Конструктивно система ЖАСО выполнена в виде агрегатного моноблока, смонтированного на специальной раме в машинном отделении.

В сосудах для азота, выполненных по типу термоса из внутреннего и наружного цилиндров, для поддержания вакуума в межцилиндровом изоляционном пространстве в качестве адсорбента используется активированный уголь, камера для которого расположена снизу днища внутреннего цилиндра.

Через горловину сосуда выводятся 4 трубопровода: «наполнение — опорожнение», «сброс», «выдача жидкого азота», «уровнемер — верх». Из нижнего днища сосуда выходит трубопровод — «уровнемер — низ»

Наружный цилиндр сосуда (кожух) выполнен сварным из алюминиевого сплава и состоит из трех частей: цилиндра, верхнего и нижнего днищ. На верхнем днище расположены: мембрана, которая срабатывает при повышении давления в межцилиндровом пространстве, клапан вакуумирования — для создания вакуума в этом пространстве, заполненном слоистой изоляцией из стеклоткани.

Арматура, смонтированная на сосудах, включает: два угловых вентиля: один для наполнения и опорожнения сосуда, второй — для сброса паров азота; предохранительный клапан — для сброса

паров азота при повышении давления в сосуде сверх допустимого (0,25 МПа); регулятора давления — один для поддержания постоянного избыточного давления в сосуде, другой — для поддержания постоянного избыточного давления в системе; трехходовой вентиль, служащий для включения уровнемера при замерах количества жидкости и отключения его при транспортировке.

Для создания давления в сосуде имеется испаритель, расположенный под сосудом. Работает давление в системе  $(0,78 \div 1,57) \cdot 10^5$  Па. Ориентировочно потери азота при стационарном хранении в результате испарения составляет 2 % в сутки.

Клапан подачи азота (рис. 6.3) имеет чувствительный элемент — мембрану, приваренную к верхней и нижней крышкам, механизм регулирования подачи хладагента, состоящий из седла и клапана, соединенного штоком с мембраной.

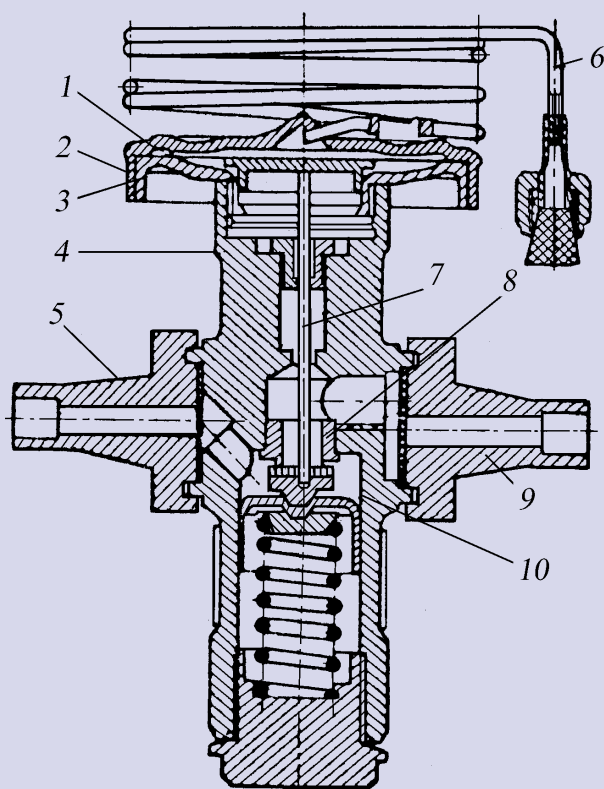


Рис. 6.3. Клапан подачи жидкого азота: 1 — мембрана; 2 — верхняя крышка; 3 — нижняя крышка; 4 — корпус; 5, 9 — фланец; 6 — импульсный трубопровод; 7 — шток; 8 — седло; 10 — клапан

единенного штоком с мембраной. Для подсоединения к сосуду входного и выходного трубопроводов имеются специальные фланцы. Принцип действия этого клапана подачи основан на открытии или закрытии подачи азота за счёт действия давления паров азота, подаваемых в надмембранное пространство через специальный импульсный трубопровод.

Система ЖАСО заканчивается разбрызгивателем, который представляет собой трубопровод, состоящий из двух секций (по 2 м каждая). В трубопроводах под углом  $10^\circ$  к горизонтальной плоскости просверлены 14 отверстий диаметром 1,5 мм (по 7 с каждой стороны), через которые азот впрыскивается в грузовую камеру.

В разбрызгиватель азот подается через исполнительное устройство, которое управляется регулятором температуры (РТПШ) и отключается при достижении заданной температуры.

В работу при закрытых грузовых дверях система включается пневмотумблером и кнопкой, которая управляет подачей газобразного азота в пневмосистему. При открытых дверях контейнера работа исполнительного устройства автоматически блокируется.

Заполнение сосудов жидким азотом производится через специальный штуцер и вентиль.

### 6.2.2. Система охлаждения в АЖВ

Система охлаждения в АЖВ состоит из системы охлаждения газа (АСО) и из системы раздачи этого газа — азотовоздушной смеси. **Система охлаждения газа (АСО) и ее оборудование.** В качестве охлаждающего агента применяется сжиженный азот (ГОСТ 9293-74), полученный из атмосферного воздуха способом глубинного охлаждения. Принцип охлаждения газа в вагоне основан на испарении жидкого азота, подаваемого в грузовое помещение, и нагреве этого газа от температуры испарения, ( $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) до температуры, установленной в соответствии с режимом перевозки груза. С целью обеспечения равномерного распределения температуры газа в грузовом помещении в АСО предусмотрено специальное устройство (высоконапорный эжектор), которое смешивает испарившийся азот с циркулирующим в вагоне газом (воздухом).

АСО — система расходного типа, рассчитанная на подачу в грузовое помещение жидкого азота до 300 кг/ч при температуре 86 К ( $-187\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Комплект криогенной системы АСО (рис. 6.5) состоит из двух одинаковых установок, расположенных по одному в каждом машинном отделении и работающих независимо друг от друга. В каждую установку входит следующее оборудование:

блок расположенных в 2 этажа цистерн 3 криогенных транспортных ЦТК-1/0.25. ГОСТ 17518-79Е;

шкаф арматурный — 1 шт;

теплообменник 5—1 шт;

эжектор 4—1 шт.

Управление работ АСО осуществляется с помощью приборов РТПИ по сигналам: двух пневматических термопреобразователей, установленных непосредственно в грузовом помещении. Температура газа этих термопреобразователей фиксируется самописцем ТКС-16/5. Энергосилового оборудования АЖВ не имеет; энергоисточником для всех систем вагона служит энергия сжиженного газа, содержащегося в криогенных цистернах.

### **Основные характеристики цистерны транспортной криогенной ЦТК – 1/0, 25**

Длина .....	2600 мм	Масса азота .....	900 кг
Ширина .....	1275 мм	Материалоемкость	
Высота .....	1430 мм	цистерны (отношение	
		массы оборудования	
		к массе азота) .....	1, 18

Масса  
собственная ..... 930 кг

Оборудование АСО обеспечивает:

хранение жидкого азота и регулируемую его подачу в грузовое помещение;

охлаждение газа, циркулирующего в грузовом помещении при охлаждении и термостатировании (поддержании температурного режима);

напор (перепад давления), обеспечивающий циркуляцию газа в грузовом помещении;

подпитку системы пневмоавтоматики газообразным азотом;

блокировку подачи жидкого азота в грузовое помещение при открытых погрузочных дверях (аварийные отключения).

В части воздействия климатических факторов внешней среды при эксплуатации комплект криогенного оборудования АСО соответствует климатическому исполнению У, категории 2 по ГОСТ 15150-69.

Оборудование, входящее в комплект АСО, должно нормально работать в следующих условиях:

после пребывания в зоне отрицательных температур до минус 60 °С;

при относительной влажности окружающего воздуха 98 %; на высоте над уровнем моря до 1200 м;

при ударах с ускорением  $6g$  в горизонтальной плоскости в направлении движения подвижного состава;

при ударных нагрузках одиночного действия с ускорением до  $8g$ .

Система охлаждения и раздачи азотовоздушной смеси работает следующим образом.

Жидкий азот из нижней ёмкости А1 (рис. 6.4) самотеком поступает в испаритель И1, где испаряется и этим создает избыточное давление в контуре наддува верхней емкости А2. Это давление поддерживается на заданном уровне с помощью регулятора давления РД1 (после превышения заданного давления РД1 прекращает подачу жидкого азота в испаритель И1, тем самым давление в контуре наддува автоматически поддерживается в заданных пределах). Для подачи азота в систему распределения азота (СРА1, СРА2) в систему пневмоавтоматики открывают специальные вентили ВН3 и ВН5.

Если температура в грузовом помещении, измеряемая датчиком температуры пневматического регулятора температуры РТПШ (РТ1), оказывается выше заданной установки на приборе РТ1, то исполнительный механизм РП1 открыт и жидкий азот поступает

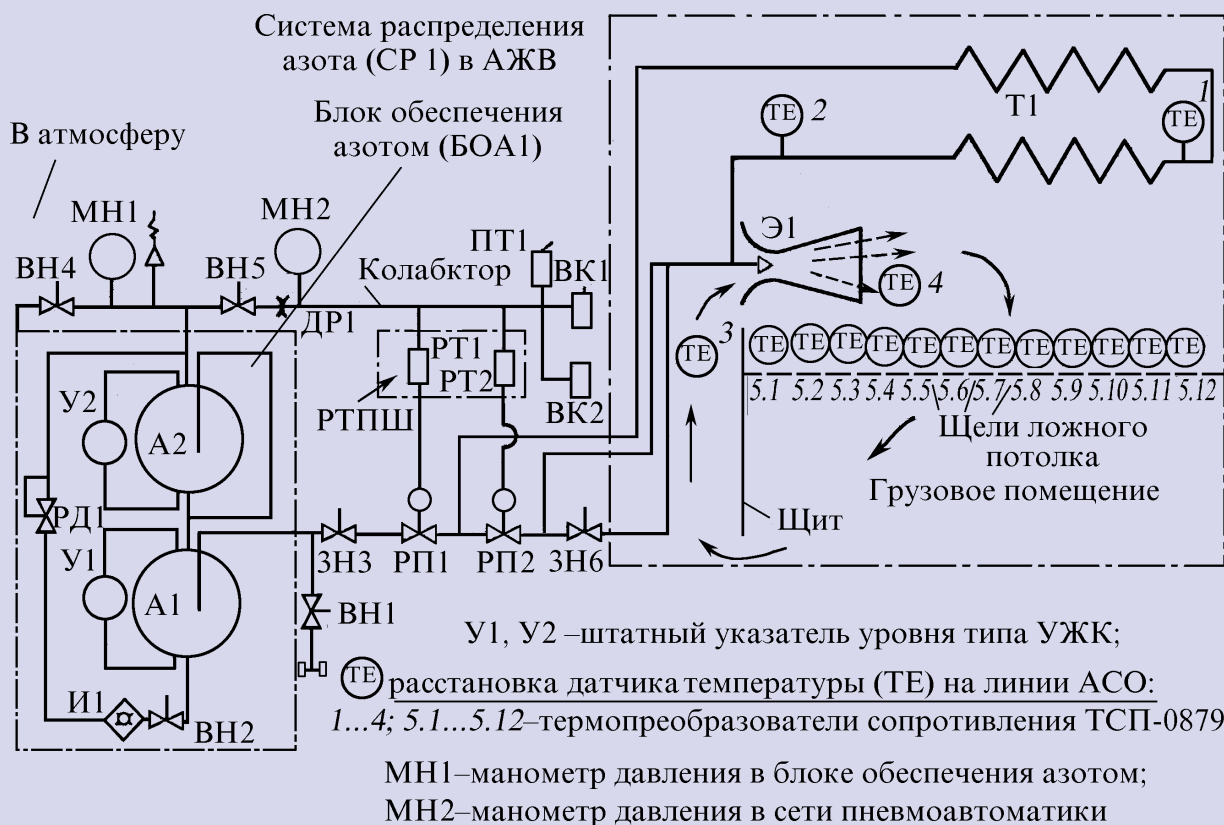


Рис. 6.4. Схема эжекторной жидкоазотной системы охлаждения (АСО) груза в вагоне АЖВ

через распределительный трубопровод в теплообменник Т1 (в противном случае РП1 закрыт и подачи азота нет). В теплообменнике Т1 жидкий азот испаряется и его пары нагреваются от криогенной температуры испарения  $-195\text{ }^{\circ}\text{C}$  до температуры примерно  $-87\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В результате высоконапорная струя этих паров азота поступает в сопло эжектора Э1 и с большой скоростью выходит из сужающейся (конфузорной) части эжектора. Вследствие больших скоростей течения газа в конфузоре создается сильное разрежение, из-за чего происходит интенсивное подсосывание (эжекция) газовой среды из грузового помещения. В результате происходит интенсивное смешение и теплообмен холодных паров азота и «теплого» эжектируемого газа. Указанная смесь через расширяющуюся часть эжектора (диффузор) выходит в виде высоконапорной струи. Эта струя продувается вдоль секций теплообменника Т1. В результате охлаждающий газ, потеряв часть энергии и нагреваясь, через щели в ложном потолке проникает в пространство между боковыми стенами и грузом. Опускаясь вниз (из-за более высокой плотности), этот газ поступает под напольные решётки и через их продольные каналы подсосывается эжектором в область между торцевой перегородкой грузового помещения и щитом. Циркулирующая таким образом азотвоздушная смесь отбирает тепло от груза, охлаждая его, и компенсирует теплопритоки через ограждения кузова. Количество получаемого холода определяется разностью энтальпий жидкого и газообразного азота ( $\approx 400\text{ кДж/кг} = 0,111\text{ кВт}\cdot\text{ч/кг}$ ).

Если температура газовой смеси на выходе грузового помещения оказывается выше заданного (установкой на регуляторе температуры РТ2) уровня, то клапан исполнительного механизма РП2 открыт и жидкий азот через специальную форсунку поступает в конфузор эжектора Э1. Эта дополнительная подача азота способствует более интенсивному охлаждению газовой среды, циркулирующей в вагоне. Для увеличения подачи жидкого азота через форсунку до максимального значения (что необходимо в начале захолаживания груза) используется ручное открытие специального вентиля ВН6. Процесс охлаждения длится до тех пор, пока исполнительный механизм РП1 не отключит подачу жидкого азота из емкостей А1 и А2.

**Принцип работы пневмоавтоматики.** Подача управляющего газа (газообразного азота) из обеих емкостей азотного обеспечения про-



изводится через общий коллектор при помощи ручного вентиля ВН5. Коллектор подводит питающий газообразный азот к регуляторам температуры РТ1 и РТ2, а также к пневмотумблером ПТ1, ПТ2 и к пневмокнопкам ВК1, ВК2 системы аварийной блокировки дверей. При положении тумблеров «открыто» азот через специальное включающее реле подается на вход терморегулятора РТ, подготовив его к работе.

При срабатывании регуляторов температуры РТ1 и РТ2 управляющий газ открывает клапаны исполнительных механизмов РП1 и РП2 и происходит подача жидкого азота в систему распределения жидкого азота. Если включен любой из предохранительных пневмотумблеров ПТ1 (или ПТ2) и открыта любая погрузочная дверь, т.е. сработал концевой выключатель любой из пневмокнопок ВК1 (или ВК2), то коллектор будет соединен с атмосферой. При этом специальное дроссельное устройство (дюза) ДР1 ограничит расход управляющего газа в систему пневмоавтоматики и давление снизится до величины, при которой исполнительные механизмы РП1 и РП2 закроются и прекратят подачу жидкого азота в его распределительную систему.

**Устройство, ограничивающее давление азотовоздушной среды в вагоне АЖВ.** По сравнению с изотермическим вагонами машинной системы охлаждения АЖВ с азотной системой охлаждения (АСО) выгодно отличается отсутствием подвижных и трущихся конструктивных частей оборудования, что должно обеспечить большую надежность эксплуатации. Высокая отпускная цена и недостаточные объемы производства жидкого азота обуславливают поиски способа его экономного расходования на охлаждение грузов и предохранения его от утечек. При впрыске жидкого азота в грузовое помещение АЖВ (за счёт испарения азота) создается повышенное давление, уровень которого определяется расходом азота и степенью герметичности кузова.

В зарубежных конструкциях АЖВ для предотвращения чрезмерного повышения давления предусмотрены специальные предохранительные клапаны газосброса. Так в АЖВ (рис. 6.5) этот клапан расположен на погрузочных дверях. В АЖВ европейского объединения «Интерфриго» клапан газосброса также помещен на дверях. Конструкция клапанов основана на принципе преодоления магнитного сцепления уплотнительных элементов при превышении расчетного давления.

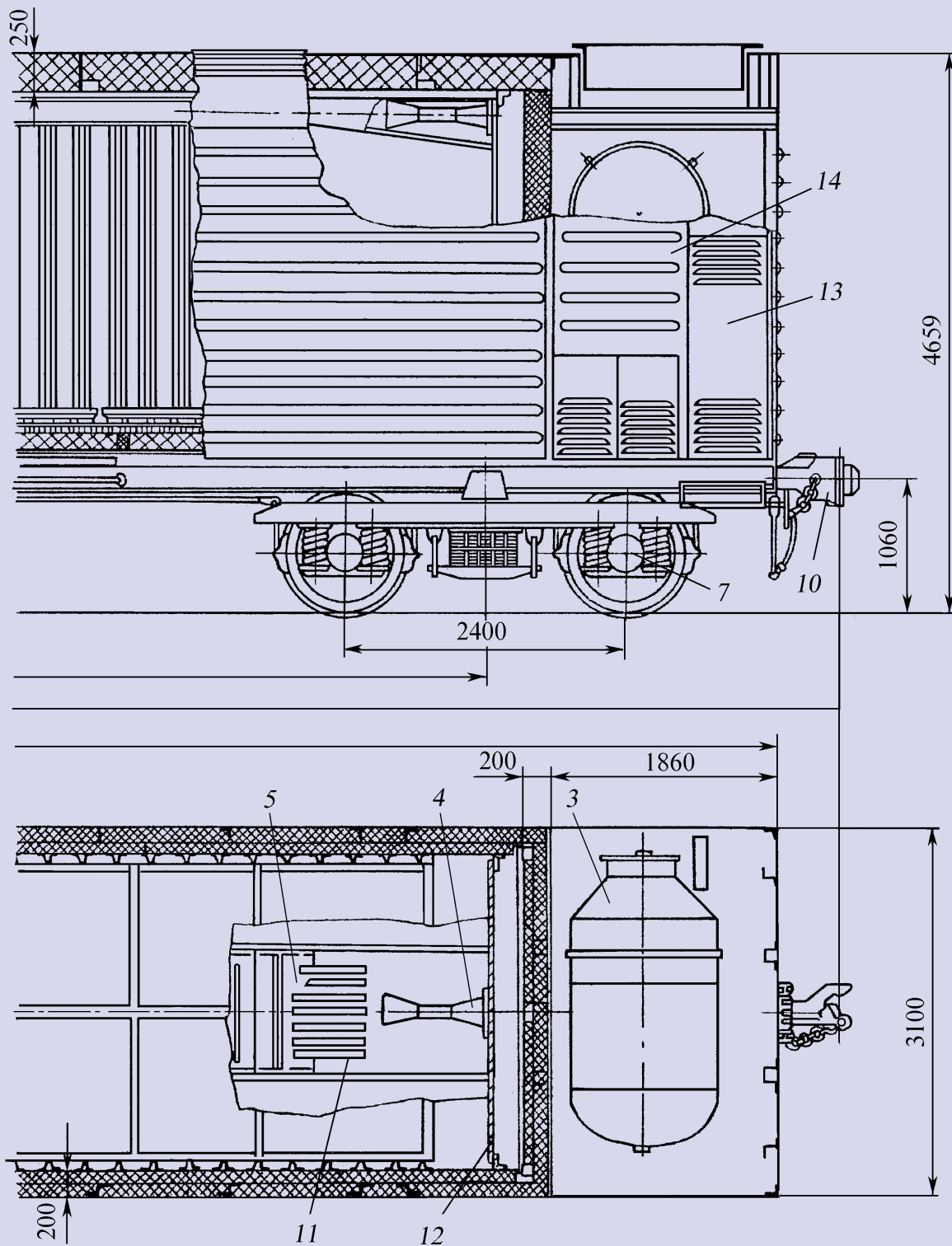


Рис. 6.5. Вагон изотермический АЖВ: 1 — тележка; 2 — автосцепка; 3 — блок цистерн; 4 — эжектор; 5 — ложный потолок; 6 — теплообменник; 7,9 — щит; 8 — дверь

Для изотермических вагонов при проверке их герметичности (методом внутреннего наддува воздухом) наблюдается закономерность:  $L = b (\Delta P)$ ;  $b = \text{const}$ ;  $n = \text{const}$ .

где  $L$  — расход воздуха, подаваемого в вагон для создания в нем избыточного давления по сравнению с давлением вне вагона: Отсюда

$$\Delta P_{\text{ст}} = \left( \frac{L}{L_{\text{ст}}} \right)^{1/n}.$$

Это стандартное избыточное давление (49 Па) и соответствующий этому давлению расход воздуха через ограждения кузова ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ).

По данным многократных изменений на рефрижераторных вагонах производства заводов ПО БМЗ и «Дессау» при уплотнении сливных отверстий среднее значения  $1/n = 1,54$ ; для более герметичных вагонов величина  $1/n$  ближе к 1. Так по результатам проведенных во ВНИИЖТе и ВНИИВе совместных испытаний первого опытного образца рефрижераторного вагона «сэндвич» величина  $1/n$  равна 1,67 при эксплуатационном состоянии вагона, когда  $L_{\text{ст}} = 31,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В соответствии с ТУ 24.05.789-88 на АЖВ предполагается обеспечить степень герметичности  $L_{\text{ст}} = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$ , что близко к указанной выше величине. Поэтому по приведенной формуле при температуре  $t$  в вагоне получим:

$t = +14 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $P = 1,225 \text{ кг/м}^3$ ;  $G = 38,7 \text{ кг/ч}$ ;  $L = 31,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $P = 49,5 \text{ Па}$ ;

$t = +14 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $P = 1,27 \text{ кг/м}^3$ ;  $G = 40 \text{ кг/ч}$ ;  $L = 31,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $P = 49,4 \text{ Па}$ ;

$t = +14 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $P = 1,395 \text{ кг/м}^3$ ;  $G = 60 \text{ кг/ч}$ ;  $L = 43 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $P = 82,8 \text{ Па}$ .

Таким образом, при расходах азота на штатных режимах избыточное давление не превышает 85 Па. Однако при максимальных расходах (300 кг/ч), предусмотренных в АЖВ, расчетное давление может составить 1460 Па.

Из опыта известно, что отражающие конструкции кузова выдерживают избыточное давление примерно 120 Па; при более высоких давлениях происходит смятие резиновых уплотнений дверного проёма, утечки воздуха и сброс давления. Таким образом, когда расход азота составляет 60 кг/ч, наличие клапана газосброса в вагоне обязательно. Однако для режимов захолаживания груза при макси-

мальных расходах азота установка талого клапана желательна, т.к. уже при избыточном давлении 300 Па механизм открывания погружных дверей испытывает значительные перегрузки.

В связи этим, клапан газосброса целесообразно отрегулировать на открытие при давлениях больше или равно 120 Па (как это сделано в европейских АЖВ для «Интерфриго»).

### 6.2.3. Макетный образец АЖВ

В Новосибирском институте инженеров железнодорожного транспорта (НИИЖТ) совместно с ПКБ ЦВ МПС и ВПИИЖТом на базе АРВ типа МК4-424-76 (завода «Дессау») создан макетный образец АЖТ. Для этого в машинном отделении АРВ вместо холодильной машины была смонтирована азотная система охлаждения, выполнения на основе проектных решений ВНИИГТа (гелиевой техники), для большегрузного контейнера. Основные данные этой системы, включающей I криогенный сосуд типа ТРЖК-2У, таковы:

Максимально допустимое количество жидкого азота, заливаемого в резервуар, кг.....	900
Давление в резервуаре, МПа:	
максимально допустимое .....	0,25
рабочее.....	0,08—0,16
Суточные потери жидкого азота при температуре окружающей среды 20 °С и давлении 0,1 МПа (760 мм рт. ст.), % .....	1,6
Продолжительность заполнения резервуара при давлении в опорожняемой ёмкости 59 — 79 кПа (0,6 — 0,8 кгс/см <sup>2</sup> ), мин .....	6
Допустимые углы наклона резервуара без выплёскивания жидкого азота:	
в продольном направлении .....	±30
в поперечном направлении .....	±45
Диапазон поддержания заданной температуры в изотермическом вагоне, °С .....	±12 ±20
Габаритные размеры системы, мм	
длина .....	2535
ширина .....	1275
высота .....	2700
Масса системы без жидкого азота, кг .....	1200

## **ГЛАВА 7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ХЛАДОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

### **7.1. Эксплуатация и техническое обслуживание холодильного оборудования рефрижераторного подвижного состава**

#### **7.1.1. Холодильно-нагревательные установки ВР-1М**

Основная задача эксплуатации холодильного оборудования — поддержание температурного и влажностного режимов в грузовых вагонах с наименьшим расходом энергии, эксплуатационных материалов и наименьшим износом машин и аппаратов. Техническая эксплуатация холодильной установки состоит из подготовки к пуску и пуска машины, обслуживания ее во время работы, регулирования режима работы машины, периодического выполнения вспомогательных операций, таких, как выпуск и добавление масла, хладагона, удаления снеговой «шубы» и воздуха из системы и др.

Обслуживание компрессоров и аппаратов холодильной установки заключается в наблюдении за смазкой, клапанами, контроле и регулировании подачи охлаждающего воздуха, устранении утечки хладагона, очистке поверхностей теплообменников от загрязнений, наблюдение за уровнем жидкого хладагента, за работой вентиляторов. Уровень масла в картере должен быть не менее 1/3 смотрового стекла.

Перед пуском установки необходимо по журналу проверить, не была ли последняя остановка вызвана неисправностью и устранена ли она, осмотреть установку, убрать посторонние предметы, проверить уровень масла в компрессоре и хладагона в ресивере, положение вентилей на паровых и жидкостных трубопроводах, открыть их, если они закрыты, проверить, открыты ли всасывающий и нагнетательный вентили компрессора. Если вентили закрыты, то открыть их, вращая против часовой стрелки до отказа, а затем прикрыть на 1-2 оборота; проверить плотность соединений системы по отсутствию подтеков на них; открыть жидкостные запорные вентили ДУ-15 на ресивере и ДУ-10 на щите приборов перед тер-

морегулирующими вентилями; проверить, открыты ли. заслонки на выходе воздуха из воздухоохладителя.

После этого включают холодильную установку; проверяют показания манометра и мановакуумметров, а также работу компрессоров по показаниям приборов в щитовой грузового вагона. Характерный без резких стуков и вибрации ритмичный звук работающих клапанов компрессоров является признаком нормальной работы; кроме того, уровень масла находится в пределах видимости смотрового стекла на картере; давление масла в компрессоре не ниже 0,05 МПа; температура передней крышки картера компрессора со стороны масляного насоса не превышает 70 °С; крышки блока цилиндров прогреваются равномерно, при этом нагнетательная сторона наощупь горячее, чем всасывающая, байпасный трубопровод холодный; нет масляных пятен и подтеков на трубопроводах, арматуре, компрессорах; калачи воздухоохладителя отпотевают и обмерзают равномерно; температура конденсации не превышает температуру наружного воздуха более чем на 15 °С.

Настройка приборов автоматики соответствует следующим значениям: реле низкого давления РД-1Б-01 выключает установку при давлении 0,07 МПа и включает при 0,11 МПа; реле высокого давления РД-2Б-03 выключает при 1,4 МПа и включает при 1,15 МПа; реле контроля смазки замыкает контакты при разности давлений 0,08 МПа и размыкает при разности 0,05 МПа; автоматический регулятор давления АДД-40М отрегулирован на диапазон 0,09 — 0,1 МПа; реле температуры ТР-1Б-02 замыкает контакты при температуре 7—8 °С.

В эксплуатации секциям-часто приходится работать при температурах наружного воздуха от –5 до –15°С, в этом случае необходимо руководствоваться следующим: жалюзи в боковых стенах машинного отделения должны быть закрыты, пуск производится в обычном порядке; при первом пуске в холодном состоянии компрессора происходит быстрое понижение давления всасывания и отключение компрессора и вентилятора конденсатора по наименьшему давлению. Вентиляторы воздухоохладителя продолжают работать. Пускать компрессор надо неоднократно с интервалом 2-3 мин. После нескольких пусков давление хладагента в системе возрастает и компрессор по наименьшему давлению не отключается.

В начальный период система смазки компрессора работает неустойчиво. Разность давлений масла и всасывания меньше 0,05 МПа. Резкое изменение давления масляного насоса происходит из-за наличия в масле растворенного хладона. С повышением температуры масла при работе компрессора хладон постепенно испаряется и через 10—15 мин давление масла стабилизируется. Если давление не обеспечивается, т.е. реле контроля смазки не замыкает контакты, холодильную установку необходимо переключить в режим «Оттайка» и работать на этом режиме в течение 5—10 мин. При этом горячие пары хладона из нагнетательной полости перепускаются через газовый вентиль СВМ 12Г-15 во всасывающую полость компрессора. Температура масла в картере повышается, растворенный в масле хладон испаряется. Далее работа установки проходит как обычно.

После работы холодильной установки при отрицательных наружных температурах необходимо проверить герметичность сальников запорных вентилях ДУ1-0 и ДУ-15 с фторопластовым уплотнением. Устойчивая работа компрессора и каждого терморегулирующего вентиля устанавливается при давлении конденсации более 0,4 МПа.

При достижении заданной температуры груза в вагоне может работать одна холодильная установка.

При кратковременной остановке холодильную машину отключают и она остается готовой к повторному пуску. При длительной остановке откачивают хладон в ресивер и закрывают все вентили. С наступлением зимнего периода машина подлежит консервации.

При техническом обслуживании холодильной установки в течение первого месяца после ввода ее в эксплуатацию необходимо один раз в неделю проверить галоидной лампой все соединения и устранить неплотности, очистить и промыть фильтр-осушитель. Последующая очистка и промывка производятся через 6 месяцев. Кроме того, регулярно проводятся следующие работы:

еженедельно — проверка наличия масла в картере, посторонних стуков и шумов в компрессоре, температуры всех крышек цилиндров, сушка нагревательных элементов включением их в работу на 1 ч во время порожнего рейса;

через каждые 15 суток — проверка всех соединений хладоновой системы и наличия в системе воздуха;

через каждые три месяца — проверка погрешности замыкания контактов и дифференциала, сопротивления электрической изоляции между корпусом и токоведущими частями реле давления, контроля смазки и температуры смазки и разработки шарниров жалюзи для охлаждения конденсатора;

через 400—500 ч работы после сдачи в эксплуатацию заменить масло в компрессоре. Каждая следующая смена масла производится при дефовских ремонтах.

При передаче секции по смене бригады осматривают и при необходимости настраивают реле давления и перепада давления. Наличие воздуха в системе определяется по колебаниям и вибрации стрелки манометра на нагнетательной стороне и разнице его показаний при установившейся температуре конденсации и по таблице насыщенных паров хладона при той же температуре. Присутствие воздуха в системе вызывает повышение давления конденсации и излишний перегрев нагнетаемых паров.

Определение наличия воздуха в системе необходимо проводить перед пуском установки. Удаляют воздух через пробки на ресивере и обратном клапане. Недостаток хладона вызывает снижение давления всасывания и повышение температуры в конце сжатия. Хладон проходит через терморегулирующий вентиль со свистящим звуком, что свидетельствует о его парообразном состоянии (вместо жидкого). Утечка хладона происходит из-за пропусков в сальниках запорной арматуры, во время смены отдельных узлов и приборов и во время ремонтов. Недостаток хладона увеличивает унос масла из картера в систему холодильной установки.

В каждую машину холодильной установки заправляют 30 кг хладона. Пополняют систему, если уровень жидкого хладона находится ниже средней отметки смотрового стекла.

Перед заправкой системы необходимо включить холодильную установку и откачать хладон из системы в ресивер. Запорный вентиль ДУ-15 на выходе жидкого хладона из ресивера должен быть закрыт. Отсос хладона контролируют по мановакуумметру давления всасывания. При отсутствии давления хладона установку выключают. При повышении давления в системе вновь включают установку и отсасывают хладон до давления всасывания 0,05 МПа. При этом температура в грузовом помещении вагона должна быть



выше 0 °С. После отсоса хладона в ресивер пополнение системы производится из баллона через заправочный вентиль ДУ-6. Перед заправкой надо убедиться, что баллон заполнен хладоном, продуть вентиль баллона, открыв его на 1-2 оборота. Зарядной трубкой из отоженной меди баллон присоединяют к заправочному вентилю ДУ-6, продувают ее, открыв запорный вентиль на баллоне при ослабленной накидной гайке на заправочном вентиле установки; ручным дублером открывают жидкостный вентиль СВМ 12Ж-5 и установку запускают. При этом наблюдают за уровнем жидкого хладона в ресивере. При достижении уровня жидкого хладона в ресивере между верхней и нижней метками на смотровом стекле закрывают вентиль баллона и при отсутствии давления — заправочный вентиль и выключают установку. После этого закрывают вентиль СВМ 12Ж-15, а запорный вентиль на выходе жидкого хладона из ресивера открывают. Переполнение системы приводит к повышению давления конденсации. Масло заправляют в компрессор с помощью медной заправочной трубки. Один конец ее опускают в банку с маслом, отсоединяют трубку от тройника всасывающего вентиля мановакуумметра, присоединяют к тройнику трубку для заправки, включают компрессор и вакуумируют его. По смотровому стеклу компрессора наблюдают за уровнем масла, который должен быть не ниже 5 мм от верхней кромки стекла. Полная заправка системы маслом составляет 18 кг. Из этого количества масла по 5,5 кг находится в картерах компрессоров. Остальное масло растворено в хладоне и циркулирует по системе. Заправляют масло через заправочный вентиль ДУ-6. Затем компрессор останавливают, восстанавливают соединение на тройнике всасывающего вентиля. После этого установка готова к работе.

Обычно необходимость оттаивания «снеговой шубы» возникает при перевозке предварительно неохлажденных овощей и фруктов и перевозке мороженых грузов. На воздухоохладителе образуется в виде инея и снега влага, выделяемая из перевозимых продуктов. Снеговая «шуба» ухудшает коэффициент теплоотдачи воздухоохладителя и уменьшает холодопроизводительность установки. Признаками наличия слоя инея, при котором следует производить оттаивание, являются перепад температур воздуха на выходе и входе из воздухоохладителя менее 2 °С; при работе холодильной уста-

новки в установившемся режиме температура в средней зоне вагона не понижается; падает давление всасывания; компрессоры работают влажным ходом.

Оттаивание рекомендуется производить при наружной температуре 20—25 °С не менее одного раза в двое суток работы. Оттаивание снеговой «шубы» осуществляется подачей в воздухоохладитель горячих паров хладона. Для этого на щите приборов имеются вентили оттаивания СВМ 12Г-15, которые соединяют нагнетательные вентили компрессоров с жидкостными коллекторами воздухоохладителя, а также установлены в гильзы всасывающих трубопроводов на выходе из воздухоохладителя до теплообменника термометры сопротивления, по которым контролируется процесс оттаивания.

При ручном управлении процесс оттаивания заканчивается при температуре всасываемых паров хладона 15 °С. После этого установку переводят на режим охлаждения. При автоматическом режиме отключение оттаивания и переход на режим охлаждения осуществляются автоматически.

Удаление влаги из системы производится путем установки нового патрона осушителя в корпус фильтра-осушителя. Перед установкой фильтра-осушителя его следует продуть хладоном. Фильтры промывают через каждые 1000 ч работы установки. Цеолит перед заправкой в систему прокачивают в течение 2-3 ч. Затем установку пускают, и она работает в течение 3-4 ч. Эту операцию повторяют до тех пор, пока не будет удалена влага из системы. Одной из важных задач технического обслуживания холодильной установки является правильное и своевременное устранение неисправностей. Механик должен знать, какой режим работы установки является нормальным, и по отклонению параметров определить причины и характер неисправностей.

Перед выявлением неисправности необходимо проверить открытие вентиля — на трубопроводах, проконтролировать параметры по приборам, настройку терморегулирующего вентиля, заполнение системы хладоном.

Исследование надёжности работы оборудования, установленного на секциях постройки БМЗ, показало, что общее число отказов по причине обрыва трубопроводов или утечки хладона составляет соответственно около 38 или 16 %. Поэтому особое внимание следует обращать на крепление трубопроводов и герметичность системы.

Утечку хладона можно определить с помощью галоидной лампы. Принцип ее действия основан на свойствах соединений, содержащих галоиды, к числу которых относится хладон R12, изменять цвет пламени в присутствии меди, нагретой до температуры 600—700 °С.

Медное кольцо нагревается в галоидной лампе при помощи этилового спирта, бензина или пропана. Если имеется утечка хладона, то он, попадая в горелку лампы вместе с всасываемым воздухом, изменяет цвет пламени. При незначительном содержании хладона в воздухе пламя приобретает зеленоватый цвет, при большом — ярко-голубой.

Галоидными лампами обычно пользуются для определения больших утечек хладона (у вентилях в местах соединений). Места утечек можно определить визуально по масляным подтекам.

Галоидные течеискатели ГТИ-2, ГТИ-3 и ГТИ-6 обладают высокой чувствительностью к утечкам хладона (до 0,2 г в год). Они представляют собой переносные электронные приборы, чувствительным элементом (щупом) которых служит электронная лампа с открытым на проход баллоном. В баллоне лампы находятся платиновые электроды, нагреваемые при работе током до температуры 800—900 °С. Через один из открытых концов лампы в баллон поступает воздух, всасываемый маленьким встроенным вентилятором.

При содержании галоидов в воздухе эмиссия тока между электродами лампы резко возрастает. В измерительном блоке ток преобразуется в импульсный звуковой сигнал, частота которого зависит от количества галоидов, находящихся в воздухе. Течеиспускателями пользуются в хорошо проветриваемых помещениях, где в воздухе не может быть большой концентрации хладона. В течеискателе ГТИ-6 для проверки чувствительности прибора имеется встроенный эталон утечки «Галот». Это небольшой сосуд, из которого через калиброванное отверстие выходят пары, гексахлорана (их действие аналогично хладону). Сменная насадка с калиброванными отверстиями позволяет количественно сравнивать частоту звуковых сигналов и величину утечки хладона. После проверки герметичности системы включают установку и по внешним признакам определяют правильность её работы.

Перечень возможных неисправностей холодильной установки и способы их устранения приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Установка не снижает температуру в грузовом помещении вагона.	Засорение фильтра на жидкостной линии. Загрязнение конденсатора. Закрыты жалюзи. Недостаточно открыт нагнетательный клапан компрессора. Наличие воздуха в системе. Недостаток хладона в системе.	Разобрать и промыть фильтр. Очистить конденсатор. Открыть жалюзи. Открыть нагнетательный клапан. Выпустить воздух из системы. Найти место утечки, устранить её и добавить хладон.
Недостаточное понижение температуры в вагоне. Компрессор работает без остановки.	То же. Пропуск всасывающих клапанов или поршневых колец, их излом.	То же. Заменить всасывающие клапаны, кольца.
Стук в компрессоре.	Ослабли шатунные болты, износились поршневые пальцы и шатунные шейки коленчатого вала. «Влажный» ход компрессора. Недостаточная величина «вредного» пространства. Отсутствует масло в компрессоре. Излишек масла в картере. Недостаточная упругость. Или просадка буферной пружины клапанов.	Произвести ревизию компрессора на месте или направить компрессор в цех. Отрегулировать ТРВ на больший перегрев. Проверить и отрегулировать прокладками, установить линейное пространство в пределах 0,3—0,5 мм. Добавить масло. Слить лишнее масло. Сменить пружину.
Низкое давление масла в системе компрессора.	Подсос в систему смазки паров хладона R12. Большой торцевой зазор между шестерней и корпусом масляного насоса. Засорен масляный фильтр. Износились шестерни насоса. Нарушена регулировка перепускного клапана.	Восстановить плотность системы смазки. Отрегулировать зазор. Допустимое значение зазора 0,08 мм. Промыть фильтр. Заменить шестерни. Отрегулировать клапан.
Быстрый унос масла в систему из картера.	Сработались или заклинились кольца. Неравномерный износ втулок компрессора. Высокое давление масла. Работа установки на вакуум.	Заменить кольца. Расточить и шлифовать втулки или заменить их. Уменьшить давление масла перепускным клапаном. Следить за установкой, избегая работы на этом режиме.

## 7.1.2 Холодильно-нагревательная установка FAL-056/7

Холодильно-нагревательный агрегат FAL-056/7 на вагон устанавливают по направляющему рельсу, смонтированному на стороне испарителя агрегата, и опорным роликам, прикрепленным к потолку грузового помещения в торцевой его части, а также на роликах рамы агрегата по направляющим консолям, расположенным в машинном отделении. Направляющие консоли выполнены составными. Одна часть консоли является деталью сварной конструкции машинного отделения, а другая — приставная поставляется в составе модуля и используется только при снятии агрегата с вагона или при его установке.

Такая конструкция консоли допускает перемещение агрегата при техническом обслуживании в пределах машинного отделения.

Изолирующая плита рамы агрегата плотно входит в проем машинного отделения и закрепляется девятью (семью у FAL-056/7E) защелками с усилием 120 Нм. При этом два отжимных болта должны быть в отвинченном положении.

После установки на вагон агрегата его заземляют и подключают электрические соединения. Для транспортировки агрегата предусмотрены две опоры для захвата специальным подъемным приспособлением. Снятый с вагона агрегат устанавливают на специальном стеллаже.

Автоматический запорный и запорные клапаны должны быть закрыты, уровень масла и хладагента виден в смотровых стеклах компрессора и ресивера.

Порядок пуска холодильного агрегата определяется инструкцией завода-изготовителя. Перед вводом в эксплуатацию агрегата осуществляют пробный пуск. Пробный пуск выполняют: перед вводом в эксплуатацию; перед каждым сезоном охлаждения; повторным вводом в эксплуатацию, если агрегат не работал более месяца и вводом в эксплуатацию после ремонта. Перед пробным пуском необходимо проверить уровень масла и хладагента по смотровым стеклам. Нормальный уровень масла в компрессоре должен заполнять половину смотрового стекла. Уровень хладагента в ресивере не должен превышать уровня в верхнем смотровом стекле и быть не ниже уровня в нижнем смотровом стекле (контролируется дополнительно по шарикам-поплавкам); при поставке нового агре-

гата уровень хладагента должен быть виден в верхнем смотровом стекле. После этого открыть ручной запорный вентиль перед ресивером, угловой вентиль после ресивера и ручные запорные вентили манометров, открыть жалюзи на входе и выходе воздуха из конденсатора, пустить агрегат в режиме «Охлаждение».

Для пробного пуска агрегата необходимо включить холодильный агрегат, предварительно убедившись, что температура масла в компрессоре выше  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , давление в системе ниже давления выключения реле максимального давления, вентиляторы испарителя в исправном состоянии и давление всасывания выше  $0,05\text{ МПа}$ . Работоспособность агрегата проверяют не менее 1 ч.

Во время пробного испытания испаритель должен отпотевать или покрываться инеем; давление масла должно составлять  $0,25\text{—}0,5\text{ МПа}$  (избыточное давление определяется по разности показаний манометров давления масла и давления всасывания); вентиляторы конденсатора и испарителя должны создавать необходимый напор воздуха при прохождении через конденсатор и испаритель; уровень масла и хладагента должен просматриваться в смотровых стеклах компрессора и ресивера; не должно быть масляных пятен и подтеков на трубопроводе, арматуре, а в компрессоре посторонних стуков и вибраций; показания манометров высокого, промежуточного давления и давления всасывания должны зависеть от температуры окружающей среды и температуры грузового помещения.

По окончании пробного пуска агрегат останавливают, при этом закрывают ручные запорные вентили перед манометрами.

Эксплуатация холодильного агрегата FAL-056/7 осуществляется в автоматическом режиме. Режим «Оттаивание» зависит от интервала оттаивания, заданного на программном часовом механизме.

При установившемся режиме работы холодильного агрегата температура цилиндрических головок не должна быть выше  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; температура конденсации не должна превышать наружную температуру более чем на  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура испарения должна быть на  $8\text{—}12\text{ }^{\circ}\text{C}$  ниже температуры грузового помещения: разность температур входа и выхода хладагента из испарителя должна составлять  $2\text{—}3\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при неустановившемся режиме может достигать  $5\text{—}10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); промежуточное давление должно быть выше давления всасывания, но ниже давления конденсации; сигнальные лампочки на приборном ящике не

должны гореть, вентиляторы конденсатора должны включаться при давлении конденсации до 1 МПа и отключаться при снижении давления до 0,6 МПа избыточного давления; реле времени должно включать компрессор через 6 мин после включения установки; максимальное давление конденсации должно составлять 1,6 МПа избыточного давления, а минимальное давление всасывания 0,05 МПа.

При кратковременной остановке холодильной установки она должна быть готова к повторному пуску.

При выключении агрегата на длительное время (более месяца) необходимо: отсосать хладагент из агрегата, а затем полностью открыть до упора угловой вентиль после ресивера и закрыть дополнительно запорный парубок вентиля; холодильный агрегат протереть, подверженные коррозии детали покрыть антикоррозийной смазкой; жалюзи плотно закрыть.

При эксплуатации холодильного агрегата предусматриваются работы, периодичность которых приведена в табл. 7.2.

При длительной остановке холодильного агрегата через каждый месяц следует очищать его от пыли, грязи и устранять неплотности в резьбовых или фланцевых соединениях.

Таблица 7.2

№ п/п	Периодичность проведения работ	Наименование работ
1.	Через 2 ч после ввода в эксплуатацию.	Проверить плотность разъемных соединений течеискателем. Подтянуть соединительные элементы (на фланцах крест-накрест) на неработающем агрегате.
2.	Через 480 ч.	Выполнить работы, указанные в п. 1, а также проверить исправность фильтров-осушителей и заменить их при необходимости.
3.	Через 5 000 ч.	Выполнить работы, указанные в п 1, а также очистить всасывающий, магнитный фильтры и маслоотстойник в компрессоре; заменить масло; очистить всасывающую сетку и на всасывающем трубопроводе перед автоматическим запорным вентилем, проверить у электродвигателя компрессора сопротивление изоляции между фазами и корпусом, а также встроенных температурных датчиков, заменить два фильтра-осушителя, дополнить смазку в подшипники двигателей вентиляторов; заменить рабочие клапаны компрессора; проверить нагревательные элементы масляной ванны компрессора.

№ п/п	Периодичность проведения работ	Наименование работ
4.	Через 10 000 ч	Капитальный ремонт компрессора.
5.	Через 6 мес (700 ч)	Выполнить работы, указанные в п. 1, а также очистить от грязи узлы холодильных агрегатов и протереть, промыть испаритель и конденсатор; при необходимости добавить хладагент и масло; проверить правильность регулирования регулирующих и управляющих приборов; обкатать агрегат для проверки работы.
6.	Через 1 год	Выполнить работы, указанные в п. 5, проверить легкость хода ручных запорных вентилях; подтянуть ослабшие соединения на реле, выключателях, кабельных зажимах и других электрических приборах, подтянуть резьбовые соединения крепления компрессора, конденсатора испарителя, ресивера и т.д.; заменить индикатор влаги.

Отсасывание хладагента из агрегата выполняют при ремонте отдельных деталей, при консервации агрегата и других операциях.

При отсасывании хладагента необходимо закрыть заправочный угловой вентиль, включить компрессор, и при достижении давления 0,02 МПа на мановакууметре давления всасывания компрессор выключить. Ручной запорный вентиль на входе в ресивер закрывают.

В процессе эксплуатации в компрессор необходимо добавлять свежее масло. Для этого необходимо присоединить заправочный маслопровод к угловому вентилю, включить холодильный агрегат, приоткрыть угловой вентиль и продуть заправочный маслопровод, после чего его быстро опустить в бак со свежим маслом, а вентиль закрыть, отсосать хладагент из холодильного агрегата до давления всасывания 0,02 МПа, открыть угловой вентиль и добавить свежее масло до уровня 1/2—2/3 смотрового стекла, а затем закрыть угловой вентиль и снять заправочный маслопровод.

При смене масла следует прогреть компрессор в работе до температуры корпуса в зоне маслоотстойника свыше 40 °С; отсосать хладагент из холодильного агрегата до давления 0,02 МПа, при неработающем компрессоре (закрытом автоматическом запорном вентиле) снизить давление на угловом вентиле для заправки мас-



лом. Вентиль оставить открытым, вывернуть одну из маслоспускных пробок на компрессоре и слить отработанное масло в чистый сосуд для проверки цвета и загрязнения.

Если масло сильно загрязнено, очистить маслоотстойник, завернуть маслоспускную пробку, с помощью вакуумного насоса вакуумировать компрессор через угловой вентиль до 4000 Па, привернуть штуцер заправочного маслопровода к угловому вентилю на компрессоре, затем самотеком из масляного бака путем его поднятия заполнить маслопровод маслом до появления течи из места присоединения, после чего плотно затянуть штуцер; открыть угловой вентиль и за счет созданного вакуума подать свежее масло до уровня  $1/2$ — $2/3$  диаметра смотрового стекла, а затем закрыть угловой вентиль и снять дополнительный маслопровод.

В случае уменьшения уровня хладагента вследствие утечек ниже нижнего смотрового стекла на ресивере необходимо добавить в систему хладагент. Для этого из холодильного агрегата отсосать в ресивер хладагент, подсоединить баллон с хладагентом к заправочному угловому вентилю после ресивера, продуть хладагентом заправочный трубопровод, включить компрессор.

Заправляют хладагент до тех пор, пока не будет виден уровень хладагента в верхнем смотровом стекле ресивера.

Для обнаружения мест больших утечек хладагента можно применять метод «обмыливания», т.е. проверяемый участок покрывают тонким слоем мыльного раствора с добавкой глицерина и в месте утечки образуются видимые пузырьки. Для обнаружения утечек можно использовать и течеискательную спиртовую лампу.

Присутствие воздуха в системе вызывает повышенное давление конденсации и излишний перегрев паров нагнетания. Наличие воздуха определяется по сильному дрожанию стрелки манометра, а также по разности давлений на манометре нагнетания и давления паров хладагента по таблице насыщенных паров при той же температуре.

Воздух выпускают через штуцер в верхней части конденсатора после того, как агрегат не работал в течение 3—4 ч.

Возможные неисправности оборудования и причины их возникновения приведены ниже.

Компрессор не включается: дефект электрической цепи агрегата; неисправен регулирующий прибор; температура масла комп-

рессора ниже  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; дефект электродвигателя компрессора; заклинивание кривошипно-шатунного механизма.

Стуки в компрессоре: дефекты шатунно-поршневой группы; попадание жидкого хладагента в цилиндр; излишек масла в блок-картере.

Отключение компрессора через некоторое время после пуска: срабатывание электронной защиты из-за неисправностей электродвигателя; не работают вентиляторы конденсатора; высокая наружная температура; наличие воздуха в системе.

Холодильная установка работает, но температура в грузовом помещении не понижается: неисправен автоматический запорный клапан; недостаточное давление смазки, запорный клапан работает на байпасном режиме; малое количество хладагента или его отсутствие; неисправности терморегулирующего клапана.

Высокое давление нагнетания, срабатывает реле максимального давления: высокая температура наружного воздуха; закрыты жалюзи конденсатора; загрязнение наружной и внутренней поверхностей конденсатора; наличие воздуха или других посторонних газов в системе; система переполнена хладагентом.

Низкое давление всасывания, срабатывание реле минимального давления: засорен фильтр-осушитель; замерзла влага в ТРВ; неисправен жидкостный клапан; закрыт угловой запорный клапан; утечка наполнителя термосистемы ТРВ или другие его неисправности; недостаточное количество хладагента в системе.

Низкое давление смазки: загрязнен масляный фильтр; недостаточное количество масла в компрессоре; загрязнен перепускной клапан масла; низкая производительность маслонасоса из-за износа его деталей.

Испаритель покрыт толстым слоем льда: неисправен магнитный клапан оттаивания; неисправно реле температуры оттаивания; неисправен программный часовой механизм оттаивания.

Всасывающий трубопровод сильно покрыт инеем: разрегулирован ТРВ, большая подача хладагента. Образование инея за фильтром-осушителем: засорение фильтра-осушителя.

Показания манометров промежуточного давления и давления всасывания идентичны: дефект уплотнений цилиндров и клапанов низкой ступени.

Магнитный клапан оттаивания не работает: перегорела катушка; дефект мембраны; заедание сердечника.

Терморегулирующий клапан слабо реагирует на изменение температуры на выходе из испарителя, давление всасывания низкое; утечка наполнителя термосистемы; плохой контакт температурного датчика с всасывающим трубопроводом; терморегулирующий клапан сильно перегревается.

Чрезмерный нагрев одного из цилиндров: повреждено уплотнение между полостями всасывания и нагнетания, поломана клапанная пластина.

### 7.1.3. Установка кондиционирования воздуха МАВ-II

**Выявление и устранение мест утечки хладагента.** Учитывая, что каждая холодильная установка системы кондиционирования воздуха представляет собой герметичную, заполненную хладагентом R12 систему; техническое обслуживание ее, производимое на ПТО, заключается в оценке состояния аппаратов по ряду внешних признаков без вскрытия и разборки. При этом не требуется применения каких-либо сложных приборов и устройств.

Осмотр начинают, когда машина не работает. Обращают внимание на наличие вмятин на аппаратах и соединяющих их трубопроводах. Смятые трубопроводы имеют заниженное проходное сечение, которое может оказать сопротивление потоку холодильного агента и нарушить режим работы установки. Кроме того, вмятины на трубопроводах способствуют развитию трещин вследствие вибраций при движении вагона или работы установки. Дефекты крыльчаток вентиляторов конденсаторов нарушают их динамическую балансировку, что может привести к аварии с разрушением конденсатора. Особо контролируют резьбовые крепления компрессорного агрегатов к кузову вагона и крепления, например, компрессора или конденсатора к своим рамам. Наиболее ответственной операцией при осмотре холодильного оборудования является выявление мест утечки хладагента. Утечку хладагента R12 можно определить по масляным пятнам.

Наиболее эффективен способ с применением специального течеискателя — галоидной лампы.

Для небольших систем используют галоидные электронные течеискатели.

Если обнаружены признаки утечки хладагента, то необходимо принять срочные меры, предупреждающие полную разрядку системы, влекущую за собой не только безвозвратную потерю дорогостоящего хладагента, но и попадание внутрь системы увлажненного атмосферного воздуха. Чаще всего утечка хладагента из системы появляется в местах соединений трубопроводов, подключения отдельных узлов, например, фильтров-осушителей и в сальниковых уплотнениях коленчатых валов компрессоров.

В рейсе сохранить хладон R12 можно путем перекачки в исправную часть установки, после чего надо перекрыть специально для этого предусмотренные разобщительные вентили, отключив неисправный участок. Откачка хладагента из участка, имеющего утечку, производится с помощью компрессора холодильной установки, кроме случаев, когда сам компрессор имеет утечку или механическую неисправность.

При необходимости отключают компрессор 5 (рис. 7.1), закрывая всасывающий 3 и нагнетательный 4 вентили. В компрессоре остается некоторое количество паров агента. Чтобы его перекачать в систему, можно при закрытом вентиле 3 включить компрессор на 2-3 мин, после чего закрыть нагнетательный вентиль 4. Компрес-

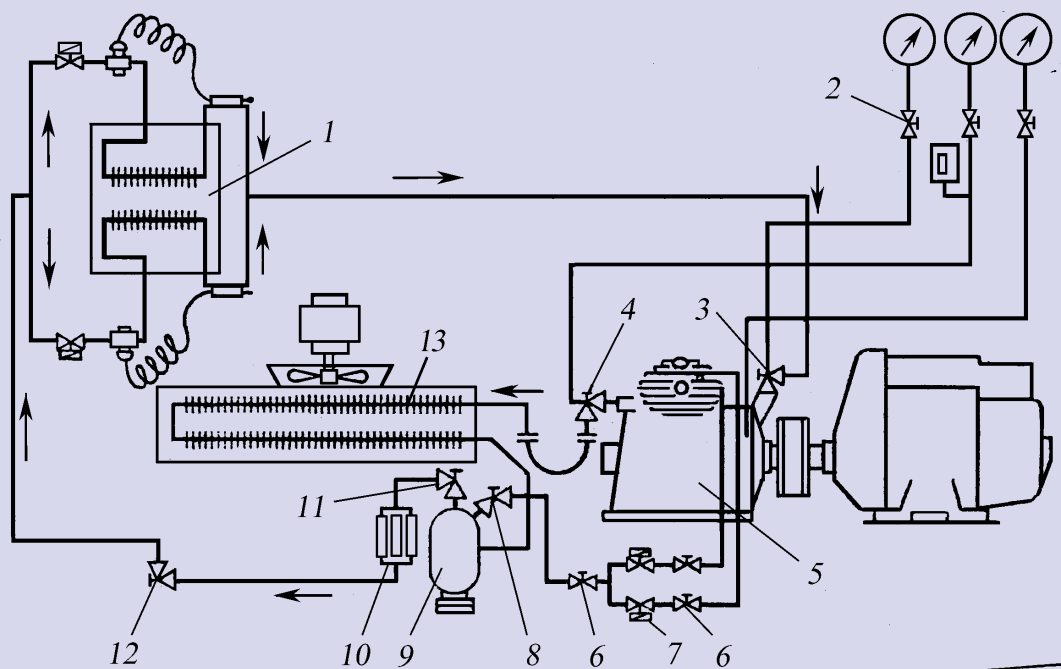


Рис. 7.1. Принципиальная схема холодильной установки MAV- II

сор должен остановиться в результате срабатывания реле максимального давления (прессостата) при давлении 0,18 МПа.

В случае обнаружения неисправности на участке холодильной установки у воздухоохладителя 1 сначала закрывают вентиль 12, после чего холодильная установка включается в работу. При этом пары хладагента будут отсасываться из воздухоохладителя, через вентиль 4 нагнетаться в конденсатор 13, откуда в сжиженном виде стекать в ресивер 9. Степень разрядки воздухоохладителя можно контролировать по мановакуумметру 2. При давлении, равном нулю, когда испаритель можно считать практически пустым, вентиль 3 закрывают и компрессор останавливается.

Если необходимо отключить участок системы, где установлены фильтры-осушители 10, достаточно вентили 1 и 12 поставить в закрытое положение. Так поступают и тогда, когда необходимо заменить отработавшие фильтры-осушители регенерированными. Неисправный конденсатор 13 от системы отключается перекрытием нагнетательного вентиля 4 и углового вентиля 11 на ресивере. Скопившиеся в конденсаторе под высоким давлением пары хладагента перекачать в другой участок холодильной установки нельзя; их выпускают в атмосферу.

Разборка магнитных вентилях 7 для осмотра и замены неисправных деталей может быть произведена на месте, но для этого вентили 6 необходимо закрыть.

При ремонте компрессора типа V иногда появляется необходимость отключить от ресивера систему регулирования холодопроизводительности. На этот случай предусмотрены вентили 6, блокирующие заодно электромагнитные вентили 7. Отключение всей системы производится посредством вентиля 8, установленного на ресивере.

Аналогичным образом, но с учетом конструктивных особенностей поступают и с холодильными установками других систем.

Проверять уровни масла в компрессоре и хладагента в герметизированной неработающей установке нецелесообразно, так как после пуска они существенно меняются. Это явление связано с взаиморастворимостью масла и хладагента и уносом в систему образовавшейся смеси. Однако для обеспечения безаварийной работы агрегата необходимо периодически проверять уровень масла в картере компрессора. В компрессоре типа V это делается через специ-

альное масломерное стекло, вмонтированное в картер. Уровень масла должен быть около  $2/3$  высоты стекла. В других типах компрессоров это делают через маслозаправочное отверстие; в разгерметезированном компрессоре при вывернутой пробке уровень масла должен совпадать с нижней кромкой отверстия.

Наличие хладагента R12 в системе проверяют через мерные стекла, установленные на ресивере. Верхнее стекло должно быть пустым, а нижнее полностью залито хладагентом, т.е. уровень хладагента в ресивере должен располагаться между верхним и нижним стеклами. Степень заряженности хладагентом охладителей питьевой воды и холодильных шкафов вагонов-ресторанов можно проверить только в рабочем состоянии по эффективности работы их холодильных машин.

**Порядок пуска холодильной установки вагона.** Перед пуском установки необходимо убедиться в открытом положении угловых запорных вентилей 3, 4, 8, 11 и 12 (см. рис. 7.1), иначе нормальная циркуляция хладагента будет невозможна. Если какой-либо вентиль окажется закрытым, нужно отвинтить защитный колпачок, на  $1/4$  оборота ослабить затяжку грундбуксы и вывернуть до упора шпindel вентиля. После этого грундбуксу затягивают до упора вращением по часовой стрелке и ставят на место колпачок. Всасывающий и нагнетательный вентили 5 и 4 имеют сильфонную конструкцию без грундбуксы. При этом разобщительные вентили при эксплуатации установки кондиционирования воздуха должны оставаться все время в открытом положении. Закрывают их только на случай длительного отстоя вагона или на зимний период, когда все его оборудование будет находиться в законсервированном состоянии.

Затем с помощью тумблера на распределительном щите в купе проводника включают предварительный прогрев масла в картере компрессора. При этом должны загореться соответствующие сигнальные лампы компрессора и вентилятора конденсатора. Было бы ошибочно считать, что подогрев масла в картере делается для снижения его вязкости и лучшей циркуляции по системе компрессора, пока он не прогреется сам. Включать холодильную установку системы кондиционирования воздуха при низкой наружной температуре, когда компрессор может настолько остыть, что замёрзнет в нём масло, нет необходимости. Нагрев масла производится для предварительного выпаривания из него хладагента. Эта мера предотв-

ращает вспенивание и унос масла при пуске агрегата, а следовательно, работу подшипниковых узлов компрессора в условиях полусухого трения. В условиях эксплуатации подогреть масло на вагоне 47К по инструкции завода-изготовителя нужно за 5 ч до пуска компрессора. После пуска агрегата подогрев масла автоматически отключается.

Подготовив таким образом к работе компрессор, режимный переключатель устанавливают в положение «Охлаждение», а многопозиционный — на любой требуемый режим. Включение компрессора дублируется сигнальной лампой. Если установку кондиционирования воздуха проверяют при температуре окружающего воздуха ниже 12°C, то необходимо нажать кнопку на щите, блокирующую термостаты отключения.

**Признаки нормальной работы холодильной установки.** О работе холодильной установки судят через некоторое время после пуска компрессора (после того как установка войдет в нормальный эксплуатационный режим) по приборам, которые на вагоне, например, типа 47К установлены на специальном щите в служебном отделении проводника. Показания манометров и термометров характеризуют режимы работы холодильной установки и дают возможность быстро находить причину неисправности. Однако давление (температура) испарения зависит от температуры и влажности воздуха, проходящего через воздухоохладитель. Чем выше температура и влажность этого воздуха, тем больше давление, и наоборот. Кроме того, на давление испарения влияет количество воздуха, продуваемого через испаритель. Для вагона типа 47К оно должно составлять 5000 м<sup>3</sup>/ч. Снижение подачи воздуха, например, вследствие загрязнения воздушных фильтров или поломка двигателя вентиляторов воздухоохладителя повлечет за собой падение давления всасывания. Аналогично давление (температура) конденсации, контролируемое по манометру, в первую очередь зависит от температуры наружного воздуха. Чем выше перепад температур наружного воздуха и паров хладагента, тем легче идет процесс конденсации, и наоборот. Кроме того, давление конденсации зависит от количества воздуха, продуваемого через конденсатор, и чистоты наружной и внутренней поверхности змеевика. Уменьшение подачи воздуха и загрязнение змеевика неизбежно вызовут повышение давления конденсации.

При нормальных условиях режима работа холодильной установки показания манометров, температурных перепадов должны быть в определенных пределах (табл. 7.3).

Таблица 7.3

Параметры	Установка МАВ-II
Давление всасывания, МПа	0, 21 – 0, 31
Температура при всасывании, °С	0 – 9
Давление нагнетания <sup>1</sup> , МПа	0, 68 – 1, 29
Температура при нагнетании, °С	30 – 55
Разность температур конденсации и наружного воздуха, °С	15
Давление масла <sup>2</sup> , МПа	0, 08 – 0, 13

<sup>1</sup> Давление нагнетания указано при температуре наружного воздуха в пределах 15-10 °С.

<sup>2</sup> Давление масла в системе смазки компрессора определяют по показанию соответствующего манометра, из которого вычитают давление всасывания, равное давлению пара хладагента в картере агрегата.

Об эффективности работы системы кондиционирования воздуха судят по тому, насколько соответствует поддерживаемая внутри вагона температура положению режимного переключателя на главном распределительном щите. Повышение температуры воздуха в пассажирском помещении или заметное увеличение времени безостановочной работы холодильной установки свидетельствует о наличии неисправности, которую надо выявить и устранить. Причины тут могут быть разные: недостаточное количество хладагента в системе; неисправность или неправильная подборка ртутно-контактных термометров; работа компрессора с пониженной частотой вращения коленчатого вала;

засорение терморегулирующего вентиля; загрязнение охлаждающей поверхности воздухоохладителя или фильтров системы вентиляции; неудовлетворительная работа устройств регулирования холодопроизводительности установки.

Может случиться обратное явление — понижение температуры в пассажирском помещении вагона до величины менее заданного предела. В этом случае причиной также может быть неудовлетворительная работа ртутно-контактного термометра или разгружающего механизма компрессора.



Признаком нормальной работы самого компрессора, кроме перечисленных, является отсутствие посторонних шумов и стуков, которые могут возникнуть в результате неисправностей в подшипниковом или клапанном узле, а также в электродвигателе или эластичной муфте. Температура корпуса компрессора не должна превышать 60 °С. Технический осмотр, осуществляемый в пункте формирования поезда или его оборота перед отправлением в очередной рейс, предусматривает более широкий объём работ. При этом выполняют все операции, предусмотренные для ежедневного обслуживания. Проверяют плотность системы циркуляции хладагента R12 в том же порядке, что и при ежедневном осмотре.

**Вакуумирование холодильной установки.** После выявления и устранения всех неплотностей холодильная установка системы кондиционирования воздуха должна быть дозаправлена холодильным агентом. Но на практике бывают случаи, когда в результате незначительной утечки хладагента R12 во время рейса происходит полная его утрата с проникновением в систему влажного воздуха. В таком случае при техническом обслуживании в пункте приписки вагона или во время технической ревизии необходимо перед заправкой хладагентом систему вакуумировать.

Вакуумирование рекомендуется производить при помощи специального вакуум-насоса. Целесообразность применения этого способа заключается еще и в том, что находящаяся в установке влага наиболее полно может испариться без подогрева только при глубоком вакууме. Для вакуумирования вакуум-насос 10 (рис. 7.2) подключают трубопроводом 1 к месту присоединения манометра 12 всасывания, а трубопроводом 11 — к угловому запорному вентилю 12 ресивера. Для контроля за процессом вакуумирования на каждом трубопроводе должны быть предусмотрены вакуумметры 8 и разобщительные вентили 9. Такое подключение вакуум-насоса обеспечивает наиболее полное удаление воздуха из всех аппаратов установки, особенно из воздухоохладителя, который может оказаться отключенным от ресивера терморегулирующим вентилем. Все вентили с ручным приводом, кроме разобщительного 4, манометра 3 давления масла ставят в открытое положение. Магнитные вентили испарителя, (на рисунке не показаны) оставляют закрытыми.

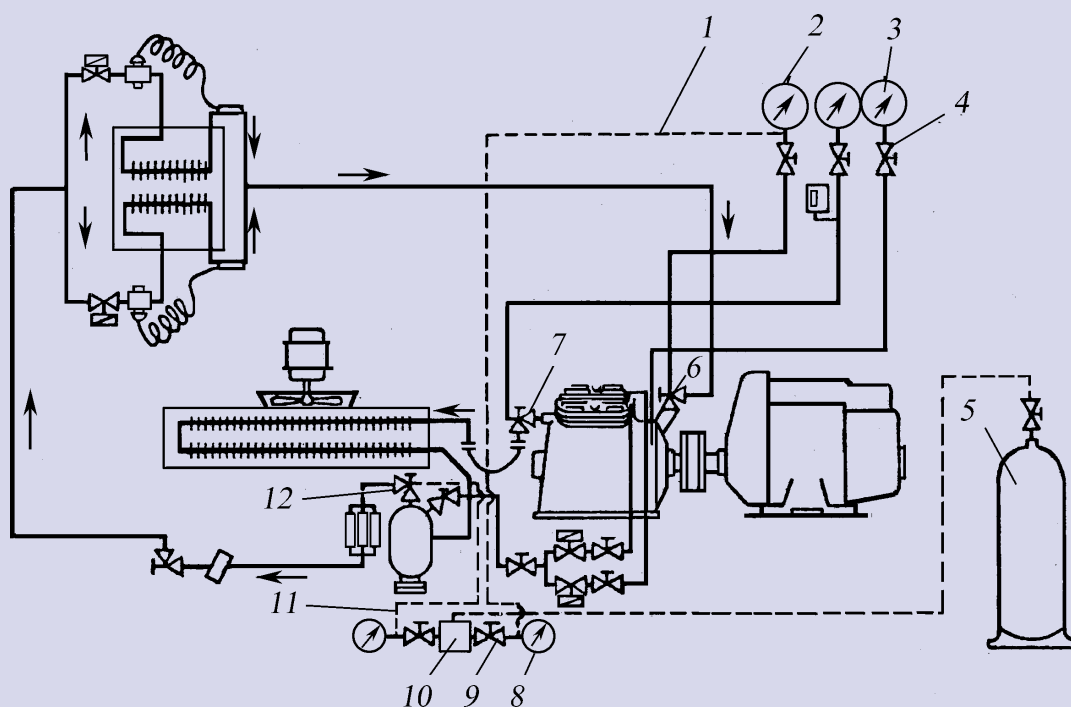


Рис. 7.2. Схема подключения вакуум-насоса для вакуумирования холодильной установки МАВ-II

После завершения подготовительных работ включают вакуум-насос. Когда давление достигает 13 кПа, во избежание прорыва сальникового уплотнения компрессора всасывающий 6 и нагнетательный 7 ventили закрывают, а насос оставляют включенным. Отключают его через 1 ч после того, как в системе установится давление 200—270 Па. Перед отключением вакуум-насоса ventили 9 закрывают.

Примерно через 1 ч после остановки насоса проверяют давление в системе и, если оно повысилось, что может быть результатом испарения имеющейся в аппаратах влаги, производят повторное вакуумирование. Таким образом, холодильная установка вакуумируется до тех пор, пока остаточное давление в ней во время часовых перерывов не перестанет возрастать вновь. Так определяется степень осушки рабочих полостей холодильных установок.

Качество осушки холодильной установки в целом или отдельных аппаратов определяют иногда по так называемой точке росы с помощью специального прибора. Сущность этого способа проверки сводится к следующему. Воздух, откачиваемый вакуум-насосом из проверяемого аппарата, струйкой выпускают на поверхность

зеркала, температуру которого все время понижают, охлаждая жидким углекислым газом. В момент появления на зеркале запотевания фиксируется температура точки росы. В указанном приборе роль зеркала играет стаканчик из стали с полированным дном. Для уменьшения тепловой инерции при охлаждении толщина дна составляет всего 0,5 мм. В центре дна стаканчика имеется углубление до 0,2 мм, в которое впаяна термопара из хромель-копелевой проволоки. Температура выпадения росы определяется по электродвижущей силе термопары с помощью потенциометра.

Нередко процесс вакуумирования производят после испытания всей установки на герметичность давлением азота. Выполняют это в той же последовательности. Баллон с азотом 5 подключают к вакуум-насосу. Схема соединения трубопроводов остается прежней. В случае испытания только всасывающей стороны используют трубопровод 1, а для проверки всей системы — трубопровод 11.

Для определения мест неплотностей с помощью галоидной лампы целесообразно добавить в азот немного (около 0,5 кг) хладона R12, который заправляется в систему до подключения баллона с азотом. Сначала в установке создается давление азота 0,6 МПа. Если предполагается дальнейшая проверка, то необходимо разобщи-тельные вентили манометра всасывания 2 и давления масла 3 закрыть. Когда давление достигнет 1 МПа, закрывают всасывающий 6 и нагнетательный 7 вентили. Испытание на плотность всасывающей стороны компрессора во избежание выхода из строя сальника коленчатого вала можно производить давлением азота не выше 1 МПа. Для дальнейшего испытания необходимо на вентиль 6 установить дополнительный манометр. Если этот манометр будет показывать повышение давления, значит, всасывающий вентиль неплотно перекрывает магистраль и его нужно отремонтировать. Только после устранения неисправностей можно довести пробное давление азота до 0,2 МПа. Затем вентиль 12 полностью открывают, и если наблюдается падение давления, то всю установку проверяют на утечку с помощью галоидной лампы или обмыливанием.

Испытание на герметичность холодильной установки МАВ-II считается законченным, если в течение 72 ч не наблюдается падения давления азота.

**Заправка холодильной установки.** Полная заправка холодильной установки хладагентом R12 обычно производится после ремонта. В эксплуатационных условиях, как правило, ограничиваются дозаправкой, т.е. пополнением уровня хладагента в системе до нормы. Для этого баллон с хладагентом устанавливают рядом с холодильной установкой вентилем вниз и специальной трубкой подсоединяют к угловому запорному вентилю ресивера. Выходное отверстие вентиля во избежание засорения при заправке должно быть направлено вверх. Рекомендуется предусмотреть на заправочной трубке между баллоном и ресивером технологический фильтр-осушитель. Это гарантирует очистку заправляемого хладагента R12 от механических примесей и влаги.

Перед окончательным затягиванием накидной гайки заправочной трубки на вентиле ресивера необходимо продуть трубку парами хладагента R12. Магнитные, всасывающий и нагнетательный вентили холодильной установки на период заправки ставят в закрытое положение, вентиль на баллоне с хладагентом и угловой напорный вентиль на ресивере открывают. Таким образом, в холодильную установку заправляется требуемое количество хладагента, после чего нужно закрыть угловой вентиль ресивера, снять заправочную трубку и на ее место поставить заглушку.

Если в ближайшее время после заправки системы пуск компрессора не предполагается, то перед заправкой надо вручную открыть все магнитные вентили. Процесс заправки остается таким же, но ведётся до тех пор, пока давление не достигнет 0,02—0,05 МПа. После этого заправку временно прекращают и на несколько секунд открывают всасывающий вентиль компрессора. Для дальнейшей заправки магнитные вентили ставят в закрытое положение. Этот прием необходим для того, чтобы в период консервации в установке не было вакуума и не происходил подсос воздуха из атмосферы.

При заправке важно не превысить норму массы заливаемого хладагента. Переполнение установки, как и неполная ее заправка, отрицательно влияет на ее холодопроизводительность. Поэтому баллон с хладагентом R12 взвешивают до и после заполнения системы. Для полной заправки холодильной установки МАВ-II требуется 32—45 кг хладагента R12.

Удалить хладагент полностью из системы можно с помощью специального передвижного стенда, по конструкции аналогичного хо-

лодильной установке, в которой роль ресивера играет пустой баллон объемом не менее 50 л. Передвижной стенд состоит из компрессора 4 с трехфазным электродвигателем 5 переменного тока и конденсатора 6. Электродвигатель подключается к внешней сети напряжением 380/220 В. Для удобства компрессор, электродвигатель, конденсатор и пустой баллон устанавливаются на легкой тележке. Перед подключением к конденсатору стенда баллон вакуумируют.

Перекачку хладагента R12 из холодильной установки вагона в баллон осуществляют следующим образом. Компрессор стенда металлической трубкой 3 соединяют с вентилем 2 ресивера 1. После этого включают электродвигатель 5. Пары хладагента R12 из верхней части ресивера, как из испарителя, будут отсасываться компрессором 4 и после сжижения в конденсаторе 6 стекать в баллон 7. Давление в баллоне можно контролировать по манометру 8 — оно не должно превышать 0,3 МПа. При давлении в холодильной установке 0,02 МПа по мановакууметру всасывания процесс заправки хладагента считается законченным. Остатки хладагента R12 можно выпустить в атмосферу.

Если нет передвижного стенда, то удаление хладагента начинается с перекачки его в ресивер, как было описано ранее. После этого к нагнетательному вентилю 8 (рис. 7.3) и трубопроводу 7 подключают с помощью вспомогательной трубки 11 баллон 1. Затем вентиль 5 закрывают, а вентиль 4 открывают. К резьбовому штуцеру вентилей 4 подключают вторую вспомогательную трубку, противоположный конец которой соединяют с баллоном 1. После этого вентили 2, 12 и 3 открывают, а остальные, кроме вентилей 4, находятся в закрытом положении. Для удаления воздуха из сливной трубки необходимо до открытия вентилей 2 ослабить ее накидную гайку и продуть трубку хладагентом R12.

Таким образом осуществляется перелив хладагента R12 из системы в баллон. Эта операция считается законченной, когда давление в баллоне по манометру 13 уравнивается с давлением в системе, а масса баллона больше не увеличивается. При этих условиях закрывают вентиль 3 и открывают вентили 4, 5 и 9. Остатки хладагента перекачивают в баллон 1 с помощью компрессора 10. Во время перекачки баллон будет нагреваться, поэтому желательно периодически охлаждать его водой. При перекачке компрессор должен работать на одном цилиндре. Когда давление в баллоне достигнет 0,3 МПа, ком-

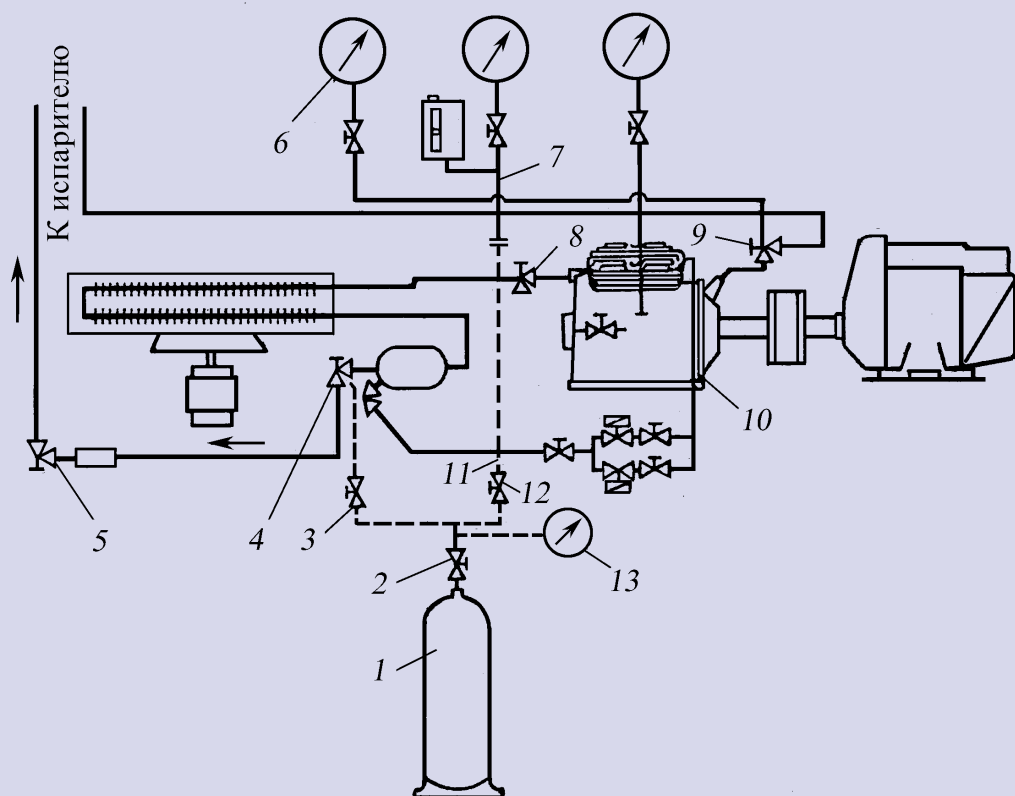


Рис. 7.3. Схема подключения баллона для перелива хладагента на время ремонта холодильной установки

прессор выключают. После непродолжительного перерыва, за время которого пары хладагента-12 в баллоне сконденсируются, повторно включают компрессор.

**Заправка компрессора маслом.** Холодильная установка предъявляет специфические требования к смазке. Например, при низкой температуре масло не должно выделять тугоплавкий парафин и оставаться достаточно текучим, а при высокой — не должно коксоваться и образовывать смолы, засоряющие маслопроводящие каналы и трубки. Циркулируя в растворе с хладагентом при разном давлении и температуре, масло должно иметь неизменную характеристику на протяжении всего времени работы установки.

Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют минеральные масла, получаемые путем переработки нефти. В компрессорах установок кондиционирования воздуха пассажирских вагонов, охладителей питьевой воды шкафов-холодильников и вагонов-ресторанов применяют только масло марки ХФ 12-18. При эксплуатации

холодильных установок запрещается произвольно заменять один сорт масла на другой, хотя и близким по качеству, а также нельзя смешивать масла различных сортов.

В холодильных установках недопустимо наличие влаги даже в очень малых количествах. Влага способствует образованию активных кислот, вызывающих химический распад масла и коррозию металла. Поэтому содержание влаги не только в хладагенте, но и в масле допускается не более 20 частей на 1 млн частей масла. Перед заправкой в компрессор холодильной установки масло должно быть обезвожено путем прогрева в специальном устройстве с одновременным отсасыванием образующихся паров воды вакуум-насосом. Учитывая, что обезвоженное масло способно поглощать влагу (гигроскопично), хранить его нужно в запаянных бидонах. Опытным путем установлено, что за 4 ч хранения в открытой таре влагосодержание масла почти удваивается.

Наличие влаги в масле можно проверять лабораторным анализом или с помощью специального прибора-пробойника. В последнем случае в масло на расстоянии 2,5 мм друг от друга помещают два круглых полированных медных или стальных электрода и к ним подводят электрический ток с постепенно возрастающим напряжением. При наличии в масле влаги между электродами в какой-то момент возникнет электрический разряд. Напряжение пробоя зависит от количества влаги. Чем меньше влаги в масле, тем выше напряжение пробоя. Например, для масла ХФ 12-18 диэлектрическая прочность должна быть не ниже 45 кВ.

В связи с тем, что диэлектрическая прочность масла зависит еще от электропроводности загрязнений, а также от размеров и распределения в нем микроскопических частичек воды, этот способ менее точно характеризует степень увлажненности, чем лабораторный анализ. Не допускается использование не только увлажненного масла, но и загрязненного. Загрязняется масло вследствие попадания мельчайших частиц металла в результате трения деталей. Кроме того, на качество масла пагубно сказывается взаимодействие хладона с водой. Вступая в реакцию с водой, хладон образует агрессивную соляную кислоту, разрушающую металлы и масло. При этом образуется осадок, ухудшаются свойства масла и сокращается срок службы деталей компрессора.

Для продления срока службы компрессора масло в холодильной установке приходится периодически менять. По рекомендации заводов-изготовителей первая замена масла целесообразна приблизительно через 100 ч работы оборудования, когда практически заканчивается процесс приработки трущихся поверхностей основных деталей.

При замене масла необходимо строго соблюдать последовательность операций, исключая попадание воздуха в компрессор. Прежде всего надо включить компрессор и, как только он прогреется до температуры масла 50—60 °С, закрыть всасывающий вентиль. После снижения давления паров хладона R12 на стороне всасывания до 0,01 МПа (температура испарения –28; –30 °С) компрессор выключают и быстро закрывают нагнетательный вентиль. Для выравнивания давления внутри и снаружи компрессора медленно открывают маслозаправочный вентиль. Затем быстро вывинчивают пробку в нижней части картера и подогретое масло сливают. Вместе с маслом вытекает и осадок, скопившийся на дне картера.

Свежее масло в компрессор установки, например МАВ-II, не заливается, а засасывается. Для этого при помощи вакуум-насоса в картере создают давление ниже атмосферного и к маслозаправочному штуцеру подсоединяют длинную трубку, противоположный конец которой опускают в канистру с маслом. За счет разности давлений масло засасывается в картер. Для полной заправки компрессора типа V требуется примерно 4 л масла ФУУБС-15-1. Уровень масла должен быть на середине мерного стекла, вмонтированного в картер. Окончив перечисленные операции, закрывают маслозаправочный вентиль, снимают трубку и на ее место устанавливают колпачковую гайку. Затем открывают всасывающий и нагнетательный вентили и установка готова к работе.

Подготовка установки кондиционирования воздуха к эксплуатации. Весной до начала массовых летних перевозок пассажиров законсервированное на зиму оборудование расконсервируется, а все остальное подвергается техническому осмотру с целью профилактики появления неисправностей в период интенсивной эксплуатации.

Смазку с деталей аппаратов смывают техническими салфетками, смоченными керосином или дизельным топливом; установку снаружи обмывают водой из шланга. Для проверки воздухоохладителя с крыши вагона снимают крышку люка, узел обдувают сжа-



тым воздухом и проверяют, не засорена ли водоотводящая трубка поддона элиминатора. При подготовке вагона к работе в летний период проверяют всю систему вентиляции вагона.

Воздушные фильтры промывают так же, как и при подготовке вагона к отправлению в рейс. Сначала их промывают в специальной моечной установке, а затем продувают сжатым воздухом, погружают в масло и оставляют в нем до тех пор, пока не перестанут выделяться пузырьки воздуха. Это свидетельствует о том, что многослойная сетка пропиталась маслом. Пропитанные фильтры выдерживают до 48 ч в вертикальном положении над противнем, чтобы стекли излишки масла, а затем устанавливают на место в вагон. Рекомендуется сжатым воздухом обдуть камеру, где установлены центробежные вентиляторы, и прилегающие участки воздуховодного канала. Кроме того, проверяют надежность крепления брезентовых соединительных гармоник и действие всех воздушных заслонок. В проверке байпасной заслонки вагона «Микст» включают электродвигатель. При этом следят, чтобы все шарнирные соединения рычажной передачи системы привода заслонки и редуктор были смазаны.

При осмотре холодильного оборудования проверяют состояние аппаратов, трубопроводов, герметичность в местах соединений магистралей, смотровых стекол, присоединения контрольных и защитных приборов. Если обнаружена утечка хладагента, то после устранения дефекта производят дозаправку системы хладоном.

Перед пуском установки следует проверить состояние упругой муфты, соединяющей валы компрессора и электродвигателя. Фильтры-осушители заменяют новыми или перезаряженными. Прежде чем вскрыть банку с новым осушителем или удалить заглушки, нужно выполнить все подготовительные работы для установки прибора на место. Перед тем как окончательно закрепить установленный фильтр-осушитель, приоткрывают вентиль со стороны ресивера и хладоном вытесняют из штуцеров воздух, который может попасть в систему. Только после этого окончательно затягивают гайки и затем открывают запорные вентили. Чтобы убедиться в том, что вентиль открыт полностью, его шпиндель вращают против часовой стрелки до упора, а затем поворачивают в обратном направлении на половину оборота. Перед постановкой защитного

колпачка на хвостовик шпинделя галоидной лампой проверяют утечку хладона в местах соединений. Манометры должны быть проверены и запломбированы. Это делается не реже одного раза в год и после каждого ремонта независимо от его объема. Рабочие манометры, кроме того, не реже одного раза в шесть месяцев снимают и проверяют на специальном стенде с контрольным манометром.

Кроме перечисленных работ, при весеннем осмотре выполняют все операции, предусмотренные техническим осмотром ТО-1. Заканчивается осмотр включением холодильной установки для проверки ее работы.

**Техническая ревизия.** Для проверки холодильного и электрического оборудования установки кондиционирования воздуха вагон ставят на путь, оборудованный колонкой, подключенной к сети переменного тока напряжением 380/220 В. Под кузовом вагона типа 47К имеется распределительный ящик для подключения трехфазного двигателя привода генератора к внешней сети.

Порядок действия при подключении электрооборудования холодильной установки к внешнему источнику тока следующий. Сначала трехгранным ключом вывинчивают болт 6 (рис. 7.4) и открывают крышку 5 коробки, в которой смонтирована трехфазная розетка. Потом соединительный кабель подключают одним концом к розетке колонки, а другим — к розетке вагона. В зависимости от

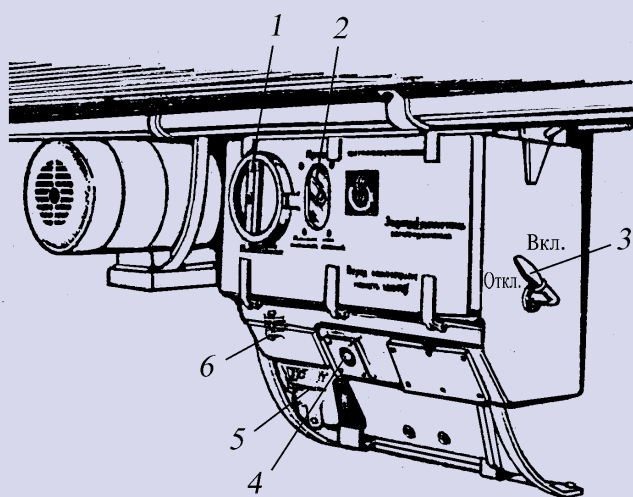


Рис. 7.4. Подвагонный ящик для подключения холодильной установки к внешней сети переменного тока

напряжения в сети ручку переключателя 1 ставят в положение 220 или 380 В. Убедившись в правильности подключения, ручку 5 при одновременном нажатии на кнопку 4 ставят в вертикальное положение. Кнопку 4 нужно держать, пока не заработает двигатель переменного тока.

При этом необходимо помнить, что от генератора подзаряжается кислотная аккумуляторная батарея с выделением взрывоопасного

гремучего газа. Для отсоса газа аккумуляторные ящики оборудованы автоматически включающимися вентиляторами. При включении вентиляторов загорается лампа 2. В случае неисправности вентилятора все перечисленные операции по подключению нужно производить с открытыми аккумуляторными ящиками.

Если термодатчик, настроенный на 12 °С, будет препятствовать пуску компрессора (температура окружающего воздуха в момент проверки будет ниже 12 °С), то необходимо поставить на распределительном щите ручку режимного переключателя в положение «Охлаждение», а многопозиционного — «Охлаждение» 1/3. Затем вставить ключ в замок и с легким нажимом повернуть по часовой стрелке. После этого можно включить компрессор нажатием соответствующей кнопки на главном распределительном щите. Остановка агрегата производится в обратной последовательности.

Во время технической ревизии все оборудование тщательно осматривают снаружи, очищают от грязи и пыли и проверяют системы на утечку хладагента R12 и при необходимости пополняют ее. Проверяют также количество масла в компрессоре и при необходимости заменяют его свежим; устраняют мелкие неисправности, обнаруженные во время эксплуатации оборудования.

При обслуживании контрольно-измерительных приборов нужно помнить, что эти приборы имеют небольшие габаритные размеры, состоят из мелких деталей, боятся влаги, резких ударов и т.д. Например, при технической ревизии вагона необходимо проверить целостность стеклянной колбы ртутно-контактного термостата и надежность крепления его электрических контактов. В месте их установки не должно быть влаги или пыли. Выборочно проверяют состояние ртутного столба. Для этого термометр переворачивают колбой вверх и слегка встряхивают. Ртуть должна перетечь по капилляру в расширитель. При возвращении колбы в первоначальное положение столбик ртути должен восстановиться без образования разрывов и пузырьков воздуха. Если ртуть вся или частично остается в расширителе, то термометр заменяют исправным.

Маноконтроллер, реле разности давления и пресостат проверяют на специальном стенде в цехе или на вагоне. Для проверки маноконтроллера установки МАВ-II пускают компрессор при выключенном вентиляторе конденсатора (снимают предохранитель на 25 А или отклю-

чают соответствующий автоматический выключатель). Работу прибора контролируют по манометру нагнетания — в момент остановки компрессора стрелка должна находиться напротив давления 0,2 МПа. Для определения момента срабатывания маноконтроллера — включение компрессора — нужно снова включить вентилятор конденсатора и выждать время, пока пары хладагента сконденсируются, давление на стороне нагнетания снизится до 0,15 МПа и компрессор заработает вновь.

Чтобы проверить работу реле разности давлений, нужно, как и в предыдущем случае, искусственно повысить давление конденсации паров хладагента, пока разница давлений на стороне нагнетания и всасывания не будет несколько больше 0,6 МПа. В этот момент поворотом режимного переключателя компрессор останавливают и через несколько секунд включают вновь. Пуск должен произойти только после того, как разница давлений будет менее 0,6 МПа. У регулируемого реле требуемую разницу давлений устанавливают изменением затяжки пружины всасывающего сильфона. При этом следует помнить, что ввинчивание винта ведет к увеличению разницы давлений, а вывинчивание — к уменьшению.

Осенний осмотр выполняется перед длительным перерывом в работе холодильной установки или перед постановкой вагона в отстой на зиму. При этом после приведения холодильной установки в исправное состояние перекачивают хладагент R12 в ресивер и закрывают все вентили холодильной установки. Основная задача заключается в сохранении хладагента и предупреждении коррозии внутренних полостей аппаратов. При этом не следует забывать, что масло при неработающем компрессоре постепенно стекает с поверхностей деталей и, таким образом, создает благоприятные условия для появления коррозии. Для предупреждения этого явления рекомендуется приблизительно раз в месяц компрессор включать в работу на 10—15 минут.

#### **7.1.4. Установка кондиционирования воздуха УКВ-31**

**Предпусковая подготовка.** Перед началом пусконаладочных работ, а также перед началом летнего режима работы снимают защитную крышку с отверстия над вентилятором конденсатора, крышки клеммной коробки, приборной коробки и люка обслуживания.

Проверяют:

надежность и правильность крепления электрических разъемов и соединений;

состояние электрокабелей внутри установки (при наличии повреждений проводят проверку сопротивления изоляции);

состояние приборов защиты (при наличии повреждений производят проверку);

состояние запорных вентилях на компрессоре и в жидкостной магистрали (должны быть открыты);

количество масла в картере компрессора;

состояние индикатора влажности на смотровом стекле жидкостной магистрали (должен быть зеленого цвета);

наличие хладагента в системе по показаниям манометров (давление в системе должно соответствовать давлению насыщенных паров хладагента R134a при температуре окружающей среды);

напряжение источников питания установки. Кратковременной, не более 1 мин, подачей напряжения питания на электродвигатель вентиляторов убедиться в правильном направлении их вращения по направлению воздушного потока на выходе из осевого вентилятора конденсатора и величине расхода воздуха на выходе из центробежного вентилятора.

*Примечание.* В том случае, если крыльчатка центробежного вентилятора вращается в неправильном направлении, направление воздушного потока на выходе из него не меняется, однако расход воздуха резко падает.

Кратковременной (не более 1 сек.) подачей напряжения на компрессор убедиться в правильном направлении его вращения по показаниям манометров. При правильном направлении вращения давление всасывания падает, а давление нагнетания растет.

Проверку направления вращения компрессора разрешается проводить только квалифицированному специалисту. Необходимо помнить, что винтовой компрессор предназначен для работы только в одном направлении вращения и при вращении в другом направлении либо отключится защитным устройством INT69VSY, либо полностью выйдет из строя. Не допускается вращение компрессора в неправильном направлении.

Перед запуском холодильной машины температура наружного воздуха должна быть не ниже +15°C.

### **Включение установки, контроль работы.**

Открыть технологический люк и крышку клеммной коробки, подать напряжение на установку и включить режим охлаждения.

Примерно через 10 минут после включения режима охлаждения открыть люк обслуживания, проверить поток хладагента в смотровом стекле жидкостной магистрали. Наличие паровых пузырей в потоке не допускается.

После выхода установки на режим убедиться в ее нормальной работе по следующим показателям:

- температура воздуха на входе в конденсатор не превышает  $(+45 \pm 2^\circ\text{C})$ ;
- в вагоне поддерживается требуемая температура;
- при работе компрессора отсутствуют посторонние шумы;
- уровень масла в картере компрессора не ниже  $1/4$  высоты смотрового стекла картера;
- компрессор включается не более 7 раз в час;
- все электрооборудование работает без искрения, нагрева и характерного треска (зуммерения);
- в смотровом стекле жидкостной магистрали отсутствуют паровые пузыри;
- индикатор влажности на смотровом стекле жидкостной магистрали окрашен в зеленый цвет.

По окончании пусконаладочных работ заполняют таблицу рабочих параметров установки, выключают установку, закрывают и опечатывают люк обслуживания, закрывают крышку клеммной коробки и технологический люк.

В процессе эксплуатации установки крышка клеммной коробки, люк обслуживания и технологический люк всегда должны быть закрыты и надежно закреплены. Никогда не снимайте их, если на установку подано напряжение. Не подавайте напряжение питания на незаземленную установку.

Техническое обслуживание установки — это комплекс мероприятий, направленных на поддержание установки в состоянии постоянной работоспособности, устранение мелких неисправностей, проверку и наладку (при необходимости) режимов работы.

Принятая система технического обслуживания (ТО) предусматривает следующие виды ТО:

- визуальный и инструментальный контроль состояния установки, проверка настройки ее элементов автоматического регулирования.

ния и предохранительных устройств, проверка герметичности паяных, резьбовых и фланцевых соединений трубопроводов, затяжки резьбовых соединений узлов, деталей и клемных зажимов;

очистка загрязняющихся в процессе эксплуатации узлов и деталей;  
замена изнашивающихся элементов;

контроль функционирования установки в целом и ее отдельных узлов;

дозаправка хладагента и масла (при необходимости).

Объем и периодичность проведения перечисленных выше видов ТО приведены в таблице 7.4.

Таблица 7.4

Работы, проводимые в процессе ТО	Периодичность проведения		
	Ежемесячно	Раз в полгода	Ежегодно
1	2	3	4
Контроль затяжки резьбовых соединений, болтов, гаек и клемных зажимов.		+	
Контроль герметичности соединений трубопроводов.		+	
Контроль настройки реле давления и ТРВ (первый раз контроль провести через 2 года после ввода установки в эксплуатацию)			+
Контроль уровня масла		+	
Контроль наличия хладагента		+	
Очистка воздухоохладителей			+
Очистка конденсаторов			
Очистка вентилятора конденсатора		+	+
Очистка отверстий для слива конденсата		+	
Замена фильтрующих элементов в фильтрующих ячейках (в зимнее время допускается проводить 1 раз в 2 месяца).	+		

К эксплуатации и техническому обслуживанию установки допускаются только специалисты соответствующей квалификации, знакомые с основами холодильной техники, правилами устройства и безопасной эксплуатации электроустановок и холодильных систем, прошедшие инструктаж по технике безопасности и охране труда, правилам пожарной безопасности и порядку оказания первой помощи при несчастных случаях и изучившие настоящее руководство.

Техническое обслуживание установки допускается проводить без ее демонтажа с вагона при наличии у обслуживающего персонала необходимого инструмента и оборудования.

**Порядок технического обслуживания.** Во время эксплуатации установка испытывает вибрационные воздействия и температурные колебания, что может привести к ослаблению затяжки резьбовых соединений, болтов, гаек и клемных зажимов, поэтому не реже, чем 1 раз в полгода следует подтягивать эти соединения и очищать их.

Для контроля герметичности резьбовых и паяных соединений трубопроводов, узлов и элементов холодильного контура используйте течеискатель. Рекомендуемый тип течеискателя: TIF-5750A фирмы Refco или аналогичный.

При контроле герметичности особое внимание следует обратить на поиск следов масла. При их обнаружении необходимо проверить течеискателем возможные места утечки хладагента и масла и в случае необходимости устранить негерметичность.

Контроль настройки реле высокого давления необходимо проводить следующим образом. Закрывать запорный вентиль на коллекторе высокого давления. Через заправочный ключ и нипельный штуцер на коллекторе высокого давления подключить к последнему через редуктор давления баллон с сухим (точка росы не выше – 30 °С) азотом. Медленно открывая редуктор, поднимать давление в коллекторе, контролируя его величину по манометру. При избыточном давлении 2,0 МПа  $\pm$  0,07 МПа реле высокого давления должно сработать и его контакты разомкнутся. Закрывать редуктор на баллоне с азотом. Отсоединить баллон от нипельного штуцера. Через нипельный штуцер, например, с помощью шланга и заправочного ключа медленно стравливать давление из коллектора, следя за показаниями манометра. При избыточном давлении 1,5 МПа  $\pm$  0,07 МПа реле высокого давления должно сработать и его контакты замкнутся. Если в работе реле высокого давления обнаружены отклонения от заданных значений давлений срабатывания, его необходимо заменить.

После этого полностью стравить давление из коллектора высокого давления через нипельный штуцер, открыть запорный вентиль коллектора высокого давления и продуть последний парами хладагента, отжав на короткое время (1,5—2 сек.) клапан нипеля.

Контроль настройки предохранительного реле и реле давления конденсации проводить поочередно в той же последовательности.



При этом избыточное давление срабатывания должны находиться в следующих пределах:

предохранительное реле:

размыкание  $2,25 \text{ МПа} \pm 0,07 \text{ МПа}$ ;

замыкание  $1,7 \text{ МПа} \pm 0,04 \text{ МПа}$ ;

реле давления конденсации:

размыкание  $0,95 \text{ МПа} \pm 0,05 \text{ МПа}$ ;

замыкание  $1,25 \text{ МПа} \pm 0,05 \text{ МПа}$ ;

*Примечание:* Контроль настройки реле давления конденсации, реле высокого давления и предохранительного реле допускается проводить одновременно при однократном подключении баллона с азотом к коллектору высокого давления. При этом очередность срабатывания соответствующих реле в процессе наддува коллектора и в процессе стравливания из него давления определяются указанными выше значениями избыточных давлений срабатывания. Реле, в работе которых обнаружены аномалии, подлежат замене.

Контроль настройки реле низкого давления следует проводить следующим образом. Закрывать запорный вентиль на коллекторе низкого давления. Через нипельный штуцер на коллекторе низкого давления с помощью запорочного ключа или другого инструмента (отвертки, штыря и т.п.) медленно стравливать давление хладагента из коллектора, контролируя его величину по манометру.

При избыточном давлении  $0,05 \text{ МПа} \pm 0,02 \text{ МПа}$  реле низкого давления должно сработать и его контакты разомкнутся. В этом случае необходимо медленно приоткрывать запорный вентиль на коллекторе низкого давления и наддувать коллектор парами хладагента, контролируя рост давления по манометру. При избыточном давлении  $0,2 \text{ МПа} \pm 0,02 \text{ МПа}$  контакты реле должны замкнуться.

Если в работе реле низкого давления обнаружены аномалии, его необходимо заменить.

Контроль количества хладагента надо проводить не реже одного раза в полгода. Для этого необходимо включить установку, выбрать режим охлаждения и после выхода установки на режим (не ранее, чем через 0,5 часа после включения) проверить сплошность потока жидкого хладагента в смотровом стекле на жидкостной магистрали. При наличии в потоке жидкости паровых пузырьков установку необходимо дозаправить.

Дозаправку установки проводить только паровой фазой через нипельный штуцер на запорном вентиле всасывающего патрубка компрессора. Перед подключением баллона к штуцеру соединительный шланг продуть парами хладагента из баллона.

Для дозаправки установки действовать следующим образом. Баллон с хладагентом R134a установить на весы (желательно электронные) с точностью взвешивания  $\pm 10$  граммов в таком положении, чтобы хладагент на выходе из баллона находился в паровой фазе.

Если на баллоне стрелкой указано положение, в котором хладагент на выходе из баллона находится в жидкой фазе, его надо развернуть в направлении, противоположном стрелке. Если это не указано, баллон располагают горловиной вверх.

После этого закрыть запорный вентиль всасывающего патрубка компрессора и снять заглушку с его нипельного штуцера. Навернуть на штуцер заправочный ключ. Накидную гайку соединительного шланга от баллона с хладагентом надеть на штуцер заправочного ключа, завернуть ее не более чем на 2—3 оборота. Не затягивая накидную гайку на штуцере заправочного ключа, на мгновение открыть вентиль баллона и, убедившись в истечении паров хладагента через резьбовое соединение гайки и штуцера, тотчас же закрыть этот вентиль. Затем полностью (до упора) затянуть накидную гайку соединительного (заправочного) шланга на штуцере заправочного ключа, открыть вентиль ключа и вентиль баллона. Включить установку в режиме охлаждения и контролировать по весам процесс опорожнения баллона.

Более 100 граммов хладагента за один раз из баллона не откачивать.

После откачки 100 граммов хладагента из баллона выключить установку и закрыть вентиль на баллоне с хладагентом. Открыть запорный вентиль на всасывающей магистрали и включить установку в режиме охлаждения. После 15 минут работы вновь проверить сплошность потока жидкого хладагента в смотровом стекле на жидкостной магистрали. При наличии в потоке жидкости паровых пузырьков операцию дозаправки повторить. После того, как будет зафиксировано отсутствие паровых пузырьков, отсоединить баллон с хладагентом и заправочным ключом от нипельного штуцера и поставить на место заглушку штуцера.

Контроль настройки терморегулирующих вентиляей. Настройку терморегулирующих вентиляей контролировать один раз в год, при температуре окружающей среды около  $+25$  °С.

Для контроля настройки терморегулирующих вентилях включить установку в режиме охлаждения и примерно после 15 минут ее работы в этом режиме с помощью контактного хорошо теплоизолированного термометра замерить температуру всасывающих трубопроводов в зоне врезки в них тракта внешнего уравнивания давления ТРВ на выходе из воздухоохладителей. Сравнить полученное значение температуры с температурой, соответствующей давлению всасывания. Замеренная температура каждого из трубопроводов должна быть на 10—14 К выше температуры, соответствующей давлению всасывания. При необходимости отрегулировать настройку каждого ТРВ по отдельности, если перегрев на одном из них или на обоих не соответствует указанному диапазону.

Для регулировки настройки ТРВ необходимо действовать следующим образом. Снять колпачковую гайку с регулировочного шпинделя ТРВ. Повернуть шпиндель вправо (по часовой стрелке), если перегрев ниже 10 К или влево (против часовой стрелки), если перегрев выше 14К.

Один оборот шпинделя меняет перегрев примерно на 0,5 К в ту или иную сторону. Дать установке возможность проработать примерно 15 минут в режиме охлаждения и вновь замерить перегрев. Если после регулировки перегрев находится в пределах  $12 \text{ К} \pm 2 \text{ К}$ , регулировку закончить, колпачковую гайку на регулировочном шпинделе завернуть.

Если после неоднократной регулировки перегрев выходит за пределы  $12 \text{ К} \pm 2 \text{ К}$ , ТРВ следует заменить.

Очистку воздухоохладителей от пыли, мелких частиц и прочих загрязнений проводить ежегодно с помощью сжатого воздуха или неметаллической щетки.

Перед очисткой воздухоохладителей необходимо удалить фильтрующие элементы из фильтрующих ячеек.

Перед очисткой воздухоохладителя прочистить и освободить сливные отверстия поддонов воздухоохладителей..

Запрещается чистить воздухоохладители паром, горячей водой с температурой выше  $+40 \text{ }^\circ\text{C}$  химически агрессивными средствами.

При использовании для очистки воздухоохладителей моющих средств воздухоохладители после очистки обязательно промыть чистой водой с температурой не выше  $+25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Запрещается сливать воду после промывки воздухоохладителей в сточную и ливневую канализацию без предварительной очистки в очистных сооружениях.

Очистку конденсаторов проводить ежегодно при помощи холодной воды и неметаллической щетки.

Запрещается применять для очистки конденсаторов горячую воду с температурой выше +40 °С и химически агрессивные средства.

При использовании для очистки конденсаторов моющих средств конденсаторы после очистки необходимо промыть чистой водой с температурой не выше +25 °С.

Запрещается сливать воду после промывки конденсаторов в сточную и ливневую канализацию без предварительной очистки в очистных сооружениях.

Замену фильтрующих элементов в фильтрующих ячейках проводить ежемесячно. Допускается в период с 1 декабря по 1 апреля замену фильтрующих элементов проводить 1 раз в два месяца. Замена фильтрующих элементов производится следующим образом.

1. Отключить и обесточить установку, открыть крышки в потолке вагона и освободить доступ к люкам для замены фильтрующих элементов.

2. Снять люк для замены фильтрующих элементов. Вывернуть винт фиксирующей планки и, придерживая рукой корпус фильтрующего элемента, опустить планку вниз. Вынуть первый фильтрующий элемент из фильтрующей ячейки, опустив его вниз. Сдвинуть вбок по направляющей второй фильтрующий элемент и вынуть его из фильтрующей ячейки. Вставить поочередно новые фильтрующие элементы в фильтрующие ячейки. Закрепить фиксирующую планку, завернув невыпадающий винт. Установить люк. Закрыть крышки потолка вагона.

*Примечание:* допускается многократное (3—4 раза) повторное использование фильтрующих элементов после их промывки и сушки.

Запрещается устанавливать влажные фильтрующие элементы. Категорически запрещается эксплуатация установки без фильтрующих элементов.

Дозаправка масла. В установке для смазки компрессора используется синтетическое эфирное холодильное масло BSE-170, полная заправка которого составляет 3 литра.

Использование других типов синтетических эфирных масел не рекомендуется.

При штатной эксплуатации установки в условиях замены или дозаправки масла, как правило, не требуются в течение всего срока эксплуатации. Однако во время технического обслуживания установки, после ее ремонта или вследствие каких-либо причин, не предусмотренных штатной эксплуатацией, уровень масла в смотровом стекле компрессора может опуститься ниже 1/4 высоты смотрового стекла. В этом случае требуется произвести дозаправку масла.

Категорически запрещается использование минеральных, алкилбензолных масел и их смесей, а также доливка указанных типов масел к эфирному маслу.

Синтетические эфирные масла чрезвычайно гигроскопичны. Емкости и канистры с этими маслами должны быть герметично закупорены.

Для дозаправки масла необходимо отключить и обесточить установку, закрыть запорные вентили на всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора и снять заглушку с нипельного клапана штуцера тройника высокого давления на корпусе компрессора (рис. 7.5 поз. 5).

Через нипельный клапан штуцера на тройнике высокого давления с помощью специального ключа или другого инструмента (отвертки, штыря и т.п.) медленно полностью стравить избыточное давление хладагента из внутренней полости компрессора, контролируя его величину по манометрам коллекторов высокого и низкого давлений.

После полного стравливания давления вывернуть нипельный клапан из штуцера и подсоединить к последнему трубку с наружным диаметром 1/4I (6 мм) с помощью накидной гайки с резьбой 1/4 SAE (7/16 I-UNF по стандарту DIN 8904), для чего конец трубки развальцевать. Подсоединить к штуцеру на вентиле нагнетания вакуумный насос.

*Примечание:* В качестве вакуумного насоса рекомендуется использовать двухступенчатый насос одного из следующих типов: ROYAL-2, RD-4, RD-6 фирмы Refco или аналогичный.

Свободный конец трубки, присоединенный к тройнику высокого давления, пропустить через пробку (крышку), закрывающую горловину емкости с маслом, и опустить как можно глубже в масло.

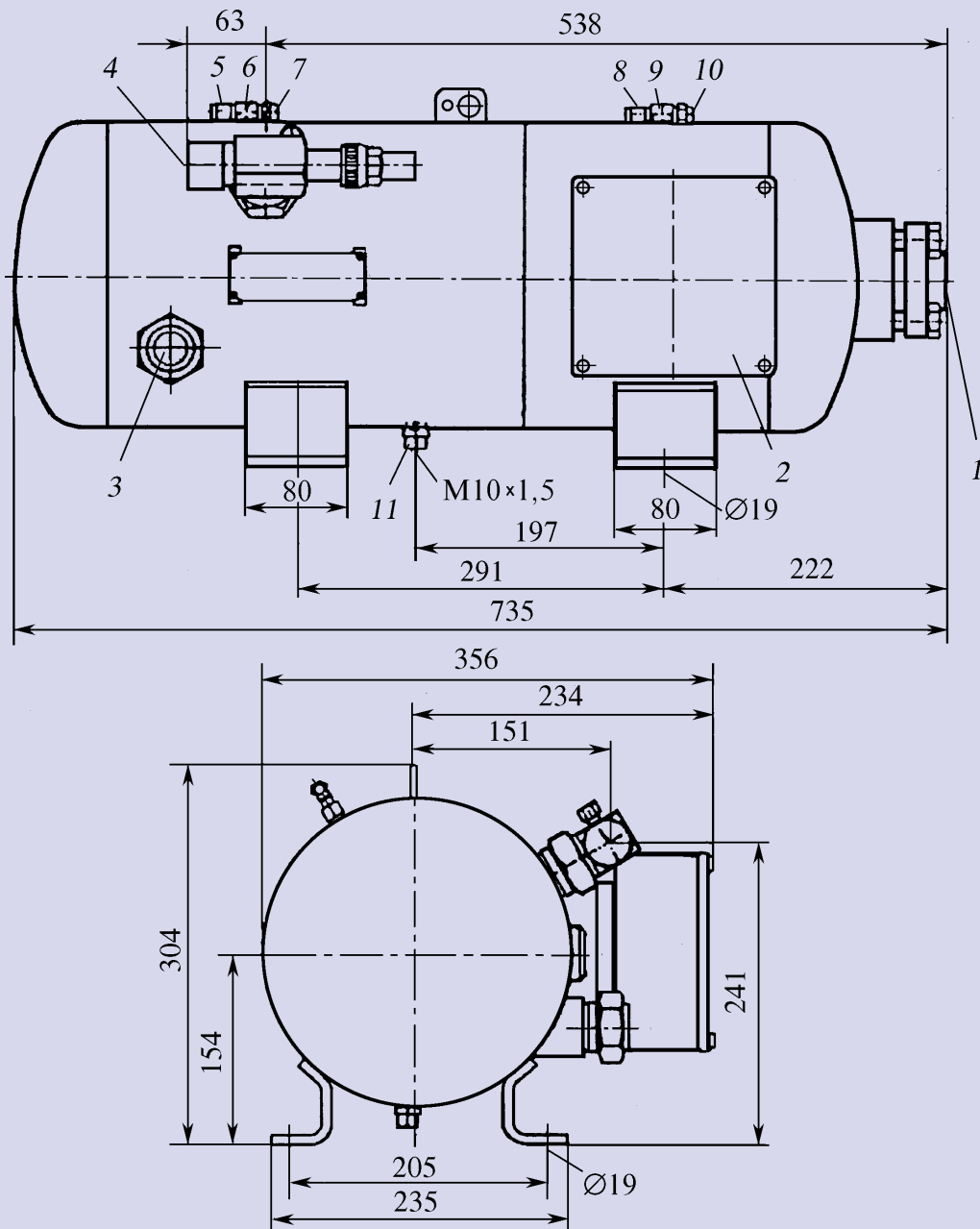


Рис. 7.5. Герметичный винтовой холодильный компрессор VSK 3161-15Y:

1 — всасывающий патрубок (запорный вентиль входит в комплект поставки);  
 2 — клеммная коробка; 3 — смотровое стекло; 4 — нагнетательный патрубок с запорным вентилем типа Rotalock; 5 — штуцер с ниппельным клапаном и заглушкой тройника высокого давления; 6 — тройник высокого давления; 7 — патрубок для подключения коллектора высокого давления; 8 — штуцер с ниппельным клапаном и заглушкой тройника высокого давления; 9 — тройник низкого давления; 10 — патрубок для подключения коллектора низкого давления;  
 11 — пробка для слива масла

При этом рекомендуется пробку (крышку) с отверстием для трубки заготовить заранее, а замену штатной пробки (крышки) емкости с маслом на пробку (крышку) с отверстием произвести как можно быстрее непосредственно перед тем, как опустить в емкость с маслом трубку для дозаправки масла и начать вакуумирование внутренней полости компрессора.

Включить вакуумный насос и контролировать поступление масла в компрессор по смотровому стеклу.

Избыток масла так же опасен, как и его недостаток.

При достижении уровня масла не более  $3/4$  высоты смотрового стекла выключить вакуумный насос и отсоединить трубку  $1/4$  I от штуцера тройника высокого давления.

Если после дозаправки в канистре осталось масло, как можно быстрее герметично закройте канистру. Помните, что после 10—15 минут пребывания на открытом воздухе синтетическое эфирное масло насыщается атмосферной влагой и становится непригодным к использованию.

Вкрутить ниппельный клапан в штуцер на тройнике высокого давления и поставить на него заглушку.

Включить вакуумный насос и откакуумировать внутреннюю полость компрессора до абсолютного давления не выше 50 Па.

*Примечание:* Для измерения абсолютного давления рекомендуется использовать электронный вакуумметр DV-150 фирмы Refco или другой аналогичный прибор.

Открыть запорные вентили на всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора. При необходимости дозаправить установку хладагентом.

По окончании работ по техническому обслуживанию заполнить таблицу рабочих параметров установки, закрыть и опечатать люк обслуживания, закрыть крышку клеммной коробки и технологический люк, выключить установку.

### **7.1.5. Шкафы-холодильники**

В процессе эксплуатации шкафов-холодильников контролируют правильность их использования. В холодильных камерах можно хранить только те продукты питания, для которых они предназначены, и в том количестве, на которое они рассчитаны. Для нормальной циркуля

ции холодного воздуха и равномерного охлаждения продукты в камерах необходимо располагать с просветами не менее 50 мм. Не следует укладывать продукты в непосредственной близости от стенок и на пол камеры без деревянных или металлических решеток. Рекомендуется в камеру класть предварительно термически обработанные продукты. Теплые, а тем более горячие продукты помещать нельзя. Их нужно предварительно охладить на воздухе до температуры окружающей среды, а лучше всего до температуры, соответствующей режиму хранения. При появлении на змеевиках испарителя налета инея значительно ухудшаются температурные условия в камере, поэтому рекомендуется иней периодически оттаивать, образовавшуюся влагу полностью удалить, а стенки камеры и все ее оборудование насухо протереть. Нельзя для ускорения оттаивания счищать слой инея металлическими предметами, так как можно повредить тонкие трубки испарителя.

Для обеспечения установленных температурных режимов в камерах холодильников и сокращения времени работы холодильных установок необходимо постоянно следить за плотностью прилегания их дверей и крышек, исправной работой запоров, целостностью резиновых уплотнений, ограждений испарителей и приборов автоматики.

Устранение неисправностей оборудования холодильников вагонов-ресторанов во время эксплуатации производит поездной электромеханик. Обслуживающему персоналу вагона-ресторана и проводникам вагонов запрещено самим ремонтировать холодильные установки, а также регулировать и настраивать автоматические приборы управления.

Независимо от места установки холодильного агрегата порядок пуска его в работу после длительного бездействия осуществляется в определенной последовательности. Сначала проверяют уровень масла в компрессоре 9 (рис. 7.6) и наличие хладагента в системе его — циркуляции. Далее внешним осмотром определяют техническое состояние

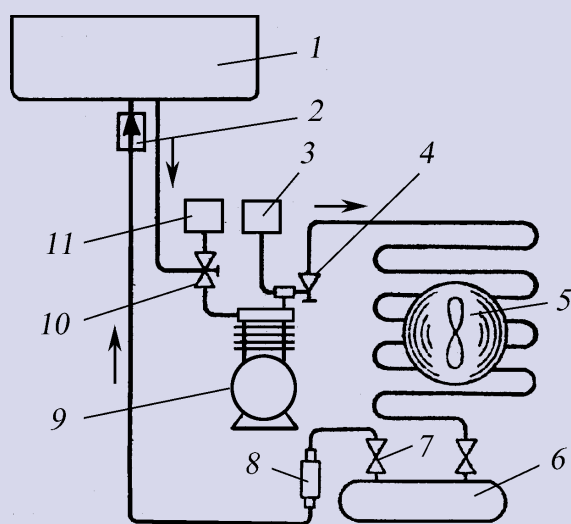


Рис. 7.6. Схема холодильной установки шкафа-холодильника вагона-ресторана



регулятора давления всасывания (прессостата) 11 и реле максимального давления (маноконтроллер) 3. После этого необходимо убедиться в исправности электродвигателя компрессора и проверить степень натяжения клиновидного ремня привода вентилятора конденсатора 5. Нагнетательный вентиль 4 (окрашен в красный цвет) и вентили ресивера 7 (окрашены в оранжевый цвет) ставят в полностью открытое положение. Всасывающий вентиль 10 открывают на треть оборота лишь после включения компрессора 9, а в полностью открытое положение его ставят спустя 10 мин после пуска компрессора.

Если не предполагается использование холодильных шкафов более недели, то агрегаты должны быть не только отключены от электрической сети вагона, но и разобраны вентилями 10 и 7. Для этого сначала перекрывают вентиль 7, а спустя 10 мин — всасывающий вентиль 10. После отключения компрессора нагнетательный вентиль 4 остается в открытом положении до ремонта.

Иногда при техническом осмотре или ревизии требуется заменить терморегулирующий вентиль. В этом случае необходимо отсосать весь хладон из испарителя 1. Для этого на ресивере 6 закрывают выходной вентиль 7, а к всасывающему вентилю 4 подключают мановакуумметр, рассчитанный на давление от 0,1 до 0,15 МПа (вентиль 10 открывают до упора шпинделя, снимают колпачковую гайку и на ее место крепят мановакуумметр, а шпиндель всасывающего вентиля поворачивают на один оборот).

Отсасывание хладона R12 из испарителя ведется до остаточного давления 0,02 МПа, после чего всасывающий вентиль 10 плотно закрывают. Выполнив эти операции, можно заменить терморегулирующий вентиль. При этом неизбежно попадание во внутреннюю полость испарителя увлажнённого атмосферного воздуха. Для удаления увлажненного воздуха сторона низкого давления агрегата вакуумируется с помощью вакуум-насоса или компрессором установки. Для предотвращения нарушения плотностей сальника коленчатого вала компрессора вакуум не должен превышать 0,1 МПа. Затем для выравнивания давления нужно открыть вентиль 7 на ресивере и нагнетательный вентиль 4. Проверив плотность системы, можно открыть всасывающий вентиль 10, снять мановакуумметр и надеть на вентили защитные колпачки. Подготовленная таким образом установка готова к дальнейшей эксплуатации.

Одной из самых распространенных профилактических работ является смена фильтра-осушителя 8. Для этого закрывают выходной из ресивера вентиль 7, и часть холодильной установки, заключенная между компрессором и ресивером вакуумируется, как было рассмотрено в предыдущем случае. При давлении не более 0,02 МПа компрессор останавливают и меняют фильтр-осушитель на новый или заранее регенерированный. После чего установка с помощью своего компрессора освобождается от проникшего в нее воздуха и сдается в эксплуатацию.

Замену компрессорного агрегата производят, как правило, при технической ревизии или в случае обнаружения неисправности в механической части при других видах технических осмотров. Сначала перекачивают весь хладагент из испарителя в ресивер. Для этого выходной вентиль 7 плотно закрывают и включают компрессор до тех пор, пока он не начнет работать на вакуум. При показании манометра на стороне всасывания давления 0,02 МПа компрессор выключают, а вентили всасывающий 3 и нагнетательный 11 закрывают. Для демонтажа агрегата необходимо отсоединить от электродвигателя все токоподводящие провода, а также проводку от пресостата и маноконтроллера. Выполняют это при обесточенных цепях (сняты предохранители). После этого у вентиля 7 ресивера отсоединяют трубопровод, ведущий к терморегулирующему вентилю 2, и его свободный конец во избежание проникновения в испаритель атмосферного воздуха заглушают фальшфланцем. У компрессора отсоединяют фланец всасывающего вентиля, который также закрывают заглушкой. После этого отвинчивают гайки болтов крепления агрегата и последний демонтируют для замены исправным. К установленному агрегату крепят жидкостный и всасывающий трубопроводы и удаляют воздух.

Вместо агрегата иногда бывает достаточным для восстановления работы холодильной установки заменить только компрессор. Для этого открывают всасывающий вентиль 10 до упора и к его специальному штуцеру подключают манометр. Закрывают на жидкостной линии вентиль 7 и включают в работу компрессор до тех пор, пока на всасывающей линии не возникнет давление 0,02 МПа. При этом условии всасывающий 10 и нагнетательный 4 вентили компрессоре закрывают, а остатки холодильного агента вы-

пускают в атмосферу. Далее отсоединяют фланцы всасывающего и нагнетательного вентиля, которые заглушают фальш-фланцами. После демонтажа ограждения снимают клиновой ремень и, ослабив болты крепления компрессора к раме, производят замену последнего. Дальнейшие операции производят в порядке, обратном разборке. После вакуумирования агрегат может включаться в работу.

В холодильных установках вагонов-ресторанов для привода компрессора применяется клиноременная передача. Основными элементами передачи, подверженными износу, являются шкивы и клиновые ремни. В задачу обслуживающего персонала входит правильно выявить и умело устранить наиболее часто встречающиеся неисправности этого привода.

К неисправностям шкивов относятся «выработка» канавок (ручьев) в результате трения и излом межручьевых перегородок. При капитальном и деповском ремонтах шкивы с такими дефектами, как правило, заменяют исправными. В эксплуатации при технической ревизии разрешается протачивать ручки до удаления ступенчатого износа. Норм, регламентирующих глубину проточки, не существует. Однако делать это нужно с таким расчетом, чтобы не уменьшать механическую прочность межручьевых перегородок или буртов шкивов. В то же время следует учитывать, что каждая проточка уменьшает диаметр шкива, а следовательно, меняет передаточное отношение привода, предусмотренное конструкторским расчетом. Изменение частоты вращения коленчатого вала компрессора может отразиться на его холодопроизводительности.

Изломанные и с отколами межручьевые перегородки чугунных шкивов, если отколы невелики по площади, восстанавливают газопламенной наплавкой латунию с последующей проточкой. При больших отколах шкивы заменяют. Профиль шкива должен строго соответствовать сечению применяемых ремней. Нарушение этого условия неизбежно приведет к проскальзыванию или разрыву ремня. После монтажа на валы ведущий и ведомый шкивы должны лежать в одной плоскости, иначе во время работы передачи ремни будут самопроизвольно сбрасываться. Неплоскостность шкивов, допускаемая до 5 мм, контролируется прикладыванием к их щекам специальной линейки.

При монтаже и эксплуатации клиноременных передач необходимо соблюдать следующие основные правила:

надевать ремни на шкивы вручную без каких-либо инструментов;  
следить, чтобы шкивы и особенно их канавки были чистыми, исключая возможность попадания на них смазки и растворителей. Рабочие поверхности канавок нельзя окрашивать масляной краской; на них не должно быть заусенцев, рисок и других неровностей;

следить, чтобы валы шкивов передачи располагались строго параллельно, а канавки — точно в одной плоскости. Взаимное смещение канавок допускается не более 2 мм на 1 м межцентрового расстояния;

В процессе работы необходимо периодически контролировать и регулировать натяжение ремней в соответствии с установленными нормами.

Обозначение сечения ремня	А	Б	В	Г
Натяжение ремней, Н	200—250	300—400	550—700	1140—1400

Проверить натяжение можно с помощью пружинного динамометра или по прогибу ремня.

Перед постановкой на агрегат желательно обкатать ремни, чтобы они удлинились на 1—1,5% и при дальнейшей работе не вытягивались. Это позволит избежать частых регулировок натяжения и обеспечит его стабильность в течение длительного времени.

Основными браковочными признаками клиновых ремней являются: надрыв ремня, расслоение нитей корда, разрушение оберточной ткани, чрезмерное удлинение ремня. Обрыв ремней происходит вследствие усталостного разрушения нитей корда или механического повреждения. Расслоение нитей корда появляется в результате перегрева ремня во время работы при недостаточном начальном натяжении и длительной пробуксовке ремня или, наоборот, при чрезмерном натяжении, особенно на шкивах малого диаметра. При обрыве и расслоении клиновой ремень бракуется.

Разрушение оберточной ткани происходит вследствие истирания на боковых рабочих поверхностях ремня. Появляющиеся на оберточной ткани дефекты возникают на нижнем и верхнем осно-

ваниях ремня и не являются причиной для браковки, так как при наличии таких повреждений ремни еще имеют значительный ресурс до окончательного разрушения. Места механических повреждений оберточной ткани (продольные надрезы боковых граней от соприкосновения с бортами натяжных роликов при неправильном их расположении, а также местные надрывы и разлохмачивания оберточной ткани) можно аккуратно заделать и проклеить. Чаще всего приходится заменять ремни из-за чрезмерного удлинения. В некоторых случаях вытянувшиеся, но еще целые ремни могут работать, но дальнейшее их использование ограничивается недостаточным диапазоном регулирования натяжного устройства. Удлинение ремней определяют обмером их по большому основанию непосредственно на шкиве или в свободном состоянии с помощью рулетки. Комплектовка ремней производится с помощью специального приспособления (рис. 7.7), представляющего собой два полушкива 2 и 5. Верхний полушкив закреплен на стойке 1 или стене неподвижно, а нижний после надевания ремня находится в подвешенном состоянии. Натяжение ремня обеспечивается грузом 6. Для фиксирования фактической длины ремня предусмотрена линейка 4 с подвижным визи́ром. Такое приспособление не позволяет измерить длину ремней, но обеспечивает возможность сравнивать их между собой, что и необходимо для подбора комплекта.

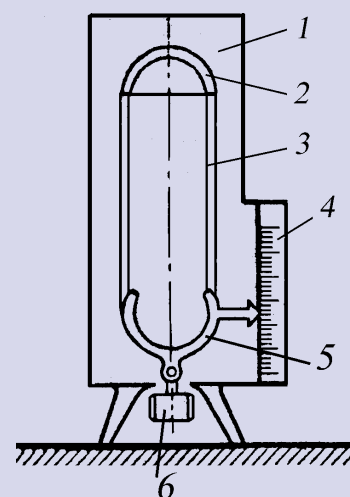


Рис. 7.7. Схема приспособления для калибровки клиновых ремней

### 7.1.6. Охладитель питьевой воды ТWK-10-3

Основными операциями, производимыми при техническом обслуживании, являются удаление воздуха из системы циркуляции хладагента, откачка хладона в случае необходимости полной разборки агрегата и заправка компрессора маслом и системы хладона R12.

При удалении из установки воздуха с запорного вентиля 1 (рис. 7.8) снимают защитный колпачок. Затем на один оборот отпускают накидные гайки жидкостного трубопровода у терморегулирующего вентиля 2; и всасывающего трубопровода около вентиля 5. После

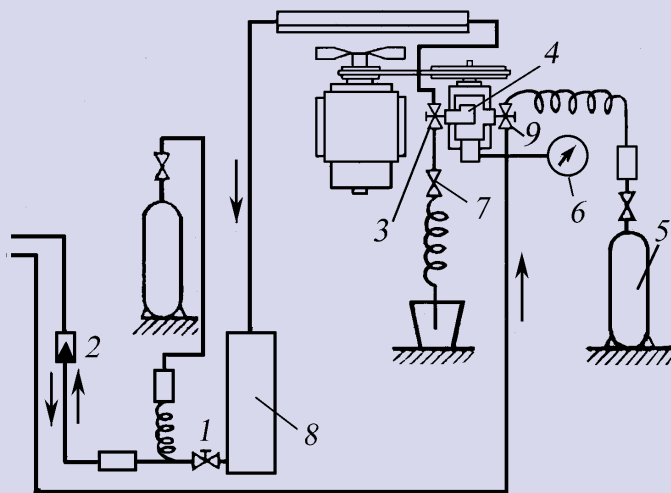


Рис. 7.8. Схема подключения баллонов с хладагентом к охладителю воды TWK-10-3

этого на один оборот открывают вентиль 1. Изпод ослабленных накидных гаек пары хладагента будут вытеснять воздух, скопившийся в системе между ресивером 5 и компрессором 4. По мере появления паров кипящего хладагента сначала затягивают накидную гайку у терморегулирующего вентиля, затем 9. В завершение работы вентили 1 и 3 ставят в полностью открытое положение (шпиндели вывернуты до упора) и постепенно открывают вентиль 9. Защитные колпачки должны быть установлены на прежние места.

Вакуумирование установки при наличии в ней хладагента без применения вакуум-насоса, а посредством своего компрессора производят в такой последовательности.

Вентиль 1 ставят в закрытое положение, а нагнетательный вентиль 3 открывают до упора. Затем с вентиля 3 снимают колпачковую пробку и на ее место крепят медную трубку длиной 1 м с мембранным вентиляем 7. Свободный конец трубки опускают в чистую стеклянную банку для сбора случайно вытолкнутого из компрессора масла. После этого вентиль 3 туго закрывают и медленно открывают вентиль 7 на технологической трубке. После выпуска из картера остатков хладагента включают в работу компрессор до тех пор, пока временно подключенный мановакуумметр 5 не покажет вакуум 0,1 МПа. Тогда мембранный вентиль 7 на технологической трубке закрывают, а вентиль 1 у ресивера приоткрывают до тех пор, пока мановакуумметр 6 не покажет давление 0,05 МПа. Опять открывают мембранный вентиль 7 на трубке и включают компрессор до тех пор, пока давление по мановакуумметру 6 не упадет до нуля, после чего мембранный вентиль 7 закрывают, а вентиль 3 ставят в открытое положение. Затем снимают технологическую трубку и на

ее место ставят пробку. Если в стеклянной банке окажется много масла, то его количество в картере компрессора надо пополнить новым. Для этого в тот момент, когда мановакуумметр *б* показывает нулевое давление, следует вывернуть соответствующую пробку из картера и через образовавшееся отверстие залить в компрессор свежее масло. Удалять из картера компрессора воздух после этого не нужно, так как выделяющийся из масла хладон в процессе доливки препятствует атмосферному воздуху.

Другой метод вакуумирования установки заключается в следующем. Сначала снимают защитные колпачки с вентилей *1*, *3* и *5*. Затем проверяют наличие масла в компрессоре, и если его достаточно, то между вентилем *1* и фильтром-осушителем ставят тройник. К тройнику присоединяют медную гибкую трубку. Свободный конец трубки связан с маленьким баллоном, наполненный строго определённым количеством хладона. Далее вентили *1*, *3* и *5* ставят сначала в открытое положение, а затем вентиль *3* туго закрывают. Как и в предыдущем случае, к вентилю *3* подсоединяют технологическую трубку с разобцительным вентилем. Разница заключается в том, что стеклянная банка объемом 1 л наполовину заполняется чистым маслом.

После этого открывают вентиль на трубке и включают компрессор, который, отсасывая воздух из системы, будет выталкивать его по трубке в масло. Процесс вакуумирования будет продолжаться, пока через масло будут просачиваться пузырьки воздуха. Если образование пузырьков уменьшится, но не прекратится совсем, в системе имеются неплотности, сквозь которые происходит подсос атмосферного воздуха. Для выявления места неплотности закрывают мембранный вентиль на трубке, выключают компрессор и приоткрывают вентиль на баллоне с тем, чтобы в системе поднять давление до 0,3 МПа. Затем с помощью течеискателя можно найти место неплотности. Потом повторяют вакуумирование и установку считают подготовленной к зарядке хладоном. Все вентили ставят в рабочее положение.

Заполняют жидкий хладон из баллона, установленного верхним дном на весах в специальной стойке. После открытия вентиля баллона контролируют уменьшение его массы. Если в системе охладителя и баллона давление сравняется раньше, чем будет перелито

необходимое количество хладагента, то нужно закрыть вентили 1 и 5 и, включив компрессорный агрегат, постепенно открыть всасывающий вентиль 5. При этом следует опасаться подачи излишнего количества жидкого хладона и гидравлического удара в компрессоре. Вентиль на баллоне закрывают только после того, как установка засосет необходимое (паспортное) количество хладагента. Отключается компрессор после того, как мановакуумметр покажет давление 0,025 МПа ( $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Мановакуумметр и манометр в рабочем положении не предусмотрены, и на компрессор их ставят только на время производства профилактических работ. После их демонтажа на вентили ставят защитные колпачки.

Компрессорный агрегат можно заправлять парообразным хладоном. Это часто делается, когда систему нужно дополнить хладагентом. При этом открывают до упора всасывающий вентиль 5. Баллон с жидким хладоном устанавливают вентилем вверх и подсоединяют к вентилю 5. Между баллоном и системой в соединяющей трубке должен быть предусмотрен технологический осушитель. Перед зарядкой соединительную трубку нужно продуть хладоном, чтобы в установку не попал увлажненный воздух. Для этого открывают вентиль на баллоне и отпускают накидную гайку до появления пара хладона в месте крепления трубки. Компрессор включают, а всасывающий вентиль 5 ставят в приоткрытое положение с расчетом на то, что будут засасываться одновременно пары из баллона и своей же системы. При таком положении вентилей установка должна работать до тех пор, пока в нее не будет заправлено требуемое количество хладагента. Если неожиданно появятся признаки гидравлического удара, то нужно сразу выключить компрессор и закрыть вентиль на баллоне. По окончании зарядки всасывающий вентиль 5 ставят в полностью открытое положение и отсоединяют трубку с заправочным баллоном.

Заправку компрессора холодильным маслом ХФ 12-18 осуществляют следующим образом. Сначала на компрессор устанавливают мановакуумметр, затем закрывают до упора всасывающий вентиль 5 и включают компрессор. Таким образом отсасывают пары хладона из картера компрессора, пока давление в нем не сравняется с атмосферным. При нулевом давлении закрывают нагнетательный вентиль 3 и останавливают компрессор. Уровень масла в ком-



прессоре проверяют по истечении 4-5 мин. Это время необходимо для оседания масляной пены.

Проверку делают специальной линейкой через маслозаправочное отверстие. Через это же отверстие производят доливку в картер масла в недостающем количестве. Глубина масла в ванне должна быть около 40 мм. После заправки масла слегка приоткрывают нагнетательный клапан и из картера вытесняют в атмосферу воздух, случайно попавший в полость агрегата. Лишь после этого компрессор приводится в рабочее состояние.

Для смены терморегулирующего клапана 2 необходимо проделать ряд дополнительных операций. Сначала нужно отсосать холодильный агент из трубопровода между конденсатором и терморегулирующим клапаном 2, испарителя 4 и всасывающего трубопровода. Для этой цели закрывают клапан 1 на выходе из ресивера и вакуумируют систему своим же компрессором. До вакуумирования рекомендуется подключить мановакуумметр к всасывающему клапану компрессора. Вакуумирование ведут до давления 0,02 МПа, чтобы препятствовать проникновению увлажненного воздуха в компрессор. По достижении этого давления, когда весь хладон в сжиженном виде окажется сконцентрированным в ресивере, всасывающий клапан закрывают, компрессор останавливают и заменяют терморегулирующий клапан.

После этого холодильная установка вакуумируется, как это было описано выше, и открывают клапаны 3, 1 и 5. Для определения плотности посадки нового ТРВ нужно дождаться выравнивания давления внутри системы и смочить мыльной водой его резьбовые соединения. Новый клапан настраивают на температуру испарения в пределах от 0 до + 4 °С вращением специального регулировочного винта. Вращение винта по часовой стрелке повышает температуру испарения, а против — понижает. После всех операций всасывающий клапан 5 открывают до отказа, снимают мановакуумметр, ставят на место колпачковую пробку у клапана 5, привинчивают крышку.

При производстве пассажирскому вагону технической ревизии или технического осмотра ТО-2 нередко обнаруживается в холодильном агрегате или его электродвигателе неисправность, устранить которую на месте практически невозможно. В этих случаях приходится агрегат демонтировать для ремонта или замены исправным.

Наиболее правильным процесс демонтажа было бы начать с откачки хладагента в резервную тару. Однако учитывая незначительность потери агента при отсоединении, например компрессора, этим можно пренебречь.

При демонтаже агрегата перекрывают всасывающий 4 (рис. 7.9) и жидкостный 6 вентили. Затем от электродвигателя 12 отсоединяют кабели электропроводки и снимают клиновой ремень 10. Ослабив несколько резьбовое соединение всасывающего вентиля компрессора 7, выпускают часть хладагента в атмосферу, после чего полностью отсоединяют от всасывающего вентиля 4 трубопровод, идущий от испарителя. Далее отключают трубку, соединяющую жидкостный вентиль 6 с фильтром-осушителем 8. Отвернув болты крепления рамы 11 холодильного агрегата к основанию, последний демонтируют, а на его место устанавливают исправный. К соответствующим местам крепления подсоединяют всасывающий и жидкостный трубопроводы, а к штуцеру 5 прикрепляют мановакуумметр. Далее на два оборота приоткрывают вентиль 4 и после продувки хладагентом Соединительной трубки от остатков воздуха до упора закрепляют мановакуумметр. Подключив провода к компрессору, на шкив 13 надевают ремень 10 и производят вакуумирование агрегата. Вентили 2 и 6 ставят в открытое положение и после выравнивания давления с помощью мыльной воды проверяют плотность резьбовых соединений. Если утечки хладагента нет, то можно открыть вентиль 4, снять мановакуумметр и, поставив на место заглушку штуцера 5, пустить компрессор 7.

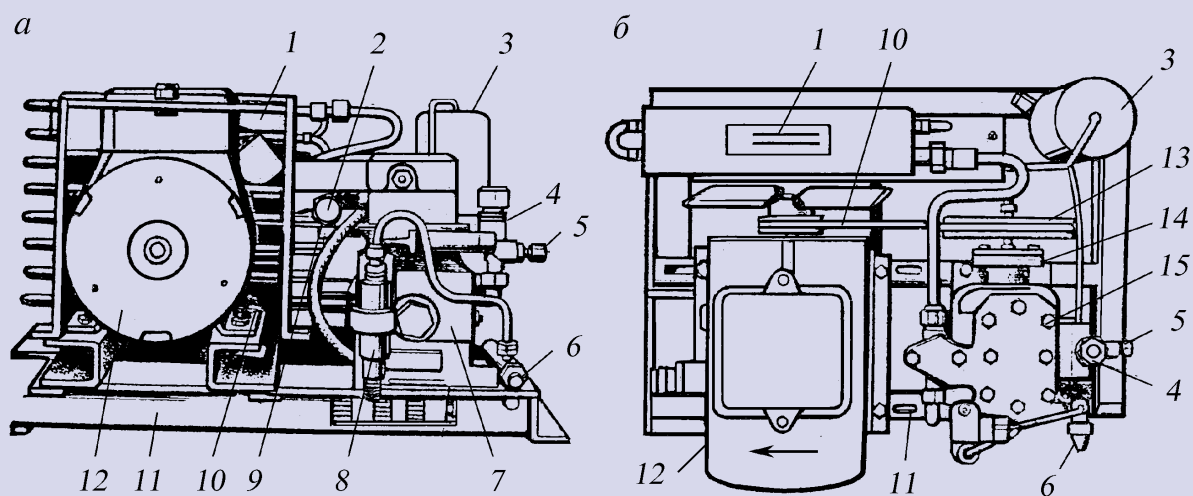


Рис. 7.9. Компрессорный агрегат SLC 16TA

При необходимости снятия только компрессора без всасывающего и нагнетательного вентиля поступают следующим образом. Сначала до упора открывают всасывающий вентиль 4 и к его штуцеру 5 крепят мановакуумметр. После этого вентиль 4 закрывают, а компрессор включают в работу до тех пор, пока в его полости давление не станет 0,02 МПа. Тогда нагнетательный вентиль 2 закрывают и электродвигатель отключают. Затем вентили 2 и 4 отвинчивают от компрессора, оставив их в висячем положении. При отсоединении нагнетательного вентиля 2 следует соблюдать осторожность, так как в нагнетательной полости компрессора остатки хладагента могут находиться под давлением и травмировать исполнителя работ.

Монтаж компрессора ведется в обратной последовательности. Установив его на раму, на шкив 13 надевают ремень 10 и, создав ему надлежащее натяжение, закрепляют агрегат. Далее к компрессору привинчивают всасывающий и нагнетательный вентили и для вакуумирования освобождают накидную гайку 9 места подключения манометра у нагнетательного вентиля. Пускают в работу компрессор до тех пор, пока мановакуумметр у всасывающего вентиля 4 не покажет вакуум 0,1 МПа.

Затянув накидную гайку до отказа, открывают вентили 2 и 4 и, сняв мановакуумметр, мыльной водой проверяют плотность заглушки резьбовых соединений и фланцев вентиляей.

Смену всасывающего и нагнетательного клапанов в компрессоре можно сделать без его демонтажа. Для этого сначала до отказа открывают вентиль 4, на его штуцер крепят мановакуумметр, затем вентиль закрывают и компрессор включают в работу. По достижении давления в картере до 0,02 МПа агрегат останавливают и сразу закрывают нагнетательный вентиль 2. Затем осторожно освобождают в месте крепления к компрессору нагнетательный вентиль 2 и в атмосферу выпускают из цилиндра остаток хладагента. Только после этого полностью отсоединяют корпус вентиля и, вывернув болты 15, снимают головку цилиндра компрессора. Заменяв клапанные пластины и поврежденную прокладку, производят сборку компрессора. Вакуумирование его и проверку качества сборки делают рассмотренным способом.

Ремонт конденсатора 1, смену деталей сальника 14, ремонт ресивера 3 осуществляют в демонтированном состоянии.

## 7.2. Техническая диагностика холодильных установок

Техническая диагностика — это процесс определения состояния оборудования (агрегатов, узлов) без разработки для обоснования необходимости его ремонта или технического обслуживания.

Диагностика на основе изучения зависимости показателей работы машины от состояния отдельных ее узлов позволяет разрабатывать методы прямого или косвенного измерения параметров. Благодаря этому можно достаточно достоверно выявлять дефекты, определять степень износа оборудования и решать вопрос о возможности дальнейшей эксплуатации или необходимости ремонта установки. Применение диагностики холодильного оборудования рефрижераторных вагонов в процессе эксплуатации и депоовского ремонта позволяет повысить их надёжность и эффективность.

Не менее сложные вопросы она должна решать в системе технологического кондиционирования воздуха. Сложность заключается в том, что основной полезный объем кузова вагона заполняется грузом, который часто сначала надо быстро охладить до определенной температуры, а затем поддерживать заданный режим перевозки. Тепло и газовыделения груза бывают очень значительными, а объем воздуха, площадь сечения каналов и зазоры между грузом и ограждающими конструкциями минимальными. Все это предъявляет особые требования к системам кондиционирования воздуха.

Следовательно, исправная система кондиционирования воздуха автоматически и с минимальными затратами энергии поддерживает заданное качество воздуха в вагоне (в помещении) независимо от быстро или медленно меняющихся параметров окружающей среды.

В соответствии с этим *средства технического диагностирования* (СТД) должны обеспечивать контроль всех показателей работы системы кондиционирования воздуха. При разработке СТД и алгоритмов диагностирования необходимо учитывать структуру систем кондиционирования воздуха. На пассажирских вагонах широко применяют в основном четыре схемы установок кондиционирования воздуха:

1) схему установки с частичной рециркуляцией воздуха. Работает система следующим образом. Наружный воздух через заборное уст-

ройство всасывается в приемный канал, проходит очистку в фильтре и с помощью вентилятора под давлением проходит по охладителю и нагревателю. Обработанный соответствующим образом воздух по воздухораспределительному каналу подается к воздуховыпускным устройствам и поступает в купе. Из купе воздух выходит в коридор, где частично всасывается в рециркуляционный канал и подается на обработку и для повторного использования. Другая часть воздуха дросселируется через неплотности кузова, а также выходит в атмосферу через дефлекторы. Такая система кондиционирования воздуха достаточно проста по конструкции, но имеет ряд недостатков по качеству регулирования параметров воздуха;

2) схему установки с обводным каналом со створчатым клапаном. Клапан расширяет возможности регулирования воздушных потоков, а главное, позволяет при определенных условиях значительно экономить потребляемую энергию. Расположение вентиляторного агрегата после систем охлаждения и нагрева воздуха повышает его КПД;

3) схему установки с двухтрубной конструкцией воздухораспределительного канала. Первый канал предназначен для распределения только теплого воздуха; второй канал — холодного. Предусмотрены и отдельные воздуховыпускные устройства в купе. Такая конструктивная схема системы кондиционирования значительно сложнее предыдущих, но позволяет более гибко и с минимальными затратами энергии регулировать качество воздуха в купе. В остальном принцип работы такой системы аналогичен предыдущим схемам, т.е. централизованная подготовка воздуха с распределением по потребителям;

4) схему установки централизованной обработкой воздуха, совмещенной с индивидуальной. В каждом купе выпускное устройство соединено с системой индивидуальной обработки воздуха, снабженной автономным охлаждающим и нагревающим устройствами. Это позволяет изменять параметры централизованно распределяемого кондиционированного воздуха в зависимости от желания или самочувствия пассажиров каждого купе. Разновидностью этой системы являются автономные местные кондиционеры. В таких кондиционерах все агрегаты объединены в единую компактную конструкцию в виде шкафа, что повышает удобство монтажа и эксплуатации. Кондиционеры размещают в каждом купе, а с цен-

трализованным воздуховодом вагона соединены гибкими шлангами. Часто холодильная установка таких кондиционеров летом работает в обычном режиме, а зимой как тепловой насос, т.е. обеспечивает отопление вагона.

Структурные схемы кондиционирования воздуха можно представить схемой (рис. 7.10), в которой система кондиционирования воздуха состоит из ряда взаимосвязанных подсистем: регулирующих Р, контролирующих К и аварийно-отключающих А устройств. Кроме основных подсистем, таких, как вентиляция В, холодильное Х и отопительное О оборудование, фильтрация Ф и влажностная обработка Вл воздуха, в систему кондиционирования включена подсистема изоляций И кузова вагона. Изоляция вагона обеспечивает не только шумо- и виброзащиту, но и повышает тепловую инерцию и герметичность кузова. Поэтому другие подсистемы кондиционирования воздуха необходимо рассматривать с обязательным учетом качества изоляции и наоборот, оценка технического состояния изоляции должна производиться на основе технико-экономического анализа работы отопления, охлаждения и вентиляции.

Основные подсистемы взаимодействуют: с регулирующими устройствами РВ, РХ, РО, РФ, РВл; аварийно-отключающими — АВ, АХ, АО, АФ, АВл соответственно вентиляции В, холодильного Х и отопительного О оборудования, фильтрации Ф, влажностной об-

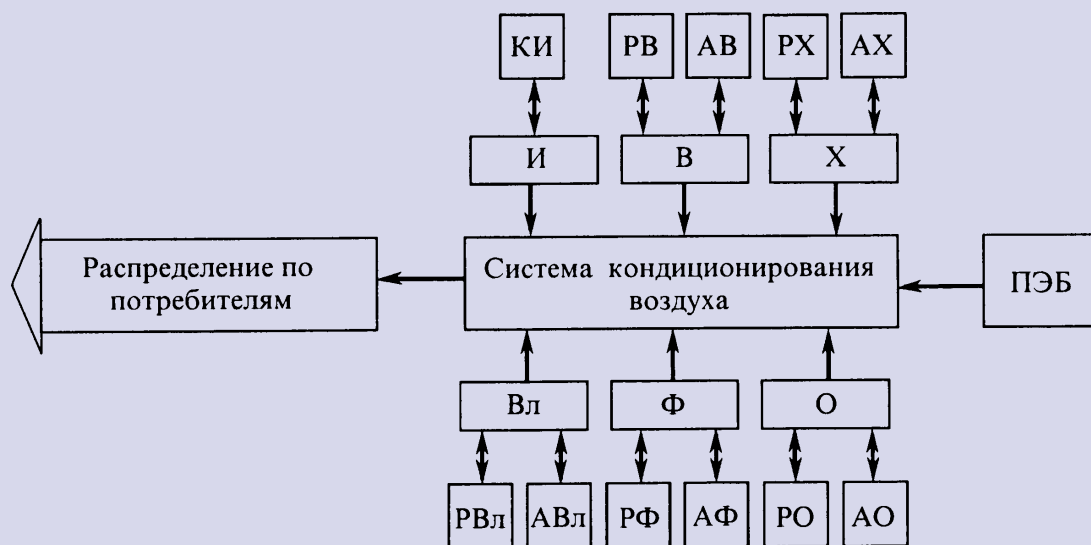


Рис. 7.10. Структурная схема системы кондиционирования воздуха в вагонах

работки воздуха Вл; контроля качества изоляции КИ и устройствами пожароэлектробезопасности ПЭБ.

Фактическое состояние холодильной установки независимо от вида в ней холодильного агента (хладагента) можно определить по некоторым диагностическим признакам без применения каких-либо специальных диагностических средств. Необходимо лишь, чтобы холодильная установка была в действующем состоянии, так как все диагностические признаки проявляются при ее работе в нормальном режиме.

К диагностическим признакам технического состояния холодильной установки относятся: наличие хладагента в системе; уровень масла в картере компрессора; температурные перепады, контролируемые по температурной шкале манометров; давление масла в системе смазки; температура корпуса компрессора; наличие посторонних шумов в работающем компрессоре, электродвигателях теплообменных аппаратов; внешние признаки утечки хладагента из замкнутой системы; дрожание стрелок манометров.

Наличие и уровень хладагента в системе проверяют после включения установки и начала ее работы в нормальном режиме. Уровень хладона R12 в хладоновой установке определяют по мерным стеклам ресивера. В любом случае уровень хладагента не должен превышать  $\frac{2}{3}$  высоты мерного стекла. Переполнение системы хладагентом вызывает влажный ход компрессора и создает угрозу появления гидравлического удара в результате попадания жидкости в цилиндры.

Уровень масла в компрессоре проверяют при тех же условиях, что и уровень хладагента. При контроле необходимо выждать время, пока не прекратится вспенивание масла из-за активного выпаривания из него легкорастворимого хладона R12.

Непрекращающееся снижение уровня масла даже после пополнения из резервного запаса свидетельствует о недостатке его в системе (не наступило равновесия между уносом масла и возвратом его в компрессор) или об износе комплекта поршневых колец и прежде всего маслосъёмных.

При диагностике технического состояния системы смазки следует иметь в виду, что в компрессоре благодаря постоянному контакту масла с хладоном R12 образуется маслохладоновый раствор, который циркулирует по всей системе холодильной машины. При

ее пуске после длительной остановки из-за быстрого падения давления в полости компрессора и нагрева его деталей происходит выпаривание хладагента из этого раствора со вспениванием масла в картере. Часть масла в виде тумана и мелких капель, несмотря на наличие поршневых колец, увлекается сжатыми парами в систему трубопроводов и попадает через конденсатор, ресивер и регулирующий вентиль в испаритель. Отсюда оно возвращается с парами хладагента в картер компрессора. Возврат масла при пуске компрессора по сравнению с тем его количеством, которое проходит через рабочую полость агрегата, практически ничтожно (5—10 % массы циркулирующего за 1 ч хладагента), что в конечном итоге способствует ухудшению режима смазывания агрегата. Унос масла происходит не только при пуске компрессора, но и при работе в установившемся режиме, но в этот период количество уносимого масла равно количеству, возвращаемому в картер. Унос масла — явление нежелательное, но и неизбежное. Нежелательное потому, что масло, попав в конденсатор и воздухоохладитель, оседает на внутренней поверхности змеевиков тонкой пленкой, ухудшающей теплообмен с окружающей средой. Неизбежное потому, что оно зависит от множества причин и в первую очередь от конструктивных особенностей компрессора, состояния его клапанов, поршней, цилиндров, колец и других деталей. На чрезмерный унос немалое влияние оказывают эксплуатационные факторы: переполнение картера маслом и как результат интенсивное его разбрызгивание; слишком высокое давление в системе смазки из-за неисправности или неправильного регулирования редукционных клапанов и др. Таким образом, малый унос является признаком хорошего общего состояния агрегата.

Основные меры борьбы с уносом масла сводятся к улучшению технического состояния компрессора. Эффективной мерой является применение в картере электроподогревателей, которые автоматически включаются на период отключения или задолго перед пуском холодильной установки для подогрева масла бездействующего компрессора до 20—30 °С.

Температурные перепады или соответствующие им перепады давлений проверяют по приборам. Например, температура испарения хладагента R12  $t_0$  должна быть на 10—15 °С ниже температуры в грузовом помещении, температура конденсации паров  $t_k$  — на 12—



15 °С выше температуры охлаждающего воздуха  $t_{\text{охл}}$ , наибольшее давление конденсации не должно превышать 1,6 МПа.

Давление масла в системе смазки должно быть не менее предусмотренного технической документацией. Заниженное давление может быть результатом неудовлетворительной работы масляного насоса компрессора, увеличенных зазоров в подшипниках коленчатого вала или несоответствия качества масла рекомендованному заводом-изготовителем.

Температура корпуса работающего компрессора должна быть такой, чтобы рука могла выдерживать продолжительное соприкосновение с ним. Местный перегрев нередко является результатом нарушения режима работы подшипниковых узлов и других механизмов компрессора. Этот признак в равной степени относится к электродвигателям вентиляторов теплообменных аппаратов.

Посторонние шумы и стуки, нарушающие ритмичную работу компрессора, могут свидетельствовать о неисправности клапанного узла, завышенных зазорах в подшипниках скольжения коленчатого вала. Дребезжащий звук возникает и при повреждениях подшипников качения электродвигателей.

Внешние признаки утечки хладагента из герметизированной системы хладоновых установок проявляются по-разному. Утечку хладона R12 определяют с помощью галоидного или электронного течеискателя или по образованию маслянистых пятен вокруг неплотностей, сквозных свищей или трещин.

Дрожание стрелок манометров, контролирующих давление хладагента в системе, свидетельствует о наличии в нем примеси воздуха, снижающего эффективность работы установки.

Техническое состояние холодильных установок можно оценивать и по другим диагностическим признакам, например, по наличию влаги в хладоне R12 и компрессорном масле, по результатам спектрального и химического анализа компрессорного масла, перепаду температур воздуха, обдувающего конденсатор, и др. К этому следует добавить широко практикуемое в рефрижераторных депо диагностирование отдельных холодильных аппаратов на специальном оборудовании — испытательных стендах и диагностических установках.

Для диагностирования технического состояния компрессора используется закономерность изменения его производительности от

степени износа важнейших деталей компрессора в определенных диапазонах рабочих режимов. Снижение холодопроизводительности компрессора более чем на 10 % от номинального значения является той границей, когда ставится вопрос о необходимости его технического обслуживания с полной или частичной разборкой.

Для определения холодопроизводительности компрессора можно на жидкостной линии холодильной установки смонтировать постоянное расходомерное устройство, позволяющее измерять расход хладагента во всем диапазоне рабочих режимов.

Высокую точность измерений показывают расходомерные устройства в виде диафрагм с входным конусом.

Для определения холодопроизводительности компрессора используется стенд «Газовое кольцо» (рис. 7.11), позволяющий имитировать условия работы компрессора под нагрузкой в комплекте холодильной установки.

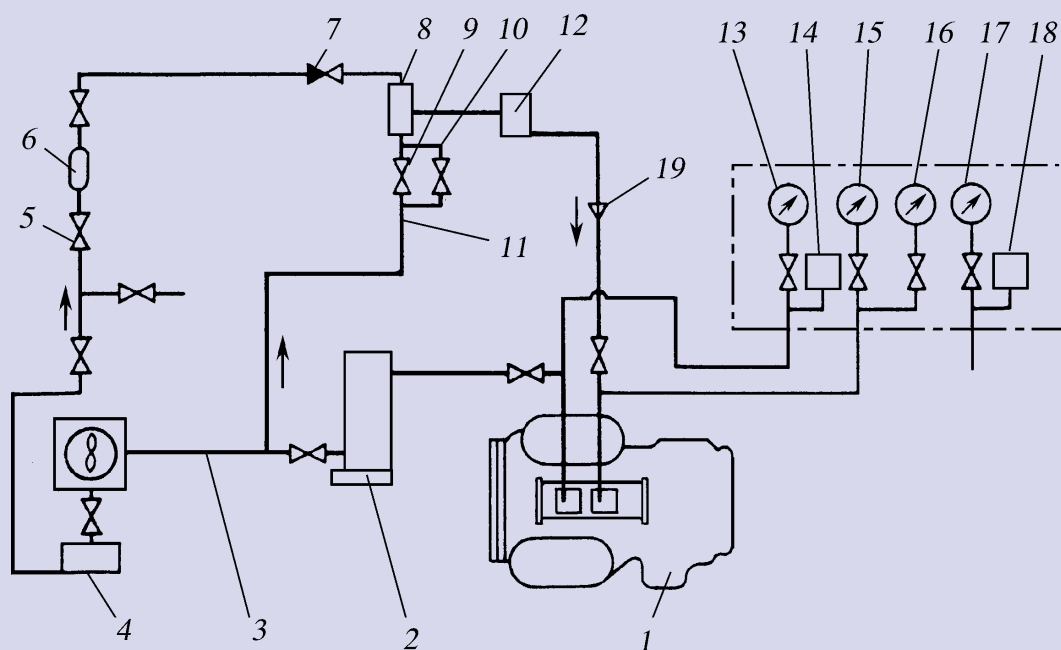


Рис. 7.11. Стенд «Газовое кольцо»: 1 — компрессор; 2 — маслоотделитель; 3 — трубопровод; 4 — ресивер; 5 — вентиль; 6 — осушитель; 7 — терморегулирующий вентиль; 8 — смеситель; 9 — регулирующий вентиль; 10 — дозировочный вентиль; 11 — трубопровод; 12 — фильтр; 13 — нагнетательный манометр; 14 — реле максимального давления; 15 — всасывающий манометр; 16 — мановакууметр; 17 — масляный манометр; 18 — реле минимального давления масла; 19 — мерное сопло

Контроль за работой стенда осуществляется манометрами давления: нагнетания 13, всасывания 15 и масла 17, степень разреженности во всасывающем трубопроводе определяется по мановакуумметру 16. Для защиты данной системы предусмотрена установка реле максимального давления хладагента и реле минимального давления масла. Циркуляция хладагента происходит по замкнутому кольцу (жирная линия) по трубопроводу, через регулирующий вентиль, смеситель, фильтр. Часть сжатых паров хладагента по трубопроводу 3 попадает в конденсатор, где они конденсируются в жидкость и перетекают в ресивер 4. Жидкий хладагент, проходя через осушитель 6, подается к терморегулирующему вентилю 7, где дросселируется и перетекает в смеситель. Впрыскивание в смеситель жидкого хладагента позволяет снизить температуру хладагента, нагретого при сжатии.

Давление паров, всасываемых компрессором, регулируется вентилем и более точно дозируется параллельным вентилем. Терморегулирующий вентиль при относительно высокой температуре всасывания уменьшает подачу жидкого хладагента и наоборот.

При испытании компрессора на стенде «Газовое кольцо» контролируется температура и давление паров всасывания и нагнетания, частота вращения коленчатого вала компрессора и потребляемая мощность.

Испытание проводится в два этапа. Первый этап осуществляют при значениях давления всасывания 0,27 МПа (температура всасывания +5 °С) и давлении конденсации 0,87 МПа (температура конденсации +40 °С). Второй этап — соответственно давление всасывания 0,03 МПа и температура конденсации +40 °С. Давление масла должно составлять 0,25—0,30 МПа.

Плотность автоматического запорного вентиля проверяют на специальном стенде. Внешнюю плотность проверяют сухим воздухом или азотом под водой при давлении 2,5—0,2 МПа. Сжатый газ подводится к фланцу всасывающего трубопровода, когда другие присоединения вентиля плотно закрыты заглушками. При этом не должно быть появления пузырьков.

Плотность седла всасывающего клапана, седла нагнетательного клапана и седла клапана управления проверяют вместе. Фланец кожуха с всасывающим патрубком плотно закрывают заглушкой. Штуцеры для измерения и маслопроводов на крышке гидравлического цилиндра также должны быть закрыты.

При постепенном повышении давления в течение 0,5 мин от 0 до 2,0 МПа на фланцах 8 к 12 нагнетательного и всасывающего трубопроводов и выдержки после этого вентиля 10 мин в ванне, не должна возникать утечка газа.

Работоспособность автоматического запорного вентиля контролируют на работающем компрессоре на испытательном стенде или на работающей холодильной установке. При этом следует иметь в виду, что не позднее чем через 1 мин после остановки компрессора вентиль должен быть закрыт, при этом слышится характерный звук закрывания (давление масла менее 0,04 МПа); при включении компрессора должен быть слышен звук момента открывания вентиля, но не позднее, чем при достижении давления масла 0,1 МПа. Эту проверку следует повторять до 5 раз.

Для безразборной диагностики технического состояния холодильной установки ВР в условиях эксплуатации по методике, разработанной во ВНИИЖТе, необходимо измерить производительность компрессора на нескольких режимах.

Согласно методике мерный цилиндр присоединяется на жидкостной линии до ТРВ.

Цилиндр представляет собой толстостенную трубу объемом 5—6 л. Он установлен вертикально и снабжен мерными смотровыми окнами или внешней стеклянной трубкой, по которым определяется объем жидкого хладагента в цилиндре. Мерные стекла (в верхней части цилиндра, посередине и внизу) могут быть использованы вместе с уплотнительной арматурой от ресиверов холодильной установки. Объемным способом определен, оттарирован сосуд и нанесены деления через 0,1 л. В верхней части имеется контрольный манометр и трубка с вентилем для компенсации давления в ресивере. На выходе из цилиндра также имеется вентиль.

В холодильных установках грузовых вагонов мерный цилиндр присоединен нижней частью к заправочному вентилю, а компенсация давления в ресивере осуществляется с помощью гибкого шланга, присоединяемого через тройник к линии высокого давления, на которой установлен манометр высокого давления. Перед началом измерений в грузовом помещении вагона устанавливают повышенную температуру (с помощью электропечей), а компрессор принудительно прогревают на режиме оттаивания. Необходимые режи-

мы конденсации регулируют открытием жалюзи. По достижении необходимого установившегося режима, который контролируется постоянством показаний манометров на линии всасывания и нагнетания в течение 5—8 мин, осуществляется заправка мерного сосуда жидким хладоном. Для этого открывают заправочный вентиль, приоткрывают накидную гайку на верхней части цилиндра для выпуска воздуха и паров хладона. Уровень жидкого хладона определяют по мерным стеклам. При достижении необходимого уровня затягивают накидную гайку и закрывают заправочный вентиль. После заправки открывают уравнивающий вентиль в верхней части сосуда, тем самым устанавливается соответствие параметров хладона в ресивере и мерном сосуде.

При измерении подачи компрессора перекрывают вентиль после ресивера, ведущий к ТРВ, открывают заправочный вентиль, и мерный сосуд начинает играть роль ресивера. Начало отчета измерения осуществляют по верхнему делению на мерном стекле, конец — по делению на нижнем стекле. Время определяют по секундомеру.

После окончания измерения открывают выходной вентиль на ресивере и холодильную установку проверяют на другом режиме работы. Параметры режимов могут измеряться по штатным приборам или манометрам более высокого класса, устанавливаемым взамен штатных.

По результатам измерений рассчитывают подачу компрессора в единицу времени на заданном режиме и сравнивают с эталонной. Так, например, для новых холодильных установок заводом-изготовителем гарантируется холодопроизводительность с допуском  $\pm 7\%$  при сравнительных температурных условиях II группы: температура испарения  $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$ , температура конденсации  $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$ , холодопроизводительность 20,9 кВт. Это соответствует расходу жидкого хладона  $155\text{ см}^3/\text{с}$ . Снижение подачи компрессора более чем на 30 % приводит к необходимости его демонтажа из вагона и отправки в ремонт.

Перед разборкой производится локальное диагностирование, позволяющее определить техническое состояние отдельных цилиндропоршневых и шатунных групп компрессора. Для этого используется установка (рис. 7.12), определяющая утечку по каждому цилиндру и зазоры в подшипниках верхней и нижней головок шатуна.

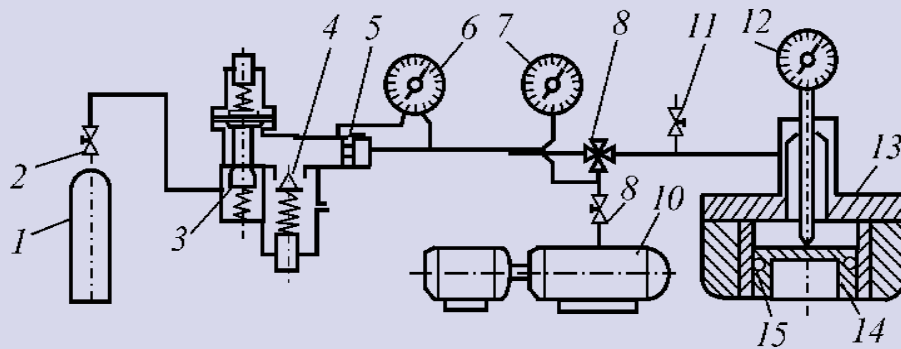


Рис. 7.12. Установка для диагностики состояния шатунно-поршневой группы компрессора

С диагностируемой группы цилиндров снимается крышка, клапанная доска и устанавливается головка пневмоиндикатора 13. Вакуумным насосом 10 создается разрежение в надпоршневом пространстве и поршень 14 переходит в положение В.М.Т. Головку индикатора 12 часового типа устанавливают в нулевое положение. Затем выключают вакуумный насос, вентилем 11 выравнивают давление и открывают вентиль 2 баллона 1 с азотом. Через редукционный клапан 3 азот поступает в уравнивательную камеру, где установлен клапан постоянного давления 4. Трехходовой вентиль 8 устанавливают в положение, при котором азот поступает к пневмоизмерителю. Из уравнивательного бака через калиброванное отверстие 5 азот поступает по шлангу в надпоршневое пространство цилиндра. Расход азота зависит от плотности цилиндра. Следовательно, по перепаду давлений, контролируемому дифманометром 6, можно определить плотность цилиндра и необходимость смены колец 15 поршня.

Показания индикатора 12 определяют суммарный зазор во вкладыше нижней головки, пальце, втулке шатуна и бобышке поршня. Для разделения зазоров по элементам необходимо проделать следующие операции.

Перекрывают вентиль 2, вентилем 11 выравнивают давление в полости поршня, переключают трехходовой вентиль 8 к вакуумной линии и включают вакуумный насос 10. Постепенно открывая вентиль 9, следят за показаниями индикатора 12. В момент начала движения стрелки определяют давление по вакуумметру 7. Величина разрежения характеризует упругость колец поршня и, следовательно, их износ. При движении стрелки индикатора она останавливается три раза: первый — при выборе зазора между пальцем и бобышкой поршня (до-

пустимый зазор 0,015 мм), второй — при выборе зазора между пальцем поршня и втулкой шатуна (допустимый зазор 0,05 мм) и третий — при выборе зазора между вкладышем нижней головки шатуна и шейкой коленчатого вала (допустимый зазор 0,35 мм).

При диагностировании технического состояния теплообменных аппаратов необходимо знать весовую концентрацию масла в хладоне, циркулирующем в системе. Для этого используют сосуд с мерными стеклами и включают его между ресивером и ТРВ. Маслохладоновый раствор циркулирует через прибор до окончания испытаний, продолжительность которых составляет 5—10 мин после установившегося режима. Затем закрывают вентили у входа и выхода прибора, дают маслу отстояться и по мерному стеклу определяют объем масла:

$$\varepsilon'_M = \frac{V_\phi}{V_M + V_\phi},$$

где  $V_M$  — объем масла;  $V_\phi$  — объем хладона.

Зная плотность масла  $\rho_M$  и хладона  $\rho_\phi$ , определяют весовую концентрацию:

$$\varepsilon_M = \frac{V_\phi \cdot \rho_M}{V_M \cdot \rho_M + V_\phi \cdot \rho_\phi}$$

При расчете коэффициентов теплопередачи теплообменных агрегатов вводится поправочный коэффициент весовой концентрации масла, который позволяет определить состояние внутренних поверхностей теплообменников. Во ВНИИЖТе ведутся работы по анализу цикла холодильной установки и получения инструментального метода комплексной оценки системы: холодильная установка — грузовое помещение вагона. Для определения технического состояния холодильного оборудования в депо изготовлены также стенды испытаний теплообменных аппаратов, стенд определения объемной производительности компрессоров, стенды юстировки датчиков температуры и ряд других разработок дорожных лабораторий диагностики.

Диагностика технического состояния аппаратов холодильной установки без разборки позволяет установить оптимальный объем ремонтных работ и существенно снизить расход материальных и денежных средств.

## **7.3. Техника безопасности при обслуживании, ремонте и испытаниях холодильных установок**

### **7.3.1. Общие положения**

В процессе обслуживания, выполнения ремонта и при испытаниях холодильных установок приходится иметь дело с агрегатами и аппаратами, которые имеют движущиеся части и работают под большим давлением и высоким электрическим напряжением. Кроме того, приходится работать на железнодорожных путях. В этих условиях все работники обязаны знать и соблюдать правила техники безопасности.

Требования техники безопасности установлены соответствующими правилами и инструкциями Министерства путей сообщения.

Все работники, которые обслуживают, ремонтируют и испытывают воздухокондиционное и холодильное оборудование, должны изучить правила техники безопасности при работах, инструкции по эксплуатации, выполнению ремонта и испытаний, а также уметь оказывать первую помощь при несчастных случаях. Проверка знаний безопасных методов работы осуществляется квалификационной комиссией и оформляется актом установленной формы.

Ответственность за соблюдение правил техники безопасности несёт руководитель работ. Он обязан: обеспечить: надзор за исправностью оборудования, подъемных средств и инструмента; организовать инструктаж обслуживающего персонала и проверку знаний; контролировать своевременность испытания сосудов, работающих под давлением, подъемных средств и механизмов; обеспечить безопасные условия труда и лично руководить выполнением работ, связанных с повышенной опасностью (монтажных работ на железнодорожных путях, в местах электрической опасности и др.).

Кроме правил техники безопасности, все работающие должны хорошо знать устройство и условия эксплуатации того оборудования, с которым им приходится работать. Лицам, не знакомым с оборудованием и инструкциями по его эксплуатации, запрещается производить какие-либо переключения на панелях, монтировать и демонтировать оборудование.



При несчастных случаях пострадавший или свидетель несчастного случая должен известить об этом руководителя работ или представителя администрации. Пострадавшему необходимо оказать первую помощь и направить его в медицинское учреждение.

Для расследования несчастного случая следует сохранить на рабочем месте обстановку и состояние оборудования такими, какими они были в момент происшествия, а также выяснить обстоятельства и причины.

Руководитель работ с участием ответственного лица по технике безопасности или представителя профсоюзной организации обязаны не позднее чем через 24 ч лично разобраться в причинах несчастного случая и принять все меры к ликвидации причин, которые могут повлечь подобные случаи в дальнейшем. О происшедшем несчастном случае составляется акт.

### **7.3.2. Правила техники безопасности**

Находясь на железнодорожных путях, следует помнить, что там происходит движение поездов и ведется маневровая работа. Прежде чем переходить железнодорожный путь, необходимо убедиться в том, что по нему не движется поезд (вагон, локомотив), и лишь после этого переходить через рельсы под прямым углом. Наступать на рельсы и стрелочные переводы не следует.

При необходимости можно идти вдоль железнодорожного пути, по обочине земляного полотна или по междупутью. Необходимо все время внимательно прислушиваться и следить за движущимися поездами, отдельными локомотивами и маневровыми вагонами. Особую осторожность и бдительность следует проявлять в местах с затрудненной видимостью из-за близстоящих зданий и составов, в ночное время, в туман, зимой во время снегопада и гололёда.

При переходе через пути, занятые вагонами, рекомендуется пользоваться тормозными площадками грузовых вагонов и тамбурами пассажирских или обходить стоящий состав. Переходить по тормозным площадкам движущегося состава, а также подлезать под вагоны стоящего состава и тем более движущегося категорически запрещается. Нельзя проходить между расцепленными вагонами, если расстояние между ними менее 5 м, а также переходить путь ближе 5 м от конца стоящего состава.

Запрещается производить осмотр и ремонт подвагонного оборудования на путях при маневровых работах, переходить пути перед движущимся составом и находиться на междупутье при безостановочном проследовании поезда.

В случаях необходимости выполнения осмотра или ремонтных работ под вагоном или на крыше вагона па стоянке поезда необходимо выставить оградительные сигналы: днем — красный флаг или красный щит, ночью — красный фонарь. При работах на магистральных путях эти сигналы устанавливаются на расстоянии не менее 50 м с обеих сторон от вагона или состава, если вагон находится в сцепе с ним. Однако даже при выставленном сигнале работы под вагоном должны проводить не менее чем два человека, один из которых все время следит за безопасностью на случай внезапного подхода локомотива к составу и возможности трогания состава с места.

При длительных работах следует установить на рельсах тормозные башмаки на расстоянии не ближе 25 м от крайнего вагона состава. Запрещается устанавливать тормозные башмаки на рельсовых стыках, непосредственно перед ними и перед крестовиной.

Находясь на электрифицированных участках, необходимо принимать дополнительные меры безопасности: нельзя касаться опор контактной сети; нельзя прикасаться к оборванным проводам контактной сети или независимо от того, имеют они контакт с землей или нет; нельзя работать вблизи контактной сети с использованием длинных предметов, если расстояние от конца этих предметов до частей контактной сети менее 2 м; нельзя тушить горящие предметы, находящиеся на расстоянии менее 2 м от контактной сети; категорически запрещается выполнять любые работы на крыше вагона, находящегося на электрифицированных путях, до отключения и заземления проводов контактной сети.

При выполнении монтажных, такелажных и сварочных работ запрещается пользоваться подъемными механизмами, оборудованием, инструментом и приспособлениями, если они неисправны или истек срок их проверки (испытания), или если масса поднимаемого груза превышает их грузоподъемность.

Запрещается выполнять любые работы на снятых тяжелых агрегатах и оборудовании или под ними в то время, когда они находятся в приподнятом положении без подставок (на домкратах, лебед-

ках и т.п.). Сварочные и такелажные работы нужно проводить при соблюдении общих правил технической и пожарной безопасности. Сварщики должны пользоваться спецодеждой, шлемами и очками. Запрещается выполнять сварочные работы на оборудовании, находящемся под давлением, вблизи легковоспламеняющихся и огнеопасных материалов, в том числе вблизи баллонов с хладагентом и около свежескрашенных поверхностей оборудования. Перед сваркой или пайкой аппаратов или трубопроводов холодильной установки хладагент надо удалить из системы, а полости аппаратов соединить с атмосферой. Сварку и пайку можно производить только при открытых дверях, окнах или при включенной вытяжной вентиляции. Корпуса сварочных аппаратов должны быть надежно заземлены.

Места выполнения сварочных работ, а также стенды для испытаний агрегатов системы кондиционирования воздуха и сосудов, работающих под давлением, должны быть оборудованы ограждениями.

Запрещается влезать внутрь камер, шкафов и других укрытий с оборудованием, а также снимать и надевать ремни, подтягивать болты, чистить аппараты и коллекторы электродвигателей до полной остановки вращающихся (движущихся) частей.

Если необходимо выполнять ремонтные работы в камерах или шкафах, то их надо очистить от пыли и проветрить, двери и люки подключить или снять и обеспечить достаточное освещение рабочего места.

При монтаже оборудования снаружи вагонов, находящихся на железнодорожных путях, должны быть приняты меры, исключающие возможность трогания их с места во время производства работ.

В процессе работы на крыше вагона (осмотр и ремонт вентилятора, калорифера, воздухоохладителя и др.) подавать и спускать оборудование должны не менее чем два человека. При сбрасывании тяжелых предметов с крыши места их падения должны быть ограждены.

Переносные лестницы должны иметь откидные, прочно закрепляемые при работе стойки или заостренные металлические наконечники, а при установке на бетонные или каменные полы — резиновые наконечники. Масло, пролитое на пол, надо собрать, а пол тщательно вытереть.

Транспортировать тяжести вручную без применения механизированных средств разрешается на расстояние не более 60 м, причем масса переносимого груза не должна превышать для мужчин 50 кг, для женщин — 20 кг.

Укладку теплоизоляции из стекловаты (например, при ремонте охладителей питьевой воды) следует производить в брезентовых рукавицах.

При обслуживании и ремонте холодильного оборудования необходимо соблюдать правила техники безопасности на фреоновых холодильных установках, а также правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

К обслуживанию холодильных установок допускаются лица не моложе 18 лет, специально обученные правилам техники безопасности и знающие инструкцию по обслуживанию данной установки.

Помещение для ремонта холодильного оборудования должно быть оборудовано приточно-вытяжной вентиляцией, обеспечивающей достаточный воздухообмен и исключающей опасную концентрацию хладагента в воздухе. При неисправности холодильных установок возможно удушье, если содержание паров хладона в воздухе более 30 %. Опасность представляет непосредственное попадание жидкого хладона на кожу или в глаза, вызывая обморожение кожи и повреждение глаз. При вскрытии компрессора необходимо пользоваться защитными очками. Для определения мест утечки разрешается пользоваться только галоидными спиртовыми или пропановыми горелками. Запрещается оставлять баллоны с хладоном в присоединенном состоянии, за исключением случаев, когда производится заполнение системы или удаление из нее хладона.

Запрещается производить подтягивание гаек и обстукивание аппаратов и трубопроводов холодильных машин, находящихся под давлением.

Перед сваркой или пайкой хладоновые аппараты освобождают от хладагента и соединяют с атмосферой. Эти работы надо выполнять при открытых дверях или включенном вытяжном вентиляторе. Хладоновые компрессоры, аппараты и трубопроводы можно вскрывать после того, как давление хладона понизится до атмосферного и останется таким не менее 30 мин. При удушье от недостатка кислорода в помещении, заполненном парами хладона, пострадавшего следует вынести на свежий воздух и вызвать врача. При необходимости делают искусственное дыхание. При общей слабости надо дать пострадавшему крепкий чай или кофе.

Жидкий хладон, попадая на кожу, вызывает обморожение. Пораженный участок кожи растирают стерильным ватным тампоном или марлевой салфеткой до восстановления чувствительности и покраснения кожи. После этого протирают спиртом и накладывают повязку из чистого бинта. При образовании на коже пузырей ее растирать нельзя. При попадании в глаза хладона их надо промыть струей воды комнатной температуры под небольшим давлением и закапать в глаза стерильное вазелиновое масло.

Хладагент обычно поставляется в стальных баллонах серебристого цвета с черной надписью «Хладон R12» или «Фреон R22» и т.п. Запрещается наполнять хладагентом баллоны, у которых неисправны вентили, поврежден корпус, окраска и надписи не соответствуют марке данного хладагента. Принимая партию баллонов, необходимо проверить паспорт о проведенных испытаниях, который должен прилагаться заводом-изготовителем. Запрещается перевозить и хранить хладон R12 в какой-либо другой таре или в баллонах, помещенных у источника тепла, а также без специального укрытия, защищающего баллоны от солнечных лучей. Вне специального хранилища не разрешается держать для работы более одного баллона с хладагентом

Перед заполнением холодильной системы необходимо проверить каждый из баллонов и убедиться в том, что в баллоне находится хладон. Зарядку или дозарядку производят так, чтобы хладон подавался на сторону низкого давления. При этом нужно пользоваться специальным заправочным трубопроводом из отожженной медной трубки, снабженным фильтром-осушителем и манометром. Баллон следует укладывать наклонно, вентилем вниз. Пользоваться для подогрева баллонов открытым огнем категорически запрещается. Ремонтировать вентили на баллонах, наполненных хладоном, не допускается. Баллоны с неисправными вентилями направляются для ремонта на завод.

Открывать колпачковую гайку на штуцере вентиля баллона следует в очках, при этом выходное отверстие баллона надо направить в сторону от себя.

Нельзя оставлять баллон с хладагентом присоединенным к системе холодильной установки больше времени, необходимого для непосредственного ее заполнения или для удаления из нее хладагента.

При перекачке в баллон хладагента из системы разрешается использовать лишь те баллоны, срок проверки которых не истек. Норма заполнения баллона хладоном R12 не должна превышать 1,1 кг/л, фреоном R22 — 1 кг/л.

Демонтаж и вскрытие компрессоров и аппаратов холодильной установки можно производить только после того, как хладагент будет полностью удален из них, а давление понижено до атмосферного и останется таким некоторое время.

Во время осмотра и ремонта холодильного оборудования и особенно внутренних частей компрессора и аппаратов нельзя пользоваться для освещения открытым пламенем, так как под действием огня хладон R12 выделяет ядовитые вещества. Разрешается применять переносные электрические лампы напряжением не выше 12 В или электрические аккумуляторные фонари. Нельзя удалять иней с испарителя подогревом открытым пламенем, а также пользоваться при удалении иней металлическими предметами, которыми можно повредить аппарат и вызвать утечку хладагента.

При эксплуатации холодильных установок следует обращать особое внимание на исправность манометров и автоматических приборов регулирования (реле давления, предохранительного клапана и др.). Нельзя эксплуатировать холодильные установки, если на манометрах нет пломб, истек срок их проверки или на их шкале не нанесена красная черта предельно допустимого рабочего давления. При повышении давления более допустимого по паспорту установка немедленно должна быть выключена.

Испытательные стенды и контрольно-измерительные приборы, применяемые при ремонте холодильного оборудования, должны быть снабжены паспортами и инструкциями по их использованию и содержаться в исправности. Не разрешается эксплуатировать резервуары, работающие под давлением, если истек срок их освидетельствования инспекцией Госгортехнадзора России.

Запрещается эксплуатировать холодильное оборудование (компрессоры, вентилятор конденсатора и др.) при снятых или неисправных устройствах, ограждающих приводные ремни, движущиеся и вращающиеся части. Нельзя крепить соединения трубопроводов и аппаратов и затягивать болты компрессора во время работы установки, а также оставлять запорные вентили компрессора и дру-

гих аппаратов со снятыми колпачками. Запрещается проверять нагрев подшипников на ходу.

Работники, ремонтирующие и обслуживающие холодильное оборудование, должны работать в специальной одежде и защитных очках.

При использовании метилового (древесного) спирта (например, для заливки системы в целях ее осушки или для протирки предполагаемых мест утечки хладагента) необходимо помнить, что это сильнодействующий яд.

В машинном и служебном отделениях дизельно-служебного вагона рефрижераторной секции должны быть вывешены инструкции по обслуживанию энергохолодильного оборудования, выписки из правил техники безопасности, пожарной безопасности, табель распределения обязанностей между членами бригады секции на случай возникновения пожара, а также правила оказания первой помощи при несчастных случаях.

## **ГЛАВА 8. СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ И ВОДОСНАБЖЕНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ**

### **8.1. Система вентиляции рефрижераторного подвижного состава**

Система циркуляции предназначена для равномерного распределения по грузовому помещению вагона холодного (при работе холодильной установки) и теплого (при работе электронагревателя) воздуха.

#### **8.1.1. Рефрижераторная пятивагонная секция типа ZB-5**

Для интенсивного и равномерного распределения охлажденного (подогретого) воздуха в грузовом помещении предусмотрена система циркуляции и вентиляции (рис. 8.1). Принудительное движение воздуха осуществляется с помощью двух вентиляторов-циркуляторов 8, установленных на воздухоохладителях холодильной установки 2.

Воздух, охлажденный воздухоохладителем или подогретый электропечами, нагнетается вентиляторами-циркуляторами в пространство над промежуточным потолком 3, откуда через продольные щели 9 вдоль боковых стен распределяется по каналам, образуемым вертикальными гофрами обшивки 6, под напольные решетки 5 и через торцевые каналы 7 снова поступает к воздухоохладителю (электропечам). При необходимости подвода в грузовое помещение свежего воздуха этими же вентиляторами он всасывается через отверстие в торцевой стене 1 и подается по каналу электропечами к испарителю.

Для отвода воздуха из грузового помещения по диагонали в крыше вагона у погрузочных дверей предусмотрены два дефлектора 4. Воздухозаборники дефлекторов расположены над промежуточным потолком и перекрываются заслонками. Управление заслонками отдельное, привод находится под рамой вагона.



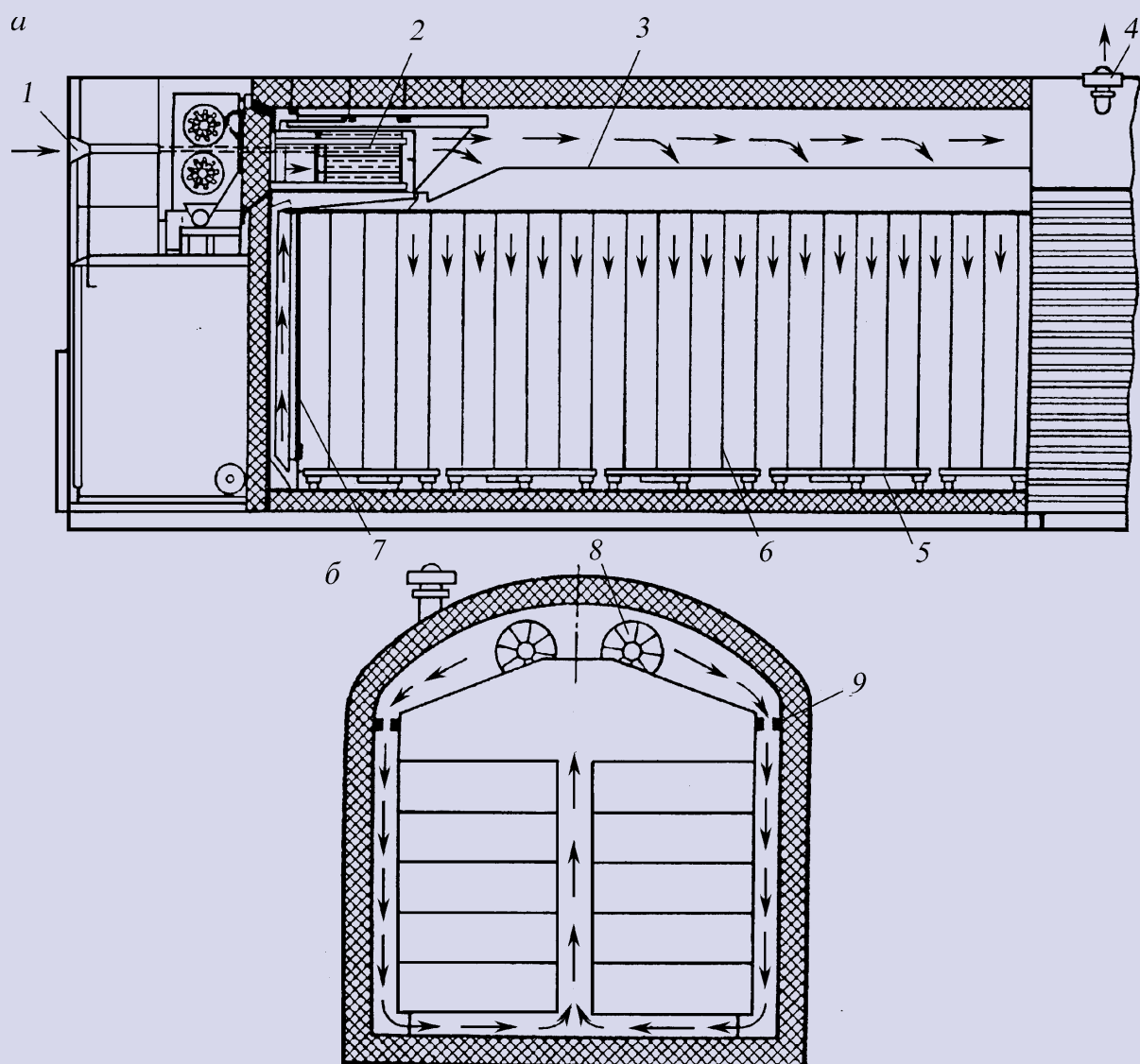


Рис. 8.1. Схема циркуляции и вентиляции рефрижераторного вагона *а* — вид с боковой части вагона; *б* — с торцевой стороны вагона

### 8.1.2. Рефрижераторная пятивагонная секция типа БМЗ

Система циркуляции воздуха (рис. 8.2) состоит из воздуховода 2 и двух вентиляторов 5, установленных в воздуховоде. Воздуховод, расположенный у потолка вагона грузового помещения, имеет коробчатое сечение с поперечными щелями 3 для раздачи воздуха заканчивается воздуховод соплом 1.

В воздуховоде установлена заслонка 4, предотвращающая попадание теплого воздуха в грузовое помещение при оттаивании

испарителя. Заслонка смонтирована на обечайках вентилятора в свободно подвешенном состоянии и приводится в действие напором воздуха, подаваемого вентиляторами. Применение таких заслонок на секциях последних выпусков не требует вмешательства персонала при переключении холодильной установки с рабочего режима в режим «Оттаивание» и обратно.

При работе вентиляторов-циркуляторов воздух забирается из-под напольных решеток грузового помещения и через отверстие в щите всасывается снизу в воздухоохладитель 13 (электронагреватель 12) и, охлаждаясь или нагреваясь в зависимости от режима работы, подается в воздуховод, где распределяется через отверстия и сопло по грузовому помещению.

Система принудительной приточно-вытяжной вентиляции предназначена для воздухообмена в грузовом помещении вагона при перевозке ряда скоропортящихся грузов, выделяющих биологическое тепло. Система вентиляции состоит из воздуховода свежего воздуха 7, расположенного под потолком машинного отделения, заслонки 6 с приводом 11, заборного окна 10 с козырьком 9 на торцевой стене вагона и фильтра 8, заслонки канала 14 выброса воздуха.

Воздух забирается через отверстие в торцевой стене вагона со стороны машинного отделения, соединенное воздуховодом 7 с от-

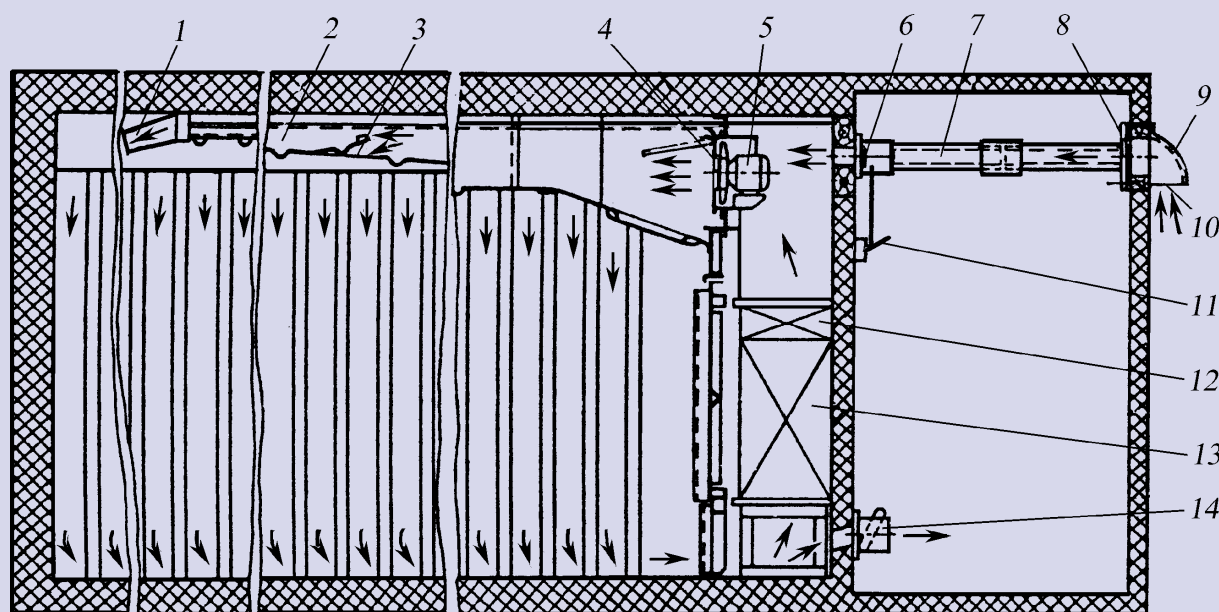


Рис. 8.2. Схема циркуляции воздуха и вентиляции грузового помещения

верстием в перегородке, разделяющей грузовое и машинное помещения. Нагнетание свежего воздуха в вагон производится с помощью вентиляторов-циркуляторов 5 при открытой заслонке 6. Привод 11 заслонки размещен в машинном отделении и фиксируется в положении «Открыто» или «Закрыто».

Свежий воздух, попадая в пространство над воздухоохладителем, смешивается с циркулирующим в грузовом помещении воздухом (холодным при работе холодильной установки или теплым при работе электронагревателя) и нагнетается в грузовое помещение. Воздух из грузового помещения выходит через канал в перегородке, закрываемый заслонкой.

В вагонах более поздней постройки воздух из грузового помещения выходит через дефлектор, установленный на крыше у торцевой стены, противоположной воздухоохладителю. Дефлектор связан с грузовым помещением каналом, расположенным внутри у торцевой стены вагона. Отверстия для выхода и входа воздуха перекрываются заслонками, привод которых находится под рамой вагона.

## **8.2. Вентиляция воздуха в пассажирских вагонах**

Одно из важнейших условий обеспечения необходимого комфорта пассажиров в вагонах — качественное состояние воздуха в нем. Система вентиляции в пассажирских вагонах должна отвечать следующим требованиям: количество подаваемого в вагон наружного воздуха на одного пассажира летом  $25 \text{ м}^3/\text{ч}$ , зимой —  $\text{м}^3/\text{ч}$ ; температура воздуха в вагоне летом  $22\text{—}25 \text{ }^\circ\text{C}$ , зимой  $18\text{—}22 \text{ }^\circ\text{C}$ ; допускаемые колебания температуры по длине вагона на одном уровне по высоте не более  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ ; наибольшая скорость движения воздуха в зонах пребывания пассажиров  $0,25 \text{ м/с}$ ; наибольшее допустимое содержание пыли  $1 \text{ мг/м}^3$ , углекислого газа —  $0,1 \%$  по объёму; относительная влажность воздуха в вагоне в пределах  $30\text{—}60 \%$ .

С увеличением скорости движения пассажирских поездов резко возрастает попадание пыли в вагон даже при закрытых окнах дверях и дефлекторах, поэтому применяемая вентиляция должна создавать необходимый подпор воздуха изнутри вагона, чтобы одновременно обеспечить обмен воздуха и исключить попадание пыли

Вентиляция в вагоне может быть естественной, когда обмен воздуха осуществляется через дефлекторы в крыше и через открытые

окна, и искусственной, с применением принудительной вентиляции для подачи воздуха в вагон, а также с подогревом и охлаждением воздуха. Естественная вентиляция применялась в вагонах ранних лет постройки с малой энерговооруженностью. Однако уже при скоростях движения 100 км/ч и более нельзя открывать окна в вагонах из-за большого попадания пыли. В настоящее время пассажирские вагоны железных дорог, а также все вновь строящиеся вагоны оборудованы системами принудительной вентиляции, а многие вагоны и кондиционированием воздуха.

Сложность устройства эффективной вентиляции в вагонах объясняется сравнительно малым объемом помещения, приходящегося на одного пассажира, высокой населенностью вагона, а также быстрым передвижением вагона через различные климатические зоны.

Для обеспечения подачи в вагон свежего воздуха и создания нормальных санитарно-гигиенических условий пребывания в вагоне пассажиров разработана для вагона система вентиляции. Производительность такой системы летом (летний режим) — 4500 м<sup>3</sup>/ч, зимой (зимний режим) — 900 м<sup>3</sup>/ч. Вентиляция механическая, приточная с подогревом воздуха и вытяжная естественная через дефлекторы может работать в автоматическом (под контролем ртутных контактных термометров) и ручном режимах управления включения электродвигателя вентилятора.

Система вентиляции (рис. 8.3) включает в себя: заборные жалюзи 1, инерционный 2 и сетчатый 3 фильтры, вентилятор 4, диффу-

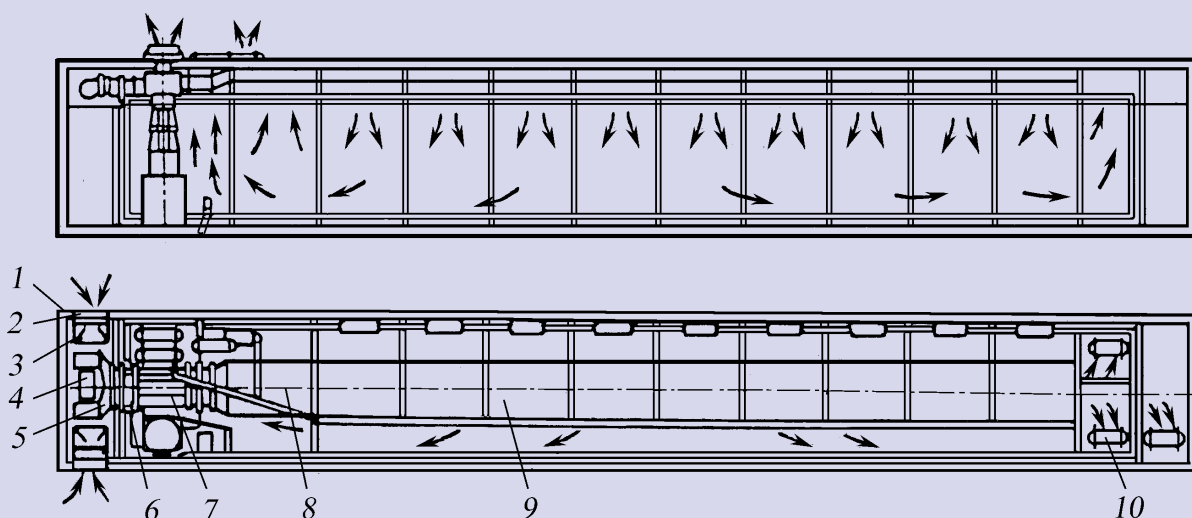


Рис. 8.3. Система вентиляции

зор 5, воздухонагреватель 6, конфузор 7, воздуховод 9, вентиляционные решетки и дефлекторы 10, противопожарную заслонку 8.

Заборные жалюзи предназначены для забора свежего воздуха в систему вентиляции и представляют собой планки, приваренные под углом к прорезям направляющих реек воздухозаборного короба.

Инерционный фильтр предназначен для удаления крупных частиц пыли под действием центробежных сил. Отделенная пыль через фильтрующую решетку поступает в пылесборник, соединенный с аэродинамическим очистительным устройством, работающим при движении поезда от набегающего потока воздуха.

Сетчатые фильтры 3 (всего их четыре) позволяют окончательно очищать поступающий воздух. Каждый фильтр (рис. 8.4) состоит из корпуса 2, представляющего собой коробку, в которой уложены пять сеток 4 с размером  $2,5 \times 0,5$  мм, четыре сетки 5 с размером  $1,2 \times 0,32$  мм, три сетки 1 с размером  $0,63 \times 0,25$  мм, и рамки с сеткой 3. Сетки гофрами уложены одна на другую под углом  $90^\circ$ .

Вентиляционный агрегат (рис. 8.5) служит для подачи очищенного воздуха в вагон и состоит из двух якорей, насаженных на вал электродвигателя 3 типа П-41, и кожухов 2 вентиляторов. Вентиляторы 1 и электродвигатель смонтированы на общей раме 6. Якори вентиляторов насажены на вал электродвигателя при помощи конусных ступиц 4. Для обеспечения нормальной работы агрегата должны соблюдаться зазоры между ротором и торцом конусного фланца 5, которые должны быть в пределах  $0,5-3$  мм.

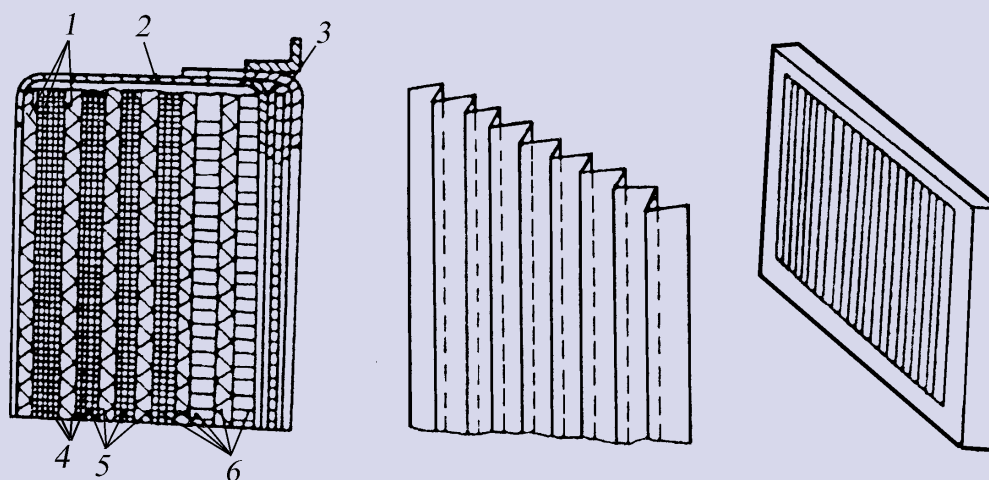


Рис. 8.4. Фильтр

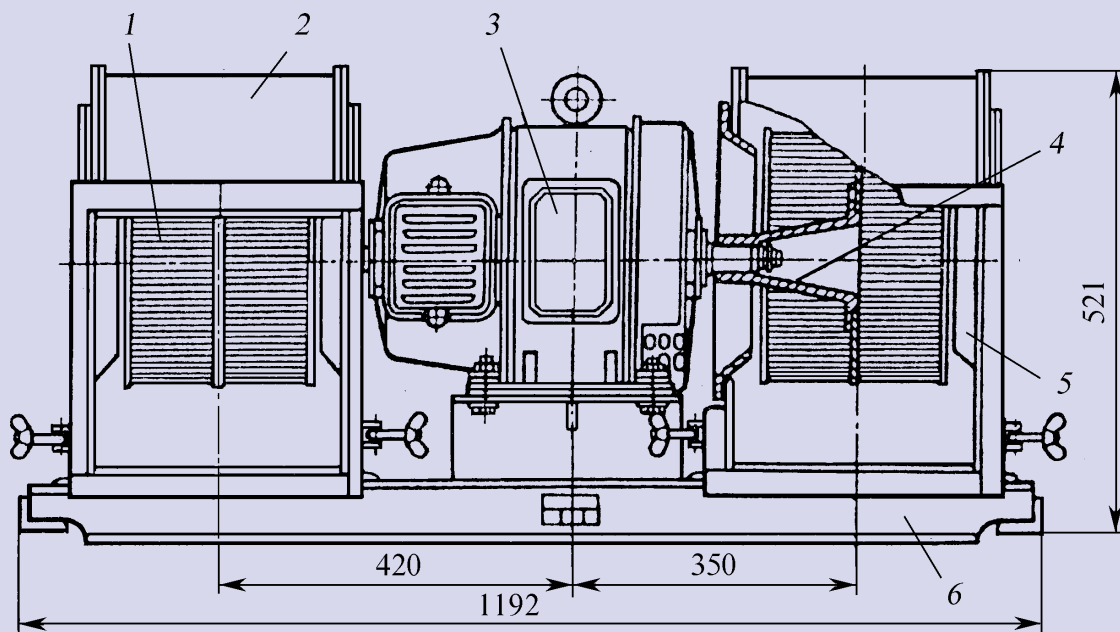


Рис. 8.5. Вентиляционный агрегат с электродвигателем

Диффузор 5 (см. рис. 8.3) предназначен для соединения вентиляционного агрегата с калорифером и состоит из брезентового рас- труба, двух квадратных и одного прямоугольного фланцев.

Калорифер 6 (воздухонагреватель) служит для подогрева поступающего в вагон воздуха при низких температурах наружного воздуха и состоит из теплопередающих элементов, трубных решеток, крышек, съемных боковых щитков и двух патрубков для входа и выхода воды. Для доступа к нему в потолке коридора тормозного конца имеется люк. Для сбора образующегося конденсата под калорифером установлен поддон.

Для соединения калорифера с воздуховодом используется конфузор 7, который представляет собой короб переменного сечения, имеющий с двух сторон присоединительные фланцы. Для периодической очистки внутренних поверхностей системы от пыли путем продувки сжатым воздухом на нижней части конфузора имеется люк.

Воздуховод 9 позволяет обеспечить подачу воздуха во все помещения вагона. Он состоит из отдельных верхних и нижних листов, прикрепленных к обшивке крыши. Нижние листы воздуховода имеют форму корытообразного сечения и соединены между собой на фланцах. В нижней части воздуховода имеются прямоугольные вырезы, в которые устанавливаются вентиляционные решетки.

Свежий воздух из воздуховода поступает в различные помещения через вентиляционные решетки. Вентиляционная решетка состоит из листов, клапана, служащего для ограничения скорости и направления потока воздуха. Клапан крепится к листу планкой, приваренной к упорам. Регулировка количества подаваемого в помещения вагона воздуха осуществляется величиной зазора между листом и клапаном, который устанавливается поворотом винта.

Дефлекторы 10 служат для удаления отработанного воздуха. Они устанавливаются в туалетах, коридоре и тамбуре нетормозного конца, служебном отделении. Система установки дефлектора в туалетах, служебном отделении, коридоре и тамбуре нетормозного конца состоит из собственно дефлектора, патрубка и заслонки.

В крыше имеются люки для доступа к вентиляционному агрегату и к калориферу.

При подготовке к работе системы вентиляции надо проверить внешним осмотром состояние и крепление фильтров, положение заслонок наружных жалюзи и шиберов дефлекторов туалетов, а также механизмов дефлекторов салона. В туалетах шибера дефлекторов должны быть открыты, за исключением времени нахождения вагона в отстое. Дефлекторы салона в летний период должны быть открыты полностью, а остальное время — полуоткрыты. Заслонки наружных жалюзи должны быть установлены в зависимости от сезона.

На панели распределительного шкафа в служебном купе находится переключатель «Отопление-вентиляция». Он должен быть поставлен в положение «Отопление и вентиляция».

Если выключатель ставится в положение «Автоматика», то установка принудительной вентиляции и управление по ступеням вентиляции работают автоматически. Термостат в канале приточного воздуха и термостаты, расположенные в купе I и II, включают соответствующую ступень для подачи необходимого количества воздуха.

При помехах в автоматике переключатель ставится на необходимую ступень вручную, в зависимости от желаемой температуры.

Независимо от положения многопозиционного переключателя «Вентиляция» во время движения вагона производится принудительное включение вентиляционного агрегата на ступень I при температуре в канале приточного воздуха выше 18 °С. Однако предва

нительно агрегат должен быть введен в эксплуатацию соответствующим выключателем.

Ступени вентилятора следующие:

I — эксплуатация в зимний период (малое количество воздуха);

II — эксплуатация в переходный период (среднее количество воздуха);

III — эксплуатация в летний период (большое количество воздуха).

Когда температура приточного воздуха падает ниже плюс 18 °С, термостат в канале приточного воздуха отключает мотор вентилятора и выключатель находится в положении «Автоматика».

При эксплуатации вагона необходимо соблюдать следующие условия:

заслонки наружного воздуха, расположенные за потолком тамбура тормозной стороны вагона, должны быть установлены в положение, соответствующее сезону;

дефлекторы в туалетах и купе должны быть летом открыты, зимой — полуоткрыты; дефлектор в тамбуре нетормозной стороны вагона должен быть всегда полностью открыт;

заслонки в дверях туалетов во время работы вентилятора должны быть открыты;

при выходе вентиляционного агрегата из строя летом вентилировать вагон можно, открывая окна и используя дефлекторы;

при проходе вагона через тоннель во избежание засасывания в вагон дыма вентиляционный агрегат рекомендуется выключать. При вводе вентиляции в эксплуатацию жалюзи открывают. Проверяют положение ручки огнезащитного клапана над дверью служебного помещения в коридоре. Она должна быть запломбирована в верхнем положении «Открыто». Закрывают все дефлекторы в купе, в том числе в служебном. Должны быть открыты дефлекторы в туалетах и один в коридоре. На щите в служебном отделении вагона включают главный переключатель на дневной, вечерний или ночной режим работы в зависимости от необходимости. Переключатель «Отопление и вентиляция» ставят из нулевого в положение «Отопление и вентиляция». Затем устанавливают необходимый режим работы многопозиционным переключателем «Вентиляция», который имеет положения; «Нулевое» (выключено), «Автоматика» и 1—я, 2—я, 3—я ступени ручного режима.



Если выключатель поставлен в положение «Автоматика», вентиляционная установка работает в автоматическом режиме и при необходимости одна из трех ступеней работы установки включается автоматически. Термостат в воздуховоде и термостаты в первом и втором купе включают в зависимости от температуры воздуха необходимую ступень. При неисправности автоматики, а также при длительной стоянке или длительном движении с малой скоростью, когда вентиляционная установка питается электротоком от аккумуляторной батареи, переключатель «Вентиляция» ставят на ручной режим и выбирают необходимую степень в зависимости от температуры воздуха в вагоне.

Для контроля температуры приточного воздуха служит дистанционный термометр, датчик которого установлен в воздуховоде, а контрольный циферблат — в служебном помещении. Когда температура приточного воздуха становится ниже 18 °С, термостат в канале приточного воздуха отключает вентиляционную установку, поэтому при понижении температуры следует применять отопление вагона и подогрев воздуха в водяном (или электрическом) воздухоподогревателе.

Обходной канал воздухоподогревателя (у тех вагонов, где он есть) должен быть закрыт. Для этого в некупейных вагонах переключатель заслонки над верхней полкой служебного отделения переводят в закрытое положение. В купейных вагонах переключатель клапана жалюзей ставят в положение «Зима». Температура поступающего воздуха зимой должна быть не менее 2 °С. Этого достигают обеспечением правильной работы котла отопления и усиления циркуляции воды в воздухонагревателе.

При работе вентиляционной установки зимой в некупейном вагоне, особенно если вагон полностью заселен, необходимо приоткрывать дефлекторы в пассажирском помещении для удаления использованного воздуха, улучшения воздухообмена, чтобы воздух в вагоне был в пределах установленных норм влажности и содержания углекислоты. Со стороны котлового конца вагона дефлекторы должны быть открыты больше — на 10—15 мм в котловой половине вагона и на 20—25 мм в некотловой. Признаком недостаточной вентиляции могут служить субъективная оценка пассажиров, а также высокая влажность воздуха, сильное запотева

ние окон. В этом случае необходимо усилить обмен воздуха в вагоне переключением вентилятора на максимальную подачу и с усилением при необходимости отопления вагона.

При неисправности вентиляционной установки или выходе из строя устройств электроснабжения вагона вентиляция зимой осуществляется открытием дефлекторов. При подготовке вагона к летним перевозкам закрывают рециркуляционный канал, у некупейных вагонов открывают обходной канал воздухоподогревателя, у купейных вагонов заслонку жалюзи ставят в положение «Лето».

При температуре наружного воздуха 20 °С и выше вентиляционная установка должна работать непрерывно, в том числе и на остановке. Вентилятор можно выключать на 10—15 мин через каждый час работы. С повышением температуры внутри вагона выше 25 °С даже непрерывно работающая на максимальном режиме вентиляционная установка не обеспечивает нормальной температуры и воздухообмен. В этом случае открывают окна с одной стороны некупейного вагона, а при особо высоких температурах — и с обеих сторон. В купейных вагонах открывают окна в купе и коридоре. При температуре наружного воздуха выше 25 °С должны быть открытыми все дефлекторы.

### **8.2.1. Особенности системы вентиляции с рециркуляцией воздуха**

Использование рециркуляционного воздуха в пассажирских вагонах имеет негативную сторону. При рециркуляции в пассажирский салон подается обедненный кислородом воздух, поэтому количество используемого рециркуляционного воздуха должно быть как можно меньше. Принято, что соотношение объемов рециркуляционного и наружного воздуха не должно превышать 3:1.

Использование рециркуляционного воздуха требуется не только в процессе охлаждения, а и в отопительный сезон, особенно в вагонах с калориферным отоплением. Температура вентилируемого воздуха не должна быть ниже температуры воздуха в вагоне (по ГОСТ 12406-79 норма  $20 \pm 2$  °С), но и не должна быть существенно выше ее. Желательно, чтобы диапазон колебания температуры подачи был по возможности меньше, например 20—24 °С.

При использовании рециркуляции воздуха усложняется система вентиляции, так как появляются дополнительный рециркуляцион-

ный (возвратный) воздуховод, камера смешения воздуха, дополнительные фильтры, устройства для регулирования заданного соотношения количеств наружного и повторно используемого воздуха. Заборные решетки наружного воздуха, фильтры, вентиляционный агрегат и нагнетательный воздуховод, в том числе диффузор и конфузор, остаются принципиально, а часто и конструктивно такими же. Мощность же электродвигателя вентиляторов из-за большего аэродинамического сопротивления системы, как правило, несколько увеличивается.

В системе вентиляции с рециркуляцией воздуха купейного вагона (рис. 8.6) решетка 6 отсоса и возвратный воздуховод 7 рециркуляционного воздуха, как правило, устанавливаются на подшивном потолке в конце большого коридора с котловой стороны. Для отсоса отработанного воздуха из купе в дверях имеются решетки 5. Раздача свежего воздуха по купе производится, как и во всех вагонах, через выпуски 4. Для регулирования количества свежего воздуха, забираемого из окружающей среды, после жалюзи смонтирована специальная заслонка 9. Наружный и рециркуляционный воздух предварительно смешиваются в камере смешения 8, очищаются в единой системе из четырех фильтров 1 и окончательно смешиваются при всасывании вентиляторами и в процессе прохода через воздухоохладитель 2 и калорифер 3. Применительно к этой

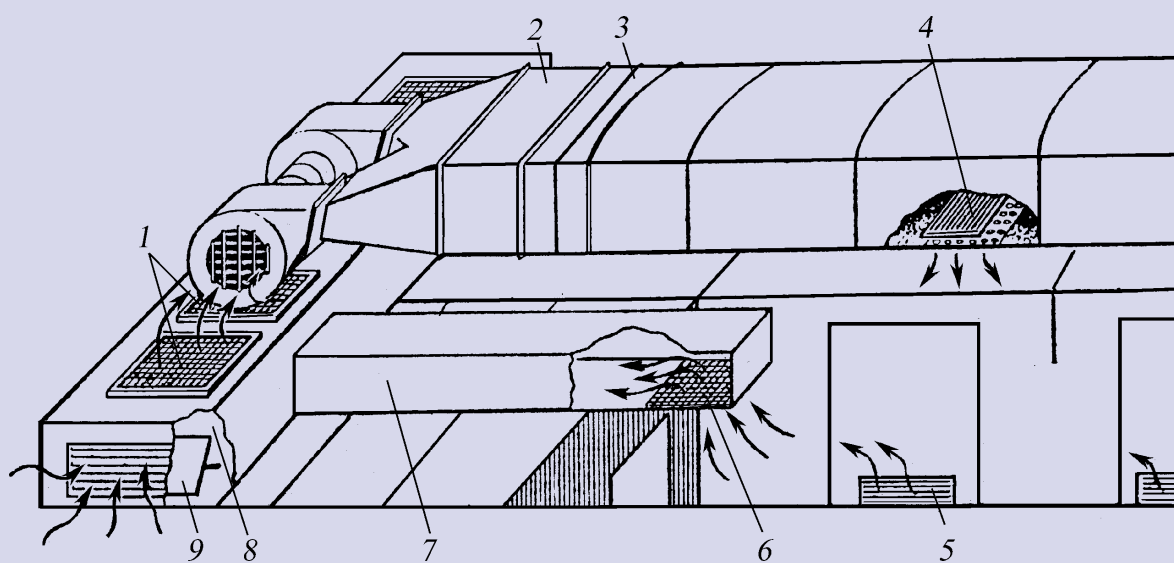


Рис. 8.6. Принципиальная схема системы вентиляции с рециркуляцией воздуха

конструкции камерой смешения следует считать пространство как под фильтрами, так и над фильтрами. Существуют системы, в которых фильтры наружного и рециркуляционного воздуха установлены отдельно, т.е. до камеры смешения. Принципиально обе системы не отличаются какими-либо преимуществами.

Для вагонов отечественной постройки камерой смешения является все пространство над подшивным потолком тамбура. Ограждения камеры смешения хорошо уплотнены, благодаря чему исключается подсос нефильтрованного воздуха, в частности, из тамбура, где при водяном отоплении может оказаться угольная пыль или дым. Ограждения камеры смешения снаружи имеют слой теплоизоляции, иначе при проходе через неё рециркуляционный воздух зимой будет охлаждаться, а летом нагреваться, что повлечет за собой непроизводительную затрату энергии.

На вагонах типа 47К система смешивания воздуха имеет иную конструкцию — наружный и рециркуляционный воздух по отдельным утепленным воздуховодам круглого сечения подводят к заборным конусам каждого вентилятора — камерам смешения. Особенностью такой конструкции является то, что обеспечить герметичность и теплоизоляцию такой системы проще, но ее изготовление и монтаж на вагоне сложнее.

Для установки требуемого соотношения количеств рециркуляционного и наружного воздуха пользуются заслонками, которые расположены на входе в камеру смешения — для наружного воздуха чаще всего у решетки его забора, для рециркуляционного воздуха — в месте соединения обратного воздуховода с камерой смешения. Однако по конструктивным соображениям эти заслонки могут быть поставлены и в других местах. После наладки в заводских условиях положение заслонок на секторах фиксируется метками, по которым при эксплуатации можно контролировать правильность их положения.

Для регулирования соотношения количеств рециркуляционного и наружного воздуха иметь две заслонки не обязательно, если величины сечений возвратного и нагнетательного воздуховодов подобраны правильно. Однако заслонка рециркуляционного воздуха может понадобиться при выходе из строя холодильной установки во время рейса — в этом случае целесообразно исключить рециркуляцию и использовать только наружный воздух.

В связи с ограниченными возможностями системы вентиляции для обеспечения комфорта пассажиров в пассажирских вагонах применяется кондиционирование воздуха, которое позволяет в более широких пределах изменять температуру, влажность и некоторые другие параметры воздуха. Вагонные кондиционеры рассчитаны на работу при наружных температурах от плюс 32 °С до –40 °С.

В купейных вагонах с четырех- и двухместными купе, вагонах-ресторанах и габарита РИЦ применяется установка кондиционирования воздуха МАВ-II (рис. 8.7). Эта установка состоит из систем вентиляции, отопления, охлаждения и автоматического управления. В систему вентиляции входят центробежный сдвоенный вентилятор 1 с электродвигателем 2 мощностью 1,7 кВт, нагнетательный воздухопровод 3 с вентиляционными решетками 4 типа «Мульти-вент», имеющими регулирующее устройство 5, рециркуляционные воздухопроводы 6, масляные фильтры 7 и решетку 8 для забора на

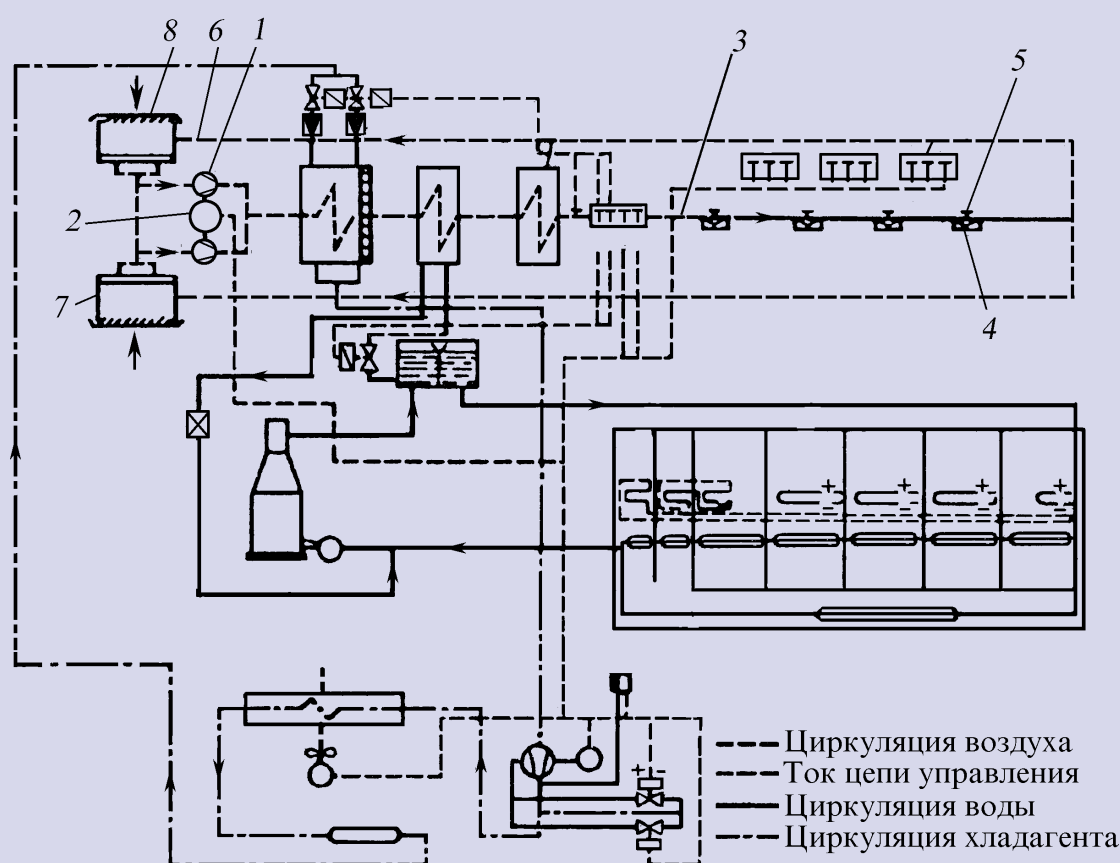


Рис. 8.7. Электрическая схема установки кондиционирования воздуха МАВ-II

ружного воздуха. Максимальная подача вентилятора 5000 м<sup>3</sup>/ч воздуха летом (в том числе наружного 1000 м<sup>3</sup>/ч — зимой), в том числе наружного 800 м<sup>3</sup>/ч.

На пассажирском вагоне с установкой кондиционирования воздуха модели 61-4179 постройки ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

Наружный воздух в систему кондиционирования засасывается через заборные жалюзи. Подогретый или охлажденный (в зависимости от температуры наружного воздуха) воздух через вентиляционные устройства подается в помещения вагона. Отработанный воздух удаляется через дефлекторы.

Дефлекторы установлены в туалетах, служебном отделении, коридоре и тамбуре нетормозного конца вагона, большом коридоре.

Воздуховод позволяет обеспечить подачу воздуха в помещения вагона. Воздуховод состоит из отдельных верхних и нижних листов, закрепленных к обшивке крыши. Нижние листы имеют корытообразное сечение и соединены фланцами. В нижней части воздуховода имеются вырезы, в которые устанавливаются раздаточные вентиляционные решетки. Раздаточные решетки подающего воздуховода отрегулированы в заводских условиях для обеспечения равномерного температурного режима.

Дефлекторы служат для удаления отработанного воздуха. Они установлены в туалетах, служебном отделении, коридоре, салоне и тамбуре нетормозного конца вагона, большом коридоре.

В воздуховоде над купе проводников установлена противопожарная заслонка, предназначенная для автоматического перекрытия воздуховода с целью предотвращения распространения пламени в случае пожара. Нормальное положение заслонки — открытое. При этом лист заслонки прижат к нижнему листу воздуховода с помощью механизма удержания, рычаг которого удерживается в вертикальном положении плавкой вставкой.

Положение рукоятки механизма удержания после установки заслонки в открытое положение фиксируется пломбой. При пожаре в случае повышения температуры в воздуховоде свыше 80—100 °С плавкая вставка разрушается, рычаг механизма удержания освобождает заслонку, которая под действием пружины устанавливается в закрытое положение. Положение заслонки в воздуховоде может

быть проконтролировано с помощью сигнализатора, при этом в открытом положении заслонки нижняя часть сигнализатора видна в вырезе потолка, в закрытом же положении сигнализатор втянут поводком заслонки в отверстие потолка и не виден.

Управление противопожарной заслонкой для перекрытия воздуховода в случае пожара может также осуществляться вручную. Для этого рукоятка с одновременным срывом пломбы поворачивается в любую сторону на угол  $90^\circ$ , т.е. рукоятка устанавливается вдоль продольной оси вагона. Момент срабатывания заслонки сопровождается хлопком и втягиванием сигнализатора внутрь отверстия в потолке.

Установка заслонки в рабочее положение после автоматического срабатывания (с разрушением плавкой вставки) осуществляется следующим образом:

- снять с оси рукоятку заслонки, для чего отвинтить стопорный винт;
- открыть люк в потолке;
- отвернуть четыре гайки-барашка и вынуть механизм удержания заслонки;
- вынуть шплинт в отверстиях стоек механизма удержания;
- в прорези стоек механизма удержания вставить плавкую вставку из комплекта ЗИП для механики поезда, рычаг механизма удержания установить в рабочее положение (вертикально) и в отверстия стоек вставить шплинт, который служит для предотвращения произвольного западания рычага механизма удержания вперед в сторону заслонки при установке последней в рабочее положение;
- механизм удержания с резиновой прокладкой установить на нижний лист воздуховода и закрепить гайками-барашками. При этом короткие прорези механизма удержания под гайками-барашками должны быть со стороны заслонки;

при положении механизма вдоль продольной оси вагона оттянуть до упора поводок сигнализатора. Заслонку при этом установить в рабочее положение — открыто. В момент оттяжки сигнализатора до упора механизм удержания заслонки повернуть и установить поперек продольной оси вагона. В таком положении заслонка прижимается рычагом, который следует поджать центрально расположенной гайкой-барашком. При этом необходимо предварительно согнуть вниз по винту гайку-барашек, а при повороте

механизма, в момент оттяжки сигнализатора до упора, несколько приподнять винт, чтобы рычаг оказался выше края заслонки. Правильно установленная и прижатая рычагом заслонка при отпуске поводка сигнализатора останется в рабочем положении;

закрывать люк потолка с одновременной установкой сигнализатора в отверстие люка и закрепить рукоятку заслонки на выступающую из отверстия люка ось механизма удержания заслонки и опломбировать. Рабочее положение рукоятки — поперек вагона.

В рабочее положение после срабатывания вручную заслонка устанавливается так же, как после автоматического срабатывания.

При этом необходимо убедиться, что на вынутах механизма удержания не разрушена плавкая вставка и установлен шплинт.

### **8.2.2. Основы расчета и выбора параметров системы вентиляции**

При проектировании систем вентиляции пассажирских вагонов рассчитывают следующие основные параметры: производительность вентиляторов; скорость движения воздуха; сечение воздуховодов; габаритные размеры воздуховодов; аэродинамическое сопротивление системы.

Производительность вентиляторов — расход наружного воздуха — определяют по расчетному числу пассажиров и норме подачи свежего воздуха на человека по ГОСТ 12406-79. При проектировании вагона с кондиционированием воздуха общую производительность системы вентиляции определяют исходя из результатов предварительного расчета холодильной машины или из соотношения количеств рециркуляционного и свежего воздуха в пределах до 3:1, причем расход рециркуляционного воздуха определяют как разность между общей производительностью и расходом свежего воздуха. В расчетах производительность измеряют в кубических метрах за 1 с ( $\text{м}^3/\text{с}$ ).

Скорость движения воздуха в воздуховоде системы вентиляции при заданной производительности вентиляторов зависит от площади поперечного сечения воздуховода, что в свою очередь связано с условиями размещения воздуховода в стесненном пространстве между крышей вагона и подшивным потолком. В нагнетательном воздуховоде на участке от служебного отделения, чтобы со-



кратить наличие шума от потока проходящего воздуха, допускать скорость воздуха выше 7 м/с не следует, а при расчетах рекомендуется принимать 3—6 м/с.

Скорость выхода воздуха из мультивенты в вагонах с кондиционированием принимают, как правило, не выше 0,25 м/с. При отсутствии охлаждения скорость выхода воздуха из выпуска (вентиляционной решетки) должна составлять зимой 0,3—0,6 м/с и летом 1,2—1,5 м/с. Площадь поперечного сечения воздуховодов определяют исходя из расхода воздуха и принятой скорости его движения:

$$A = \frac{V}{3600 \omega}, \quad (8.1)$$

где  $V$  и  $\omega$  — соответственно объём и скорость воздуха, проходящего через рассматриваемое сечение.

Габаритные размеры воздуховодов определяют по расчетной площади сечения с учётом возможностей размещения их, особенно в местах монтажа водяных баков, груб отопления, электропроводки и несущих металлоконструкций кузова вагона. Как правило, сечение нагнетательного воздуховода делают коробчатым с плоскими нижним и боковыми листами и дугообразным (по форме крыши вагона) верхним листом.

Форма обратного воздуховода может быть трубчатой, как это сделано, например, у вагона типа 47Д.

Аэродинамическое сопротивление системы вентиляции рассчитывается по методикам и формулам, принятым для гидравлических расчетов, так как при незначительных изменениях давления, происходящих в системах вентиляции, воздух ведет себя аналогично жидкости. Поэтому сопротивление воздушных каналов систем вентиляции часто называют гидравлическим.

Давления, развиваемые вентиляторами, малы по сравнению с атмосферным. Поэтому давление в системах вентиляции измеряют не обычными манометрами со спиральной трубкой, а более чувствительными жидкостными микроманометрами, в которых давление отсчитывается по высоте (напору) столба жидкости. В соответствии с этим напор обозначают буквой  $H$  и определяют в паскалях, а давление обозначают буквой  $P$  и определяют в килопаскалях.

Полное сопротивление всасывающего и нагнетательного воздухопроводов складывается из сопротивлений их прямолинейной части и местных сопротивлений.

При расчете потери давления в сети потери разделяют на преодоление сопротивления трения  $H_{\text{тр}}$  в прямолинейной части воздухопровода и от местных сопротивлений  $H_{\text{м}}$ :

$$H_{\text{п}} = H_{\text{тр}} + H_{\text{м}}. \quad (8.2)$$

Потери давления на преодоление трения определяют только для прямых участков воздухопровода постоянного сечения. Эти потери имеются и на других участках независимо от наличия поворотов, сужений или расширений, но тогда они учитываются одновременно с потерями давления в местных сопротивлениях по другой методике.

Потери давления на преодоление трения

$$H_{\text{тр}} = l \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2 \cdot p}{2g}, \quad (8.3)$$

где  $l$  — длина воздухопровода, м;  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трению;  $p$  — плотность (объемная масса) воздуха, принимаемая в расчетах систем вентиляции  $1,2 \text{ кг/м}^3$ ;  $d$  — диаметр воздухопровода, м;

Коэффициент сопротивления трению зависит от режима движения воздуха, его кинематической вязкости и состояния внутренней поверхности воздухопровода. Режим движения характеризуется числом Рейнольдса  $Re$ , значение которого при спокойном (ламинарном) потоке воздуха меньше 2300, а при движении с завихрениями (турбулентном) может достигать нескольких сотен тысяч.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} \quad (8.4)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость воздуха (принимают  $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

Кинематическая вязкость воздуха зависит от силы межмолекулярных связей. Состояние поверхности воздухопровода определяется материалом, из которого он сделан, а также степенью относительной шероховатости — отношением высоты выступов к размеру воздухопровода. Коэффициент сопротивления трению зависит от режима

движения воздуха, характеризующегося числом Рейнольдса, и от состояния внутренних поверхностей воздуховода. Расчет значений, ведется по эмпирическим и полуэмпирическим формулам. Для упрощенного расчета можно пользоваться формулой

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25}. \quad (8.5)$$

Как правило, в справочниках приводятся данные для круглых воздухопроводов, имеющих малые потери от трения, так как в них отношение периметра сечения к его площади минимально.

В системах вентиляции вагонов круглые воздухопроводы не применяют, поэтому при определении потерь давления на трение необходимо найти эквивалентный диаметр. Расчет диаметра, эквивалентного воздуховоду прямоугольного сечения со сторонами  $a$  и  $b$ , ведется по формуле

$$d_{\text{э}} = \frac{2ab}{a+b}, \quad (8.6)$$

Потери давления в местных сопротивлениях

$$H_{\text{М}} = \sum \xi \frac{\omega^2 p}{2g}, \quad (8.7)$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления, определяемый по таблицам справочной литературы.

В случае расчета местных потерь от внезапного увеличения поперечного сечения можно пользоваться упрощенной формулой

$$H_{\text{М}} = \left(1 - \frac{A_1}{A}\right)^2 \frac{\omega^2 p}{2g}, \quad (8.8)$$

где  $A_1$  и  $A$  — площади сечения соответственно до и после расширения канала. Тогда общее аэродинамическое сопротивление системы

$$H_{\text{М}} = \left(\sum l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi\right) \frac{\omega^2 p}{2g}, \quad (8.9)$$

Количество тепла, получаемого свежим воздухом от электродвигателя вентилятора и работающих приборов автоматики,

$$Q_{уст} = 860 \cdot (1 - \eta_{мех}) N . \quad (8.10)$$

где 860 — тепловой эквивалент, кВт · ч;  $\eta_{мех}$  — механический КПД электродвигателя, принимаемый в расчетах 0,8—0,9;  $N$  — мощность, потребляемая электродвигателями вентиляторов и приборами автоматики.

### **8.3. Система отопления РПС и пассажирских вагонов**

Система отопления вагонов служит для обеспечения требуемого температурного режима внутри вагона независимо от температуры наружного воздуха.

#### **8.3.1. Рефрижераторная пятивагонная секция типа ZB-5**

Система водяного отопления (рис. 8.8) служит для обогрева помещений дизельного вагона и состоит из котла 12, оребренных труб-радиаторов 14, циркуляционного электронасоса 13, расширительного бака 2, ручного подкачивающего насоса 4, бойлера 1 и трубопроводов с арматурой. Система отопления позволяет регулировать температуры в отдельных помещениях с помощью вентиля радиаторов. Кроме радиаторов для обогрева помещений, к системе отопления при температуре наружного воздуха  $-30$  °С могут быть подключены радиаторы охладителей дизелей.

Контроль за уровнем воды осуществляется открыванием вентиля 6. Если вода не потечет в воронку, необходимо ручным насосом 4 подкачать воду в систему отопления до ее появления из переливной трубы трубопровода 5.

Контролируют температуру воды термометром. Температура воды не должна превышать 95 °С. При повышении температуры выше указанной необходимо уменьшить подачу топлива в горелку котла и включить циркуляционный насос.

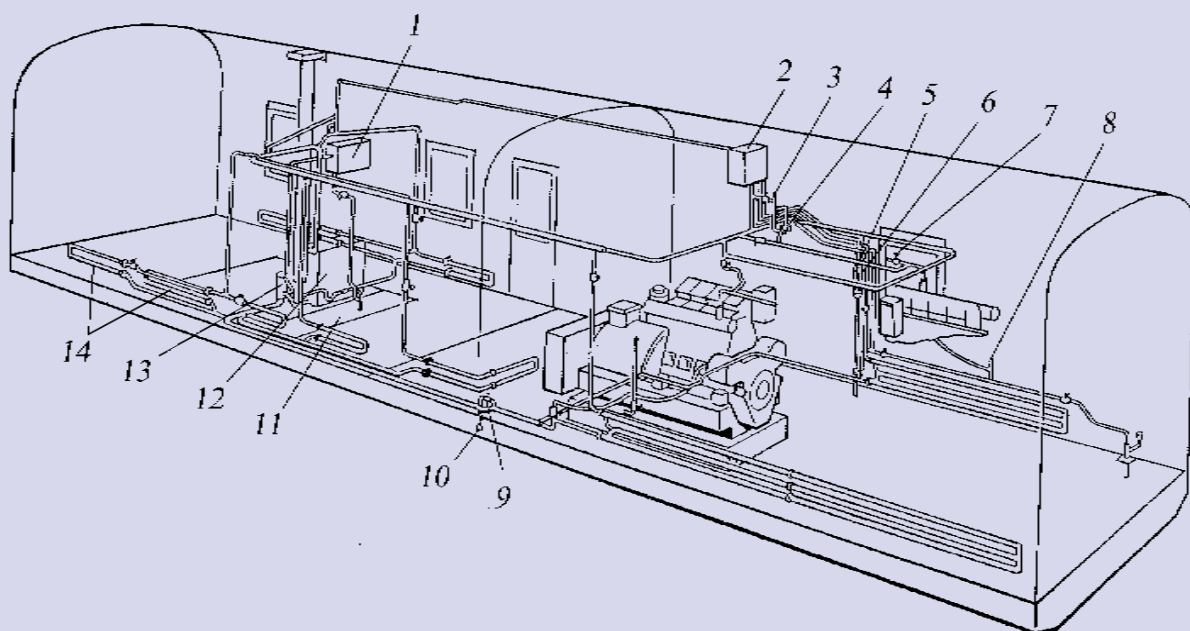


Рис. 8.8. Система водяного отопления: 1 — бойлер; 2 — расширительный бак; 3, 7, 8 — патрубки для подсоединения к системе водоснабжения; 4 — ручной подкачивающий насос; 5 — переливной трубопровод; 6 — вентиль контрольного трубопровода; 9 — вентиль спускного патрубка; 10 — спускной патрубок с заполнительным штуцером; 11 — спускной трубопровод; 12 — котел отопления; 13 — электронасос; 14 — трубы-радиаторы

В случае понижения температуры воды в обратном трубопроводе ниже  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  через термостат подаются звуковой и световой сигналы, которые не выключаются до тех пор, пока не повысится температура воды. Для этого необходимо включить циркуляционный насос, увеличить подачу топлива в горелку котла отопления.

При температуре наружного воздуха ниже  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  циркуляционный насос при неработающих главных дизель-генераторах должен работать постоянно.

Забирать воду из системы отопления во избежание образования накипи не разрешается. Перед отопительным сезоном необходимо проверить плотность всех соединений. Кроме того, надо тщательно проверить плотность закрытия вентиля 9 и следить за тем, чтобы штуцер спускного патрубка 10 был постоянно сухим во избежание обмерзания.

Котел отопления (рис. 8.9) водяной, секционный, прямоугольной формы, имеет поверхность нагрева  $2,5\text{ м}^2$ . Котел выпускается

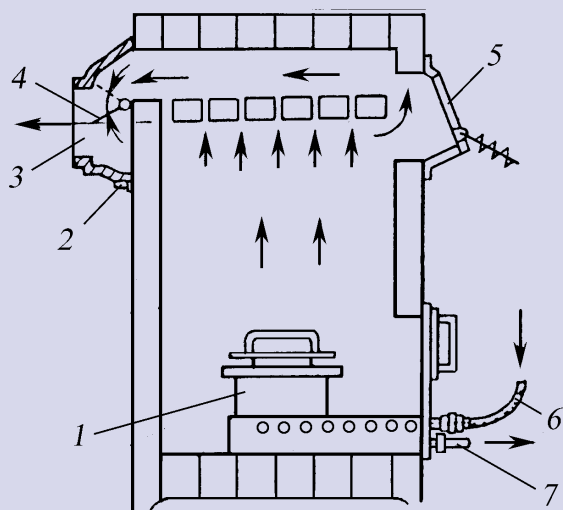


Рис. 8.9. Котел отопления: 1 — литая горелка на жидком топливе; 2 — заслонка для очистки дымохода; 3 — дымоход; 4 — дроссельная заслонка; 5 — дверка топки; 6 — топливопровод; 7 — сливной топливопровод

ренном к плите 9. С помощью кронштейна она устанавливается в котле и крепится четырьмя болтами на передней стенке вместо демонтированной дверки поддувала.

Регулирующее устройство с игольчатым вентилем, смотровым стеклом, капельницей соединено с подводящим топливопроводом 6 кольцевой горелки.

Для повышения пожарной безопасности на трубопроводе установлено термоэлектрическое устройство 8, предохраняющее горелку от перелива топлива в случае самозатухания процесса горения.

Термоэлектрическое предохранительное устройство представляет собой соленоидный вентиль 14, встроенный в подводящий трубопровод 10 и управляемый термоэлементом 4. При подогреве термоэлемента пламенем вследствие разности температур между горячим и холодным местом биметаллической спайки возникает потенциал напряжения. Этот потенциал напряжения подается на катушку вентиля 14. Образуется магнитное поле, имеющее удерживающую силу примерно 4 Н, которое после предварительного нажатия кнопки 7 удерживает открытым клапан 15 в термоэлектрическом предохранительном устройстве.

с горелкой, работающей на жидком топливе, но может работать и на угле. Для этого необходимо установить колосниковые решетки и дверку поддувала.

Кольцевая горелка, работающая на жидком топливе (рис. 8.10), представляет собой чугунную отливку с топливной камерой 1, в верхнюю часть которой ввернуто кольцо 3 с двенадцатью калиброванными отверстиями для прохода газообразного топлива. Сверху на корпус горелки установлен рассекатель 2, направляющий пламя горелки на чугунный корпус. Горелка смонтирована на кронштейне 12, прива-

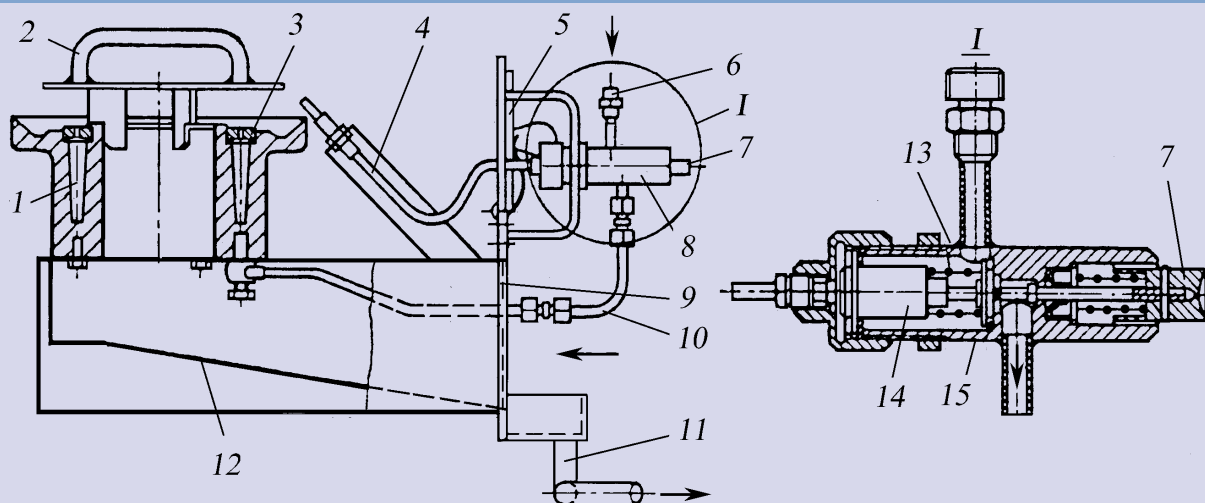


Рис. 8.10. Горелка на жидком топливе

Перед растопкой горелки приоткрывают вентиль и нажимают кнопку 7 термоэлектрического предохранительного устройства для того, чтобы клапан 15 открыл канал для поступления топлива по трубопроводу 10. Как только топливо покажется на поверхности кольцевой канавки горелки, кнопка отпускается, а игольчатый вентиль закрывается, излишнее топливо может стекать по сливному трубопроводу 11. Затем снимают смотровую задвижку 5 и через отверстие в передней плите 9 поджигается топливо, а смотровую задвижку устанавливают на место. Примерно через 10 мин открывают вентиль и нажатием кнопки термоэлектрического устройства открывается клапан. Наблюдая за образованием пламени между горелкой и рассекателем, регулируется подача топлива игольчатым вентилем. Постепенно корпус горелки нагревается, топливо в камере частично испаряется и поступает через сопловые отверстия кольца 3 в зону горения. Воздух в зону горения поступает через крытообразный кронштейн 12 и центральное отверстие в горелке.

Примерно через 30—50 мин после растопки горелка начинает работать стабильно. Горелка должна работать с тихим гудением. Регулировку горелки игольчатым вентилем следует производить очень плавно, контролируя через смотровую задвижку характер пламени и по смотровому стеклу-подачу топлива. Топливо должно подаваться тонкой струей. Работу горелки необходимо постоянно контролировать. Топочная дверка котла и смотровая задвижка должны быть закрыты.

После закрытия вентиля пламя горелки гаснет через 10—15 мин, термоэлемент охлаждается, разность температуры, а также потенциал напряжения, магнитное поле и удерживающая сила уменьшаются. Сила пружины 13 на тарелке клапана становится больше, чем удерживающая сила, и поэтому она закрывает термоэлектрическое предохранительное устройство — поступление топлива к горелке прекращается.

Повторную растопку горелки вследствие опасности накопления паров топлива разрешается производить только после полного ее остывания.

При работе котла отопления двери между кабиной управления и бытовыми помещениями обязательно должны быть закрыты во избежание разряжения воздуха в служебном отделении. В эксплуатации необходимо следить за плотностью соединений топливопроводов и периодически очищать сопловое кольцо от нагара, а дымоход и котел — от сажи. Внутренние стенки котла и горелку очищают металлической щеткой или скребком. Чистку дымохода рекомендуется производить ершом изнутри вагона со стороны туалета.

Расход топлива при работе горелки составляет около 4 кг/ч.

### **8.3.2. Рефрижераторная пятивагонная секция типа БМЗ**

Система отопления служит для обогрева всех помещений вагона дизель-электростанции, кроме аккумуляторного помещения. В систему отопления (рис. 8.11) входят котел 4 отопления с расширительным баком и ручным насосом 24, радиаторы, трубопроводы с запорной арматурой. Расширительный бак заправляется водой через запорный вентиль 9 из бака 7 бытовой воды или через вентиль 12 заправочного трубопровода 17. Пополнить систему водой из бака 7 можно также ручным насосом 24 через вентиль 11 и обратный клапан 16, при этом вентиль 5 должен быть открыт, а вентиль 18 закрыт. Контроль заполнения системы водой производится с помощью вестовой трубы 14. Воздух из системы отопления выпускается через вентили 1 и 6.

Сливается вода из системы через вентили 20 и 26, а из котла отопления — через вентиль 21. Для нормальной работы системы отопления все вентили должны быть открыты, кроме вентиля 1, 5, 6, 9 — 13, 15, 18, 20, 21, 23, 26.

Принцип работы системы отопления основан на естественной циркуляции, однако при понижении температуры наружного воз-



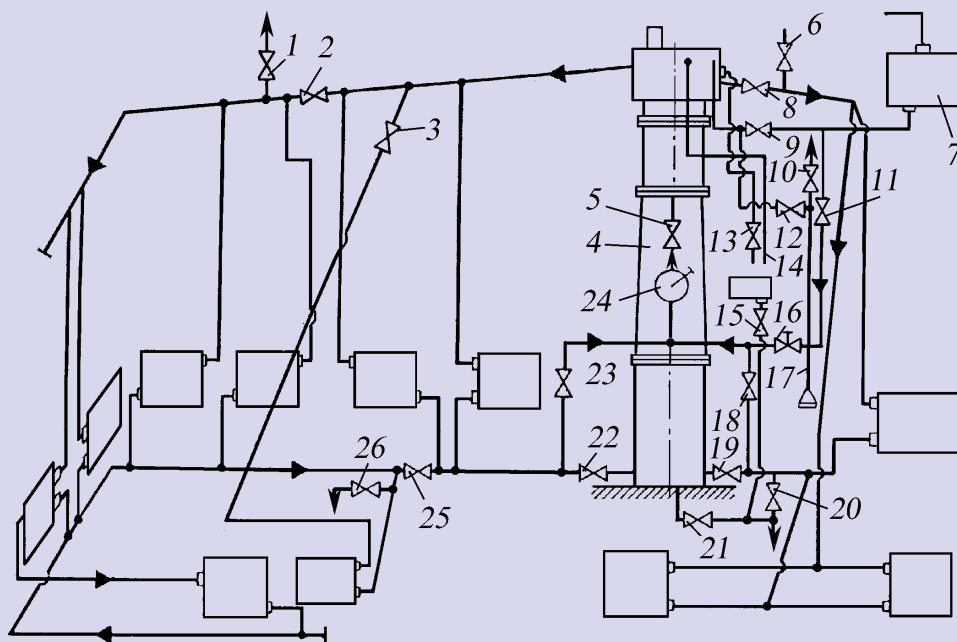


Рис. 8.11. Схема системы водяного отопления

духа до  $-35^{\circ}\text{C}$  можно повысить интенсивность циркуляции ручным насосом 24, для этого необходимо открыть вентили 2, 3, 5, 8, 18, 23, 25, а остальные закрыть.

Конструкцией предусмотрена возможность отключения при необходимости от системы отопления дизельного или служебного помещения. Такая возможность позволяет в зимний период времени перед пуском дизелей быстрее создавать необходимую температуру в дизельном помещении и не отапливать его в период длительной работы дизелей. Для отключения отопления помещения для отдыха бригады надо закрыть вентили 18 и 19, для отключения отопления в дизельном помещении — вентиль 25 и для отключения отопления кухни-салона, кабины управления и дизельного помещения — вентили 22 и 23.

Техническая характеристика котла водяного отопления пятивагонной рефрижераторной секции БМЗ приведена ниже:

Тип котла	с водяной рубашкой и совмещенным расширителем
Теплопроизводительность, Вт ... ..	31 320
Поверхность нагрева, $\text{м}^2$ .....	3,465
Расход дизельного топлива, кг/ч .....	3,5

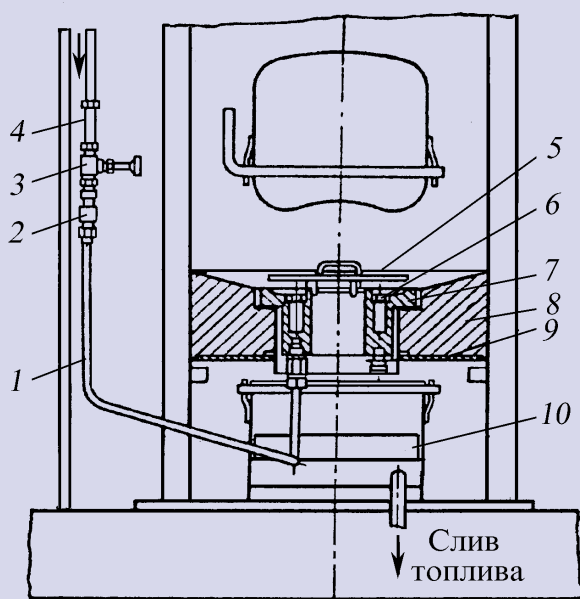


Рис. 8.12. Горелка котла водяного отопления

работающей по принципу возгонки жидкого топлива. Горелка состоит из корпуса 7, кольца 6 с двенадцатью отверстиями диаметром 1,5 мм для подачи и распыления топлива, рассекателя 5, направляющего факел пламени.

Горелка установлена на металлический лист 9, закреплена болтами и обмурована огнеупорной футеровкой 8. Подача топлива к горелке осуществляется из расходного бака самотеком по трубопроводу 1 через сетчатый фильтр 4 и игольчатый вентиль 3.

Для наблюдения за подачей топлива на трубопроводе смонтирован дозатор 2. Излишки топлива сливаются в поддон 10 и отводятся за пределы вагона.

### 8.3.3. Система отопления купейного и некупейного вагонов постройки Тверского вагоностроительного завода (ТВЗ)

Система предназначена для поддержания в вагоне температуры не ниже 18 °С, подогрева воздуха, подаваемого вентиляционной установкой, и нагрева воды в системе горячего водоснабжения.

Принцип действия системы следующий: вода нагревается в котле и через коллектор поступает в верхние разводящие трубы сети и стоянки, затем в нижние обогревательные трубы, где, отдавая тепло окружающей среде, охлаждается и вследствие разности темпера-

Нагрев воды в котле отопления свыше 90°С не рекомендуется, так как сокращается срок службы котла и увеличивается непроизводительный расход топлива. При достижении предельной температуры, которая контролируется ртутным термометром, установленным на котле, уменьшается подача топлива, и система прокачивается ручным насосом.

Котел отопления оборудован горелкой (рис. 8.12),

тур в котле и стояках возвращается в котел. Образующийся пар отводится в расширитель.

Система водяного отопления включает в себя: отопительный котел с расширителем и коллектором, сеть отопления, ручной насос, электронасос (циркуляционный насос с электроприводом), соединительные трубопроводы, наливную трубу, водяные обогреватели наливных труб системы водоснабжения, возвратную трубу с пробкой, трубопроводы для выпуска воздуха, контрольные приборы, арматуру для регулировки и управления системой. Отопительный котел, ручной циркуляционный насос, часть трубопроводов, арматура и приборы расположены в котельном помещении.

Отопительный котел служит для нагрева воды, циркулирующей в системе отопления и калорифера. Вода в котле нагревается путем электронагрева или сгорания в топке твердого топлива. Отопительный котел (рис. 8.13) состоит из наружной рубашки 9, внутри которой расположены газоход 10 и топочная камера 12. В нижней части камеры имеются колосниковые решетки 13 и зольник 1. В верхней части котла расположены прерыватель тяги 7, дымовая труба 5, расширитель 4 и коллектор 6. Верхняя часть газохода закрыта кожухом 8. Пространство между наружной рубашкой и топочной камерой с газоходом заполняется водой. Загрузка топлива на колосниковые решетки производится через люк топки 3. Воздух под колосниковую решетку подается через люк зольника 1. Над люком зольника расположен люк 2 для прочистки колосниковых решеток и удаления образующихся шлаков. На конусе котла со стороны коридора предусмотрен лючок для очистки газохода от сажи.

Для нагрева воды при помощи электроэнергии в водяную рубашку котла вертикально вмонтированы двадцать четыре высоковольтных трубчатых нагревателя 11, которые распределены по всему периметру котла, за исключением зоны, где расположены люки топки, зольника и шуровочного люка. Нагреватели крепятся к фланцу топки котла через прокладки из паронита.

Расширитель 4 служит для сбора расширившейся при работе системы воды. Коллектор 6 предназначен для подсоединения трубопроводов и установки приборов.

Наибольшая температура воды в котле 90—95 °С.

Прерыватель тяги 7 автоматически обеспечивает примерное постоянство расхода воздуха через топку котла. Принцип работы

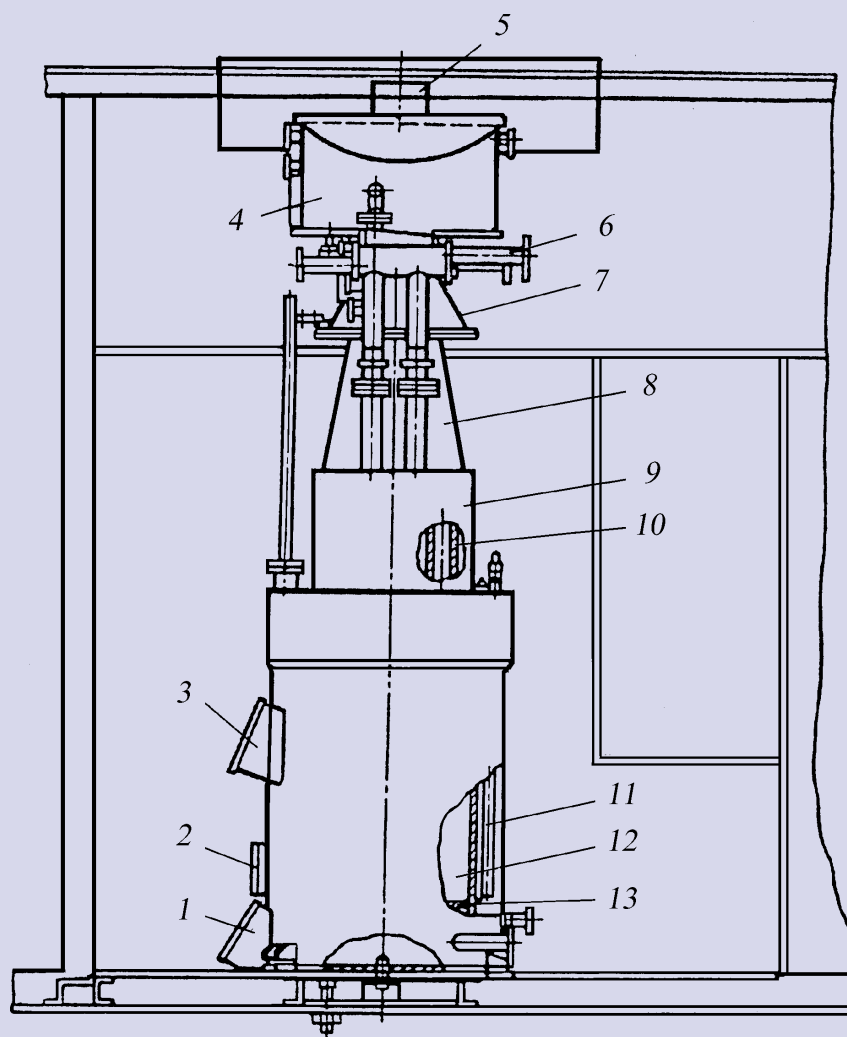


Рис. 8.13. Отопительный котел вагона постройки ТВЗ

прерывателя тяги основан на использовании разности давлений внутри и снаружи котла. Уменьшение давления внутри дымовой трубы, возникающее при движении вагона, приводит к приоткрыванию заслонки прерывателя. При этом к верхней части дымовой трубы котла подсасывается воздух из котельного отделения. Это приводит к снижению тяги в самом котле. При выравнивании давления заслонка прерывателя возвращается в исходное положение.

Для поддержания в вагоне температуры не ниже  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  режим топки котла должен быть таким, чтобы обеспечивалась соответствующая зависимость температуры воды на выходе из котла  $t_{\text{в}}$  от температуры наружного воздуха  $t_{\text{н}}$  (рис. 8.14). На вагонах, оборудованных системой программного управления работой котла,

указанная зависимость обеспечивается автоматически при работе электронагревателей.

Сеть отопления состоит из верхних разводящих труб, расположенных над потолком по коридорной стороне, стояков и нижних обогревательных труб, образующих две ветви. Соединение труб фланцевое. Для доступа к фланцевым соединениям предусмотрены люки в потолке. Нижние обогревательные трубы выполнены с ребрами. Отопительные трубы закрыты щитками.

В летний период система отопления хотя и не работает, но должна быть заполнена водой во избежание интенсивной коррозии труб изнутри.

Ручной насос поршневого типа предназначен для пополнения системы отопления водой из системы водоснабжения.

Электронасос, установленный на полу котельного помещения, состоит из циркуляционного насоса и электродвигателя. Циркуляционный насос служит для циркуляции воды в системе, когда естественная циркуляция не обеспечивает нагрев воздуха в вагоне до необходимой температуры при низких температурах наружного воздуха. Он состоит из всасывающего и нагнетательного корпусов, крыльчатки с валом.

Соединительные трубопроводы соединяют отдельные составные части системы между собой.

Наливная труба с наливной (заправочной) головкой и запорным вентилем предназначена для заполнения системы отопления водой от водоразборной колонки на станционных путях. Концы наливных труб оборудованы обогревателями, предохраняющими трубы от замерзания в зимнее время.

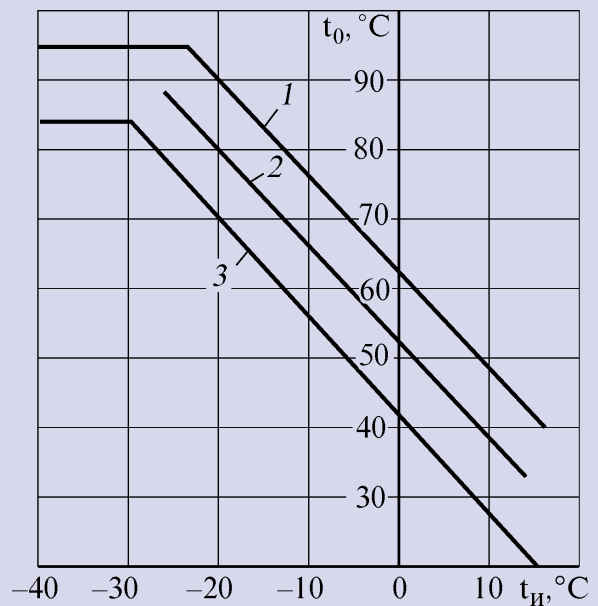


Рис. 8.14. Зависимость температуры воды на выходе из котла от температуры наружного воздуха: 1 — температура отключения нагревательных элементов; 2 — средняя температура воды на выходе из котла; 3 — температура включения нагревательных элементов

Обогреватель состоит из корпуса, через который проходит наливная труба, заканчивающаяся наливной головкой, трубы, подающей горячую воду из системы отопления, и трубы, удаляющей ее в систему отопления, а также сливной пробки с прокладкой. В зоне пола обогреватель заполнен теплоизоляцией и заключен в кожух.

Возвратная труба с пробкой служит для соединения обогревательного трубопровода со стороны служебного отделения с котлом, а также для сбора и удаления механических примесей, находящихся в воде.

Трубопроводы для выпуска воздуха, выведенные под вагон, предназначены для удаления воздуха при заполнении системы и при эксплуатации во избежание образования воздушных пробок и самопроизвольного отключения приборов и трубопроводов.

Контрольные приборы позволяют производить контроль за температурой и уровнем воды в системе.

Контроль за температурой воды в котле при работе его на угле осуществляется с помощью дистанционного термометра, приемник которого вставляется в коллектор и крепится накидной гайкой.

Указатель прибора выведен в служебное отделение.

Управление работой котла на электроэнергии и контроль за ней осуществляются автоматически с помощью системы температурной автоматики.

Защитные функции при работе системы обеспечивают вмонтированные в коллектор реле температуры и жидкостной выключатель, реагирующий на падение уровня воды в системе.

Арматура для регулировки и управления системой включает в себя различные клапаны и краны, с помощью которых можно производить подключение различных приборов и трубопроводов. Для системы отопления применяется арматура с корпусами, изготовленными из стали, ковкого чугуна или цветных сплавов. Для удобства обслуживания к створке ниши кипятильника прикреплена табличка со схемой системы отопления, в которой указаны основные операции при работе с ней.

Схема системы отопления купейного вагона постройки ТВЗ дана на рис. 8.15.

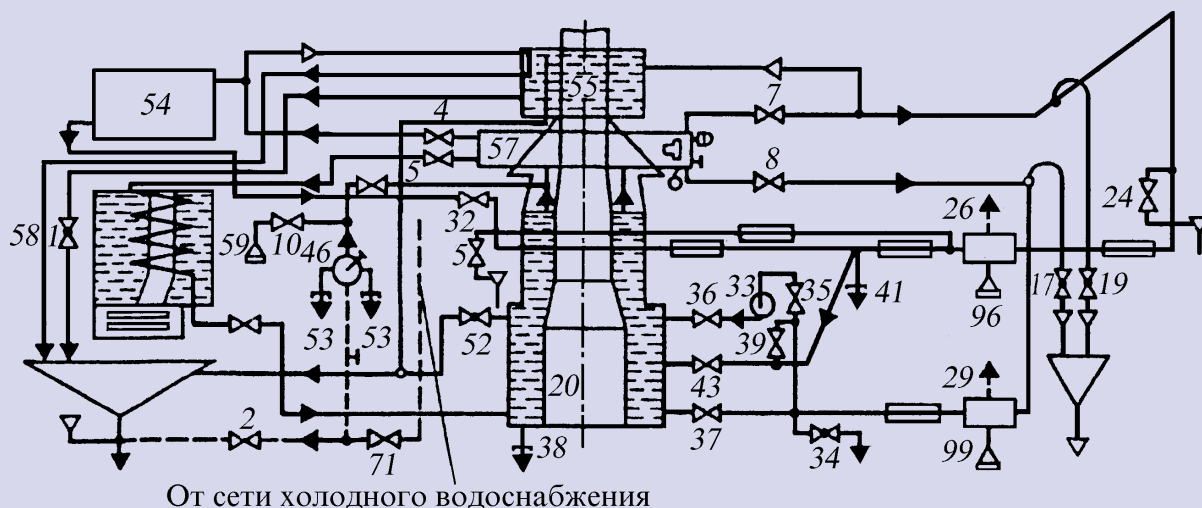


Рис. 8.15. Схема системы отопления купейного вагона постройки ТВЗ (нумерация оборудования соответствует принятой в документации завода-изготовителя): 1 — водопробный кран для проверки уровня воды в котле; 2 — вентиль объединенного слива; 4, 32 — вентили отключения калорифера; 5, 24 — вентили подводки горячей воды к унитадам; 6, 47 — вентиль и кран отключения нагревательного змеевика бойлера; 7, 8 — вентили отключения разводящих труб; 10 — вентиль наливной трубы; 12 — вентиль отключения ручного насоса; 17, 19 — краны выпуска воздуха; 20 — котел; 26, 29 — водяные обогреватели наливных труб; 33 — циркуляционный насос с электроприводом; 34 — кран слива воды из системы; 35, 36 — вентили отключения циркуляционного насоса; 37, 43 — вентили отключения обогревательных труб; 38 — пробка слива воды из котла; 39 — вентиль отключения коридорной ветви отопления от циркуляционного насоса; 41 — пробка слива воды из системы; 46 — ручной насос; 52 — кран неполного слива воды из котла; 53 — пробка слива воды из ручного насоса; 54 — калорифер; 55 — расширительный бак; 57 — коллектор; 58 — переливная труба; 59, 96, 99 — наливные головки; 71 — вентиль подключения ручного насоса к системе водоснабжения

### 8.3.4. Система отопления купейного вагона постройки Германии

Эта система принципиально не отличается от системы отопления вагонов постройки ТВЗ, но имеет конструктивные особенности. В систему входят котел, водяной калорифер, отопительные трубы, циркуляционный и ручной насосы, а также различные регулирующие устройства (вентили, реле перегрева и т.д.). Объем воды в системе около 860 л.

Нагретая в котле вода поднимается вследствие снижения ее плотности вверх и попадает в разводящие трубы, а из них в отопитель-

ные. В отопительных трубах вода отдает свое тепло воздуху в вагоне, плотность ее вследствие этого увеличивается, что приводит к обратному движению воды в котел. Таким образом, благодаря разности плотности воды в котле и отопительных трубах происходит

постоянная циркуляция воды в системе отопления. Для более быстрого подогрева воды циркуляция ее в системе отопления может быть ускорена при помощи циркуляционного насоса.

В процессе эксплуатации количество воды в системе отопления вследствие испарения может уменьшиться. Пополнение системы водой производят ручным насосом из трубопровода холодной воды.

Находящиеся в подающем и обратном трубопроводах задвижки соответственно 19, 20 и 19R, 20R всегда должны быть открыты и закрываться только в аварийных случаях.

В системе отопления, особенно в котле, всегда должна быть вода. Котел (рис. 8.16) может отапливаться твердым топливом или электроэнергией.

На снимаемом защитном колпаке котла должна быть нарисована красной краской молния 3, указывающая на наличие высокого напряжения. Для обеспечения безопасности про-

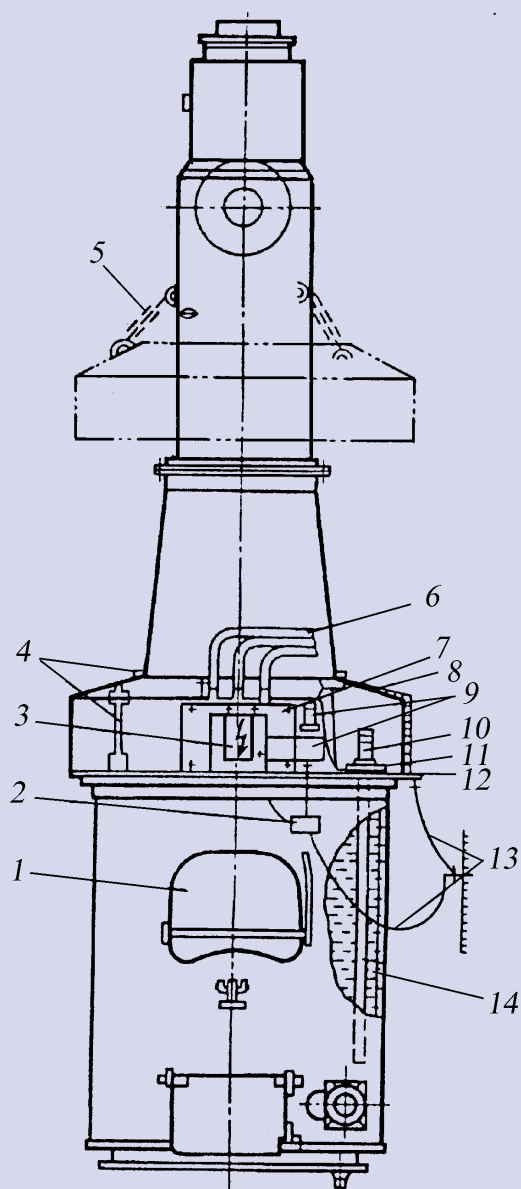


Рис. 8.16. Котел отопления купейного вагона постройки Германии: 1 — люк топki; 2 — присоединение защитного провода; 3 — знак наличия высокого напряжения; 4 — анкерные болты; 5 — цепь для подвешивания колпака; 6 — высоковольтные провода; 7 — откидная крышка защитного колпака; 8 — защитный колпак; 9 — выключатель с блокировкой; 10 — трубчатый нагревательный элемент (ТЭН); 11 — уплотнение; 12 — фланцевое кольцо; 13 — защитные провода; 14 — водяная рубашка



водника и слесарей имеется защитный выключатель, который разрывает цепи ТЭНов 10 при снятии защитного колпака.

При нагреве воды посредством сжигания твердого топлива газы сгорания отдают свою теплоту через внутренние стенки водяной рубашки воде, циркулирующей через котел. Затем значительно охлажденные газы отводятся наружу через газовыпускную трубу. При электрическом нагреве вода получает теплоту от нагревательных элементов высокого напряжения (ТЭНов), непосредственно расположенных в водяной рубашке котла.

На всех вагонах с комбинированным отоплением независимо от страны и завода постройки применяются унифицированные высоковольтные нагревательные элементы ННС2-05, производства, заводов Германии. Мощность каждого элемента 2 кВт, рабочее напряжение 500 В, максимальное — 670 В постоянного или однофазного переменного тока частотой 50 Гц. Длина элемента 970 мм; наружный диаметр 48 мм. Сопротивление в холодном состоянии  $(118 \pm 2,5)$  Ом. Масса элемента 2 кг. Все элементы рассчитаны на длительную работу при номинальном напряжении в течение не менее 10 000 ч работы или не менее 4 лет после начала эксплуатации.

Места установки нагревательных элементов в котле на всех вагонах с комбинированным отоплением выполнены с учетом полной заменяемости элементов.

Нагревательные элементы разделены на две группы по 12 элементов в каждой. Каждая группа имеет индивидуальное включение и, защиту.

В пределах группы элементы разделены на две подгруппы по 6 последовательно соединенных элементов. Между собой подгруппы соединены параллельно. Последовательное соединение электронагревателей в подгруппе выполнено перемычками из медного провода диаметром 2,25 мм. Параллельное соединение подгруппы выполняется теплостойким проводом сечением 2,5 мм.

От высоковольтной магистрали напряжение 3000 В постоянного или однофазного переменного тока частотой 50 Гц подается через защитную и коммутирующую аппаратуру, расположенную в высоковольтном ящике, на нагревательные элементы котла отопления, работа которых обеспечивается — в автоматическом в соответствии со специальной программой и ручном режимах.

## 8.4. Системы водоснабжения РПС и пассажирских вагонов

### 8.4.1. Рефрижераторная пятивагонная секция типа ZB-5

Система водоснабжения имеет четыре водяных бака общей вместимостью не более 3120 л (рис. 8.17). Два бака 1 и 2 расположены под крышей над салоном и два бака 3 размещены над кухней. Все водяные баки соединены между собой трубопроводами. Для контроля уровня воды на баке 2 имеется указатель уровня, доступ к которому обеспечивается из салона через люк в потолке.

К водяной системе подключены душ 9, умывальник 11, мойка 10, унитаз 13, бойлер 7. С водяной системой соединены также система водяного отопления и система охлаждения дизелей.

Наполняются баки через штуцера 14 и 15, расположенные под вагоном у торцевой стены со стороны салона. Заправочные штуце-

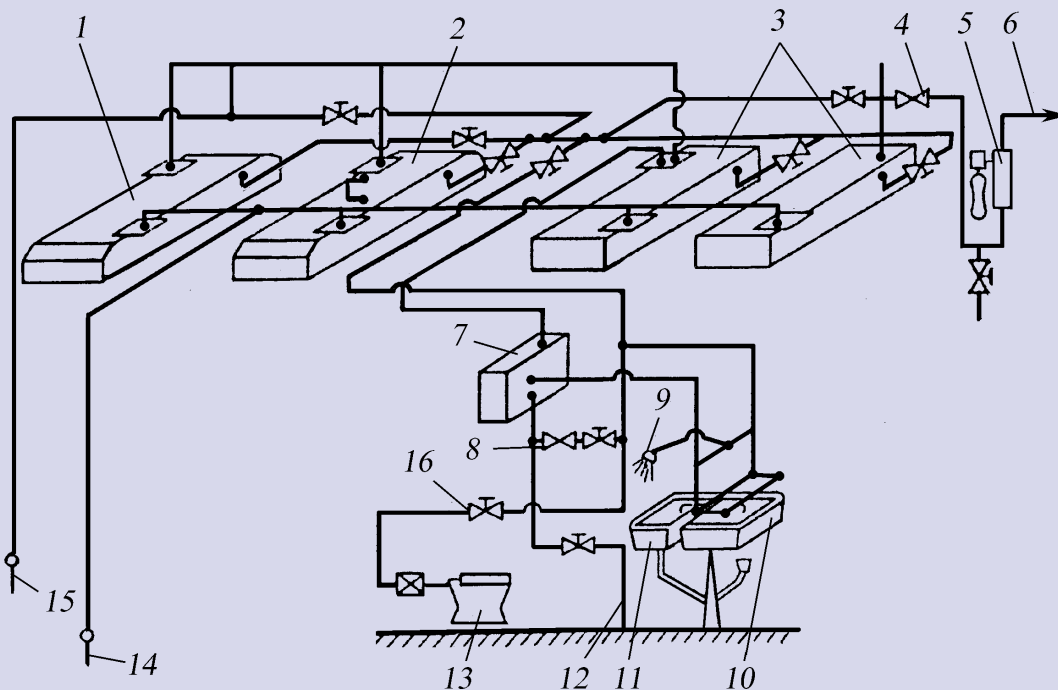


Рис. 8.17. Система водоснабжения: 1, 3 — водяные баки; 4 — обратный клапан; 5 — ручной подкачивающий насос; 6 — трубопровод в систему охлаждения дизелей; 7 — бойлер 50 л; 8 — обратный клапан; 9 — душ; 10 — мойка; 11 — умывальник; 12 — спускной трубопровод; 13 — унитаз; 14, 15 — заполнительные штуцера; 16 — вентиль

ра оборудованы электронагревательными элементами мощностью по 250 Вт, напряжением 52 В.

Нагревательные элементы включают при низких температурах наружного воздуха, когда заправочные штуцера покрываются льдом. Нагревательные элементы штуцеров включают за 30 мин до начала заполнения баков. При очень низких температурах наружного воздуха включать их следует раньше. Выключается обогрев автоматически от датчика температуры или вручную. При заполнении водных баков для выпуска воздуха и излишков воды предусмотрены две трубы с устройством против обледенения.

#### 8.4.2. Рефрижераторная пятивагонная секция типа БМЗ

Система водоснабжения (рис. 8.18) состоит из баков для питьевой и бытовой воды, трубопроводов с арматурой.

Заполняться система водой может с обеих сторон вагона через вентили 1 и соединительные головки 23, находящиеся под рамой

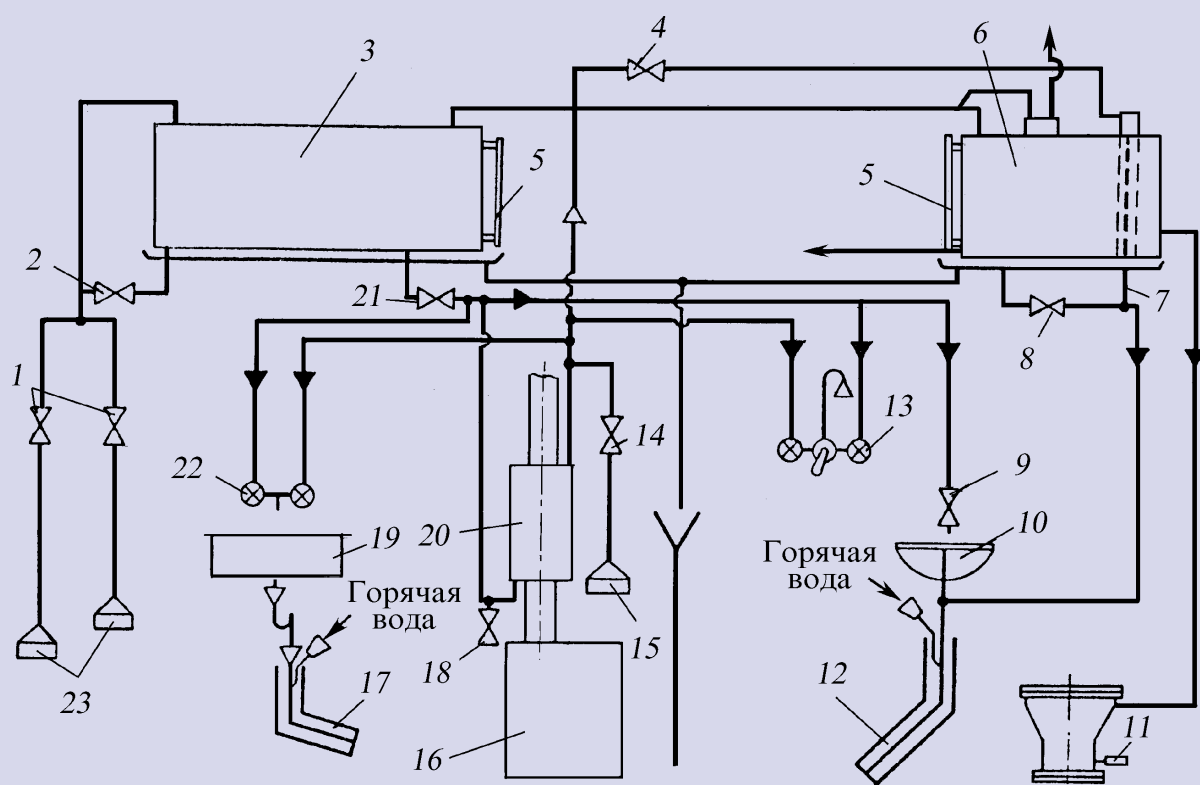


Рис. 8.18. Система водоснабжения рефрижераторной пятивагонной секции типа БМЗ

вагона. Баки заполняются последовательно: сначала вода подается в бак 3 питьевой воды, а затем переливается в бак 6 бытовой воды. Поступление воды из бака 6 в бак 3 исключено. Контроль заполнения баков ведется по водомерным стеклянным трубкам 5, установленным на баках. При переполнении баков лишняя вода выливается через вентильную трубу 7, присоединенную к сливной трубе умывальника 10.

Заполнение баков производится только питьевой водой. Из бака питьевой воды через вентиль 21 вода подается на кран 22 раковины мойки 19, кран 13 смесителя душа, кран 9 умывальника и в водонагреватель 20 плиты 16 через вентиль 18. Вода из водонагревателя может поступать в бак бытовой воды через обратный клапан 4, здесь же предусмотрена возможность забора горячей воды через вентиль 14 и соединительную головку 15 для оттаивания сливных труб 12 и 17 раковин умывальника и мойки. Из бака технической воды подача осуществляется на котел отопления и через педаль 11 на унитаз. Вода на унитаз забирается из бака выше, чем на котел, — это обеспечивает запас воды для котла. Для слива воды из баков установлены вентили 2 и 8.

Бак для питьевой воды из нержавеющей стали, бак бытовой воды — из стали марки Ст3 с антикоррозионным покрытием внутренних поверхностей. Баки имеют люки для осмотра и чистки при ремонте.

### **8.4.3. Водоснабжение пассажирских вагонов**

Все пассажирские вагоны оборудованы самотечной системой холодного и горячего водоснабжения. Объем системы составляет около 1200 л из расчета примерно 20 л на одного человека в сутки и интервала между заправками и пополнением системы до 12 ч.

Несмотря на различное конструктивное исполнение, принципиальное устройство систем водоснабжения всех типов практически одинаково. Система водоснабжения включает в себя баки для хранения запаса воды, расположенные с двух сторон в верхней части вагона, разводящие трубопроводы, разобщительные и спускные вентили и краны. Заправка водой (ее поступление в баки) осуществляется снизу вагона через заправочные патрубки, которые в зимнее время отогреваются горячей водой из системы отопления.

В систему водоснабжения обязательно входит вестовая труба, не допускающая переполнения баков при несвоевременном прекращении налива воды. Из баков хранения воды вода самотеком поступает к умывальникам, унитазам, кипятильнику и в водогрейную систему; система отопления наполняется с помощью насоса.

В систему горячего водоснабжения входят водогрейный бойлер в котельном отделении, расширитель, бак над потолком котельного отделения и соответствующие трубопроводы. Зимой горячая вода поступает в бойлер из системы отопления, а летом — из водогрейного бойлера, который отапливается твердым топливом. Все баки снабжены и водомерными стеклами.

Несмотря на некоторые конструктивные отличия систем холодного и горячего водоснабжения, правила их эксплуатации для всех типов вагонов едины.

**Система водоснабжения некупейных вагонов моделей 61-425, 61-821 постройки ТВЗ.** Схема системы приведена на рис. 8.19 в соответствии с Руководством по эксплуатации завода изготовителя.

Заполнение системы водоснабжения водой. При температуре наружного воздуха ниже нуля заполнять систему следует после выдержки вагона в отапливаемом помещении не менее суток или после заправки системы отопления и нагрева воздуха в вагоне до температуры не ниже +12 °С.

Налив воды в баки 66 и 86 (см. рис. 8.19) осуществляется снизу, из-под вагона, через наливные головки 96 и 99.

При заполнении системы водой вентили и краны 3, 61, 64, 65, 68, 69, 71, 78, 79, 80, 83, 91 должны быть открыты; остальные вентили и краны, а также кран-смеситель закрыты.

Налив воды в систему должен быть прекращен либо при загорании сигнальной лампы, расположенной у наливной головки на вагонах, оборудованных сигнализацией; налива воды, при появлении её из вестовой трубы и противоположной наливной трубы. Краны 64 и 65 следует открывать при определении уровня воды в системе. Для предотвращения перелива воды на железнодорожное полотно при заполнении системы служат запирающее устройство 139, установленное в запотолочном пространстве перед торцевой стенкой бака 86, и обратные клапаны 140 и 141 на наливных трубах.

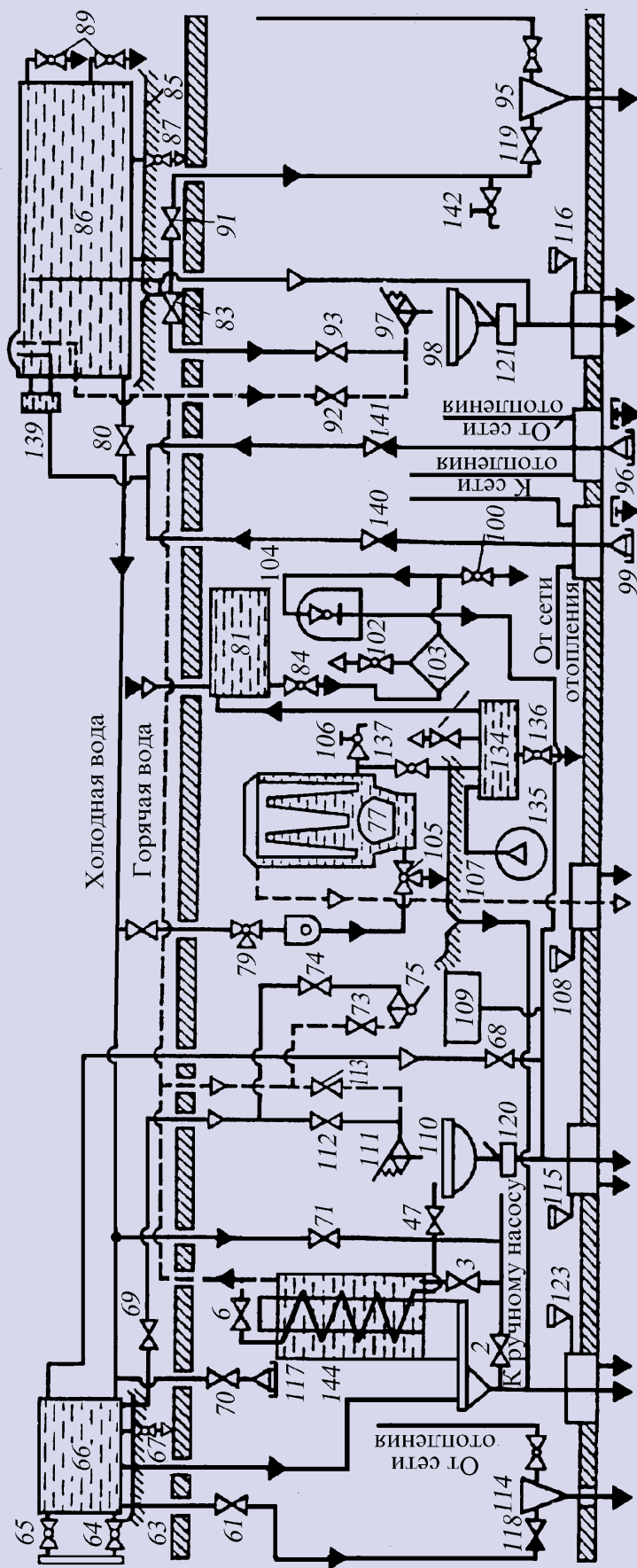


Рис. 8.19. Схема системы водоснабжения некупейных вагонов моделей 61-425, 61-821 постройки ТВЗ

При низких температурах наружного воздуха в случае обмерзания наливных головок 96, 99 или выхода из строя обогревателей заполнение системы водой можно осуществлять через резервную наливную головку 117, которая находится в котельном отделении над запасным водяным баком 66 и не подвержена обмерзанию. Заполнение системы в этом случае осуществляется с помощью шланга длиной около 4 м.

Для подготовки к заполнению системы необходимо соединить одну из головок инвентарного шланга с резервной наливной головкой при закрытом вентиле 70. Противоположный конец шланга с головкой перед заполнением системы надо вывести наружу через открытую дверь для подсоединения к наливному шлангу водоразборной колонки на станционных путях. После соединения шлангов открыть вентиль 70. Во время заполнения системы необходимо следить, чтобы не было течи в соединении резервной головки с головкой шланга. Для наблюдения за заполнением бака 66 следует открыть краны водомерного стекла 64, 65. Момент заполнения бака 86 определяют по появлению течи воды под вагоном из вестовой трубы большого бака.

После заполнения большого бака необходимо закрыть вентиль 70, прекратить подачу воды из водоразборной колонки, затем отсоединить наливной шланг от инвентарного и последний от резервной наливной головки. По окончании заправки необходимо открыть вентиль 68. Положение остальной арматуры системы при пользовании резервной головкой такое же, как в случае заправки системы из-под вагона через наливные головки 96, 99.

**Слив воды из системы водоснабжения.** При полном сливе воды из системы нужно открыть все вентили и краны, при этом воду из кипятильника слить в соответствии с указаниями технического описания и инструкции по эксплуатации кипятильника непрерывного действия. При сливе воды из баков необходимо к кранам подключить шланги и слив производить в унитазы.

Частичный слив воды из системы осуществляется через краны 97, 111, смеситель 75 и унитазы 95 и 114.

В случае прекращения топки котла при отрицательных температурах наружного воздуха воду из системы водоснабжения необходимо полностью слить до слива воды из системы отопления.

**Работа системы водоснабжения.** Для обеспечения водоразбора из системы холодного водоснабжения должны быть открыты вентили 61, 69, 71, 78, 80, 83, 91.

Холодное водоснабжение имеет постоянный режим независимо от сезона.

Система горячего водоснабжения работает в двух режимах — зимнем и летнем. В зимних режиме, когда работает котел системы отопления, вода в бойлере нагревается за счет горячей воды системы отопления, поступающей в змеевик непосредственно из котла. При этом вентиль 6 и кран 47 должны быть открыты.

В летнем режиме, когда котел системы отопления не работает, вода в бойлере нагревается за счет теплоты, получаемой при сжигании топлива в топке плиты. В этом случае вентиль 6 и кран 47 должны быть закрыты. Топливом для плиты служат дрова или древесный уголь.

#### **8.4.4. Система водоснабжения купейного вагона модели 61-4179 постройки ТВЗ**

Система водоснабжения предназначена для обеспечения холодной и горячей водой мойки служебного отделения, умывальников туалетов, холодной водой — кипятильника, унитазов, системы пожаротушений и для пополнения системы отопления. Кроме того, для обеспечения пассажиров и обслуживающего персонала горячей и охлажденной кипяченой питьевой водой. Схема системы приведена на рис 8.20, на котором нумерация позиций приведена в соответствии с Руководством по эксплуатации 1999 г. [9].

Работа системы заключается в следующем: вода из водоразборной колонки на станционных путях через наливные трубы с заправочными головками поступает в бак, а из него во все трубопроводы и другие емкости.

Для нужд питьевого водоснабжения используют воду, полученную в кипятильнике, которую можно охладить с помощью охладителя питьевой воды.

Система водоснабжения включает в себя: наливные трубы с заправочными головками 96, 99 и 117, бак 86 вместимостью 850 л, баки горячей воды 66 и 150 вместимостью 20 л, поддоны 85, 107, мойку 109, кипятильник 77, бак горячей кипяченой воды 81, промежуточный бак горячей кипяче-



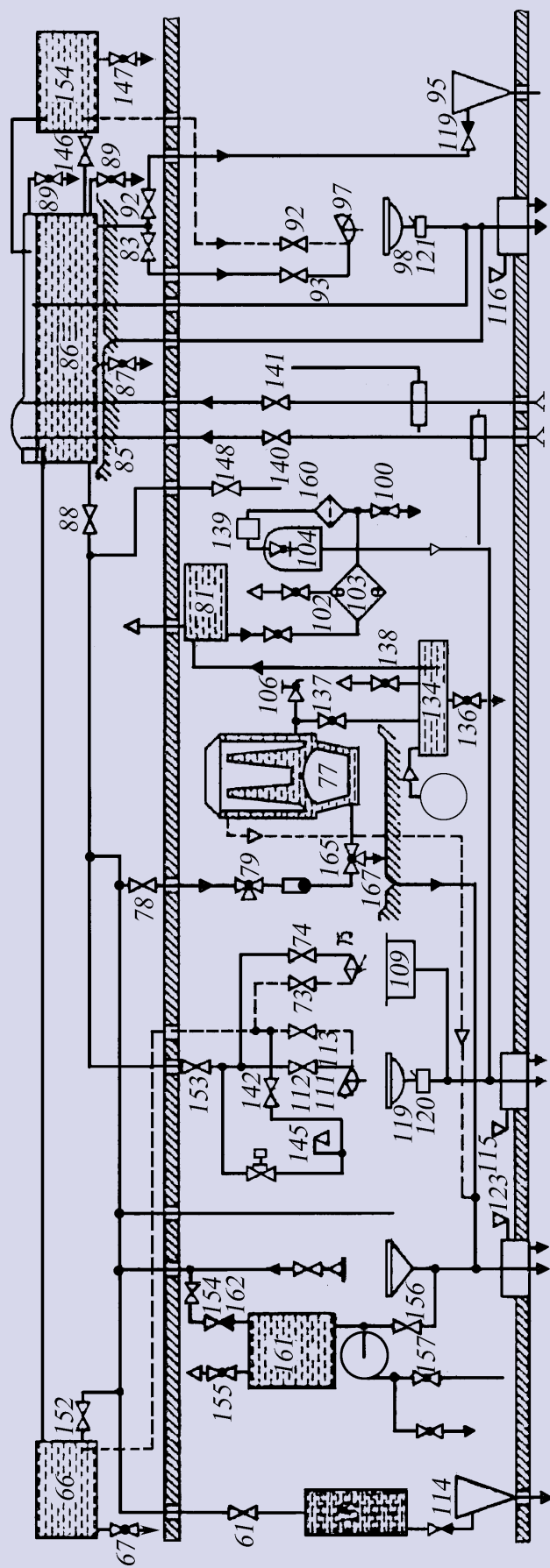


Рис. 8.20. Схема системы водоснабжения некупежного вагона постройки ТВЗ (нумерация оборудования соответствует принятой в документации завода-изготовителя): 2 — вентиль объединенного слива; 3 — вентиль заполнения бойлера; 6, 47 — вентиль и кран отключения нагревательного змеевика бойлера; 61, 91 — вентили подводки холодной воды к унитазам; 63, 85, 107 — поддоны; 64, 65 — краны водомерного стекла; 66 — бак вместимостью 80 л; 67, 87, 100, 105, 136 — краны слива воды; 68, 102, 138 — арматура выпуска воздуха; 69, 83 — вентили подводки холодной воды к умывальникам, 70 — вентиль резервной наливной головки; 71 — вентиль подключения ручного насоса; 73, 92, 113 — вентили горячей воды смесителей; 74, 93, 112 — вентили холодной воды смесителей; 75 — смеситель; 77 — кипятильник; 78, 79 — арматура подводки холодной воды к кипятильнику; 80 — вентиль отключения магистрали; 81, 134 — баки горячей кипяченой воды; 84 — кран подводки кипяченой воды к водоохладителю; 86 — бак вместимостью 830 — 850 л; 89 — водопробные краны; 95, 114 — унитазы; 96, 99 — наливные головки с водяными обогревателями; 97, 111 — умывальные краны; 98, 110 — умывальные чаши; 103 — водоохладитель; 104, 106 — краны разбора питьевой воды; 108, 123 — водосливы с обогревающей воронкой; 109 — мойка; 115, 116 — водяные обогреватели сливных труб; 117 — резервная наливная головка; 118, 119 — промывные клапаны унитазов; 120, 121 — водяные затворы; 135 — компрессор; 137 — кран подачи воды из кипятильника в промежуточный бак; 139 — запирающее устройство; 140, 141 — обратные клапаны на наливных трубах; 142 — кран отбора воды для бытовых нужд и тушения пожара; 144 — бойлерная установка

ной воды 134, охладитель питьевой воды 103, компрессор 135, обеззараживатель питьевой воды 139, умывальные чаши 98, 110, расходный бак установки водяного пожаротушения, трубопроводы и арматуру.

**Система холодного водоснабжения.** Заправочные головки 96 и 99 расположены с двух сторон вагона. Концы наливных труб закрыты кожухами, предохраняющими их от загрязнения во время движения. Для предотвращения обмерзания наливных труб при минусовых температурах наружного воздуха концы наливных труб оборудованы обогревателями 26, 29, встроенными в систему отопления. В зоне пола обогреватель заполнен теплоизоляцией и заключен в кожух.

В котельном отделении предусмотрена резервная заправочная головка 117 (см. рис. 8.20) с клапаном 70. Наполнение системы через головку 117 осуществляется с помощью шланга.

Заправочная головка 117 и клапан 148 служат для отбора воды из системы водоснабжения в аварийных ситуациях.

Бак 86 служит для размещения запаса воды, необходимой для удовлетворения санитарно-гигиенических потребностей пассажиров и обслуживающего персонала, расположен над потолком туалета и коридора нетормозного конца вагона. Бак сварной конструкции изготовлен из листовой нержавеющей стали. На торцах имеются люки для чистки бака.

Бак 66 также служит для размещения запаса воды. Он расположен над потолком туалета тормозного конца вагона. Бак сварной конструкции. Поддоны применяются для сбора и отвода образующегося конденсата. Поддоны изготовлены из оцинкованной стали, под кипятильником — из нержавеющей стали.

Установка водяного пожаротушения предназначена для тушения пожара в обесточенном вагоне. Работа установки обеспечивается подачей воды электронасосом из расходного бака в пожарный рукав.

**Система горячего водоснабжения.** Вода для нужд системы горячего водоснабжения предварительно нагревается в баках емкостью 20 л электрическими ТЭНами, которые включаются при коммутации соответствующих тумблеров на пульте управления. Баки термоизолированы. Для полного слива воды из баков (в режиме отстоя и при низких температурах воздуха) предназначены краны 67 и 147 (рис. 8.20).

**Работа питьевого контура.** Вода для нужд питьевого водоснабжения нагревается в кипятильнике 77 (см. рис. 8.20).

Охлажденную питьевую воду получают следующим образом: кипяченая вода из кипятильника при открытых кранах 137 и 138 поступает в промежуточный бак 134. После заполнения бака краны должны быть закрыты. Далее компрессором 135 в бак нагнетается воздух, и вода подается в бак питьевой воды 81. Из бака при открытом кране 84 вода через охладитель питьевой воды 103 и обеззараживатель питьевой воды 139 поступает к раздаточному крану 104 питьевой ниши в коридоре тормозного конца вагона.

Кипятильник предназначен для приготовления кипяченой воды. Кипятильник установлен в нише котельного отделения.

Бак кипяченой воды 81 вместимостью 13 л используется для создания запаса кипяченой воды и размещается в служебном отделении. Заполнение бака водой производится воздушным компрессором.

Воздушный компрессор служит для перекачки воды из кипятильника через промежуточный бак 134 в бак питьевой воды 81.

Охладитель питьевой воды применяется для охлаждения питьевой воды установлен в служебном отделении.

Обеззараживатель питьевой воды применяется как средство против эпидемической обработки питьевой воды. В конструкции обеззараживателя использован бактерицидный эффект ультрафиолетового облучения проточного слоя воды.

Во время рейса в дневное время при возникновении потребности в питьевой воде через раздаточный кран 104 обеззараживатель 139 должен быть обязательно включен и работать в непрерывном режиме.

**Трубопроводы, арматура.** Сливные трубы имеют воронки для отогрева их горячей водой.

Отдельные агрегаты и оборудование связаны между собой трубопроводами. Для регулирования и управления системой водоснабжения используются клапаны и краны.

Туалет тормозного конца вагона оборудован арматурой для подключения душевой сетки с гибким шлангом.

В коридоре нетормозного конца имеется кран, обеспечивающий отбор воды для влажной уборки с помощью рукава, в аварийных ситуациях, а также для других целей.

**Установка водяного пожаротушения.** Установка водяного пожаротушения с объемом воды в установке 90 л предназначена для тушения очага пожара на вагоне после использования огнетушителей в случае неэффективного их действия.

Расходный бак установки служит для размещения запаса воды объемом 84 л. Бак из нержавеющей стали с люком для промывки.

При работе установки пожаротушения вода подается из бака в пожарный шланг электронасосом. Пополняется бак из системы водоснабжения через постоянно открытый клапан при открытом кране, при этом краны должны быть закрыты. Заполнение прекратить при появлении воды из крана, после чего кран закрыть. Во время эксплуатации вагона расходный бак должен быть заполнен водой, а клапан — открыт. Для предотвращения перемешивания воды системы водоснабжения с водой в установке водяного пожаротушения после клапана установлен обратный клапан.

Пожарные рукава размещены в специально оборудованных нишах второго и седьмого пассажирских купе и постоянно подсоединены к кранам. В этих же нишах находятся автоматические выключатели для приведения в действие электронасоса.

Для слива воды из установки необходимо закрыть клапан, открыть краны, затем кран.

После слива воды из бака размотать рукава, открыть краны, слить воду из рукавов. И использованные рукава просушить и уложить в ниши.

Перед каждым отправлением в рейс и — один раз в три месяца — установку следует проверять включением на 10—15 сек, для чего:

— открыть замок створки ниши второго или седьмого купе, створку вынуть и положить на пол;

— вынуть пожарный рукав, потянув его на себя за ствол, открыть кран, включить насос и размотать рукав.

Один раз в три месяца необходимо бак промывать и менять воду в установке. Для промывки использовать раствор хлорной извести.

Для его приготовления в стеклянную банку поместить двадцатипроцентный раствор хлорной извести, из расчета четыре чайные ложки на один литр воды. Раствор отстаивается до полного осветления 2—3 часа, затем сливается в стеклянную посуду из темного стекла, снабженную пробкой. Раствор хранить не более пяти дней.

Слив, промывку и смену воды совмещать со сливом, промывкой и сменой воды в системе водоснабжения.

При помещении вагона в отстой вода из установки должна быть слита.

**Подготовка к работе системы водоснабжения.** Перед заполнением системы водоснабжения обязательно проверить наличие уплотнительного кольца в заправочной головке. Заполнение системы во-

дой производить при открытых клапанах и кранах 61, 64, 78, 79, 80, 83, 91, 140, 141, 146 (см. рис. 8.20), остальные клапаны и краны, а также кран-смеситель должны быть закрыты. Заполнение осуществляется снизу из-под вагона через заправочные головки 96 и 99.

Заполнение системы должно быть прекращено при появлении воды из вестовой трубы.

Заправку системы водоснабжения при отрицательных температурах наружного воздуха производить после выдержки вагона в отапливаемом помещении не менее суток или после заправки системы отопления и нагрева воздуха в вагоне до температуры не ниже плюс 12 °С.

В случае обмерзания заправочных головок 96 и 99 заполнение системы водой можно осуществлять через резервную заправочную головку 117, которая находится в котельном отделении и не подвержена обмерзанию.

Заполнение системы в этом случае осуществляется с помощью шланга с заправочной головкой.

Перед резервной заправкой необходимо закрыть кран 79 и клапан 71, соединить одну из головок инвентарного шланга с резервной заправочной головкой при закрытом клапане 70, а другую вывести наружу через открытую боковую дверь для подсоединения к наливному шлангу водоразборной колонки на станционных путях. После соединения шланга необходимо открыть клапан 70. Во время заполнения системы необходимо следить за отсутствием течи в соединении резервной головки с головкой шланга.

Момент заполнения большого бака 86 определяется по появлению воды под вагоном из вестовой трубы большого бака.

После заполнения бака необходимо прекратить подачу воды из водоразборной колонки, закрыть клапан 70, затем отсоединить наливной шланг от инвентарного и последний от резервной головки после стока воды из них. По окончании заполнения системы необходимо открыть кран 79 и клапан 71. Положение остальной арматуры при пользовании резервной головкой такое же, как в случае заполнения системы из-под вагона через наливные головки 96 и 99.

**Порядок работы системы водоснабжения.** Для обеспечения водоразбора из системы холодного водоснабжения должны быть открыты клапаны 61, 78, 80, 83, 91, 140, 141, 146, 152, 153, 154 и краны 79, 84 (см. рис. 8.20), — остальные клапаны и краны закрыты. При заправке вагона водой не допускать переполнения системы водоснабжения. Своевременно, при

начале истечения воды из вестовой трубы под вагон, отсоединять наливную головку вагона от водозаправочной колонки. Это особенно касается тех случаев, когда давление воды в колонке превышает 0,3 МПа. Постоянно следить за исправностью вестовой трубы бака 850 л, не допускать ее засорения или замерзания. Закупорка вестовой трубы, в том числе стояка умывальной чаши, куда присоединена эта труба, немедленно приведет к раздутию бака или переполнению поддона бака водой, прорыву резиновой прокладки крышки бака и, как следствие, заливу потолка туалета и коридора нетормозного конца вагона.

Нагрев воды для нужд горячего водоснабжения производится в баках электрическими ТЭНами включением тумблера на пульте управления.

При работе кипятильника кипяченая вода накапливается в его водосборнике. Количество воды определяется по уровню водомерного стекла водосборника. Разбор воды от кипятильника для приготовления чая и других нужд производится через кран 106 при закрытом кране 137.

Наполнение бака 81 кипяченой водой производится из предварительно заполненного промежуточного бака 134 перекачкой воды с помощью воздушного компрессора. Для перекачки воды необходимо:

довести объем кипяченой воды в сборнике воды кипятильника до верхнего уровня (превышение уровня воды тринадцать литров не допускается, так как в этом случае может происходить смешение кипяченой воды с некипяченой);

заполнить промежуточный бак 134, открыв краны 137 и 138. Момент заполнения бака определяется по прекращению падения уровня воды в водомерном баке водосборника кипятильника и появлению воды в кране 138;

закрыть краны 137 и 138;

включением воздушного компрессора 135 перекачать воду из промежуточного бака 134 в верхний бак 81 (процесс перекачки длится около одной минуты);

кипячение и перекачку воды повторять по мере использования запаса воды в верхнем баке.

Кипяченая вода охлаждается в охладителе питьевой воды 103 и самотеком подается к водоразборному крану питьевой воды 104. Охладитель включается в работу пусковым устройством. По истечении 10—15 мин агрегат автоматически отключается. После этого для заполнения водой охладителя открываются: кран 84 подачи кипяче-

ной воды из дополнительного бака 81, кран раздачи воды и кран выпуска воздуха. По мере наполнения охладителя водой агрегат автоматически включается в работу. При появлении воды в кранах раздачи и выпуска воздуха последние закрываются. После этого сливают 4—6 стаканов воды и охладитель готов к эксплуатации.

В случае засорения сливной трубы умывальной чаши надо нажать на рукоятку, посредством которой приводится в действие механизм, и поддон водяного затвора откинется вниз, сбрасывая грязь под вагон.

**Слив воды из системы водоснабжения.** Слив воды из системы водоснабжения должен осуществляться на горизонтальном участке. При сливе воды из системы нужно открыть все клапаны и краны и слить воду из кипятильника.

При сливе воды из баков необходимо к кранам подключить шланги и слив производить в ведро или другие емкости.

При отрицательных температурах наружного воздуха и неработающем отоплении воду из системы водоснабжения необходимо полностью слить. Частичный слив воды из системы производится через краны-смесители 75,97,111 (см. рис. 8.20) и унитазы 95 и 114.

**Принцип работы установки водяного пожаротушения.** Заполнение бака осуществляется из системы водоснабжения, при этом клапан 154 и воздушный кран 155 должны быть открыты, а краны 156 и 158 закрыты. При появлении воды из воздушного крана 155 он должен быть закрыт.

Для слива воды из установки закрыть клапан 154, открыть краны 156,157, затем кран 155. Размотать рукав, открыть кран 158 и слить воду из рукавов. Для пуска установки при возникновении пожара необходимо:

открыть замок створки ниши для укладки пожарного шланга, створку вынуть и положить на пол;

вынуть пожарный шланг, потянув его на себя за ствол, размотать шланг в направлении очага пожара, открыть кран 158 и включить автоматический выключатель.

При постановке вагона в отстой вода из установки водяного пожаротушения должна быть слита.

При эксплуатации вагона бак 161 должен быть заполнен водой, клапан 154 — открыт.

**Система водоснабжения купейного вагона постройки Германии.** Схема системы приведена на рис. 8.21. Для проверки запаса воды в системе водоснабжения необходимо открыть водопробный кран

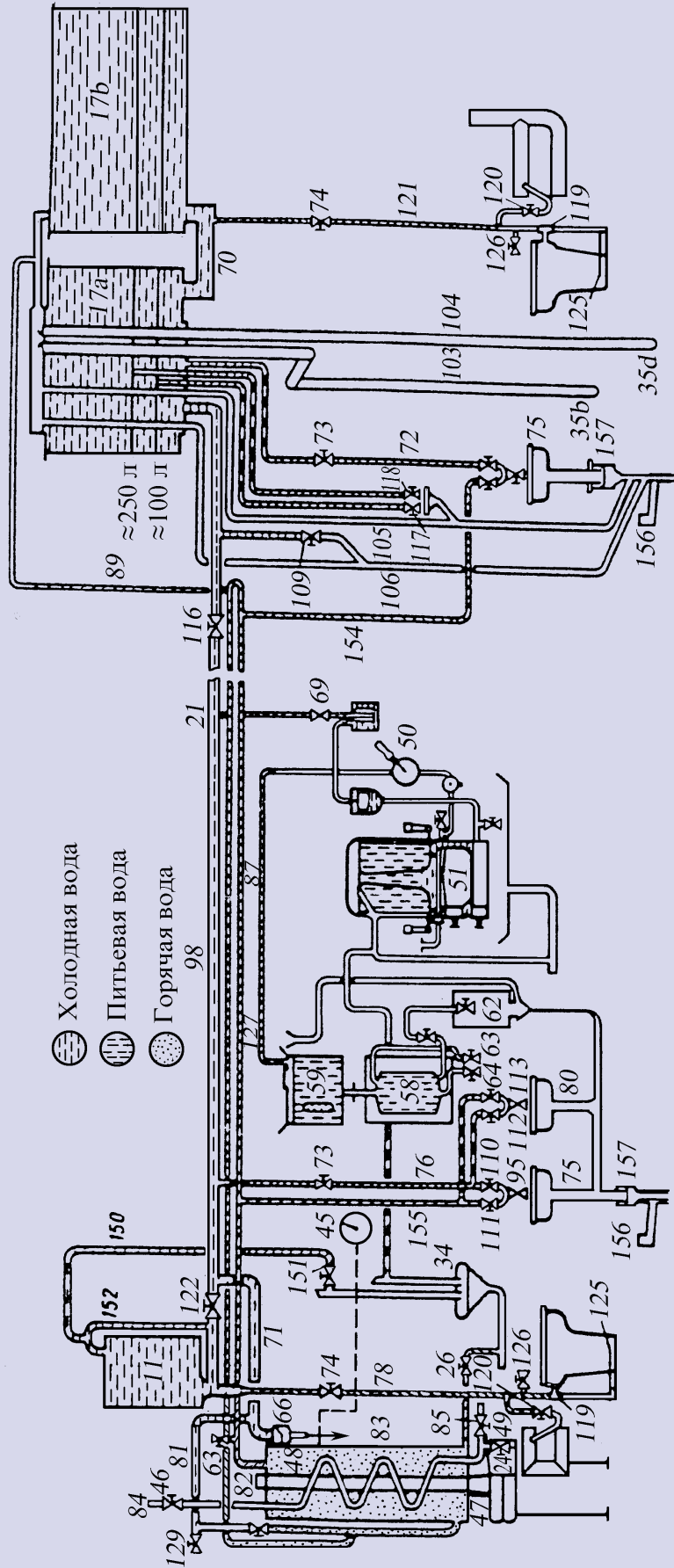




Рис. 8.21. Схема системы водоснабжения купейного вагона постройки Германии (нумерация оборудования соответствует принятой в документации завода-изготовителя): *11* — смывной бачок над туалетом котлового конца; *17a* — водяной бак (560 л) над туалетом котлового конца; *17b* — водяной бак (560 л) над тамбуром котлового конца; *21* — соединительный трубопровод; *24, 64* — спускные краны; *26* — вентиль слива воды из бойлера; *34* — сливная воронка; *35b, 35d* — патрубки наливных труб водяного бака соответственно на стороне купе и на стороне коридора; *45* — дистанционный термометр бойлера; *46, 49, 68, 82, 109, 151* — вентили; *47* — шитка; *48* — бойлерная установка; *50* — ручной крыльчатый насос; *51* — кипятильник; *58* — охладитель питьевой воды; *59* — бак для питьевой воды; *62* — кран отбора питьевой воды; *63* — краны для выпуска воздуха; *66* — муфтовый обратный клапан; *70* — соединительный канал; *71* — трубопровод холодной воды для отопления; *72, 76* — трубопроводы холодной воды для умывальников туалетов соответственно котлового и котлового конца; *73, 74* — запорные краны; *75* — умывальная чаша в туалете; *78, 121* — промывные трубопроводы туалетов соответственно котлового и котлового конца; *80* — мойка в служебном купе; *81* — трубопровод холодной воды к бойлеру; *83* — нагревательный змеевик бойлера; *84* — соединительный трубопровод от бойлера к подающему колену; *85* — обратный трубопровод нагревательного змеевика; *87* — подающий трубопровод горячей воды; *89* — воздухоотводная труба водяных баков; *95* — кран умывальника в туалете; *98* — обратный трубопровод горячей воды; *103, 104* — наливные трубы; *105, 106* — переливные трубопроводы; *110, 112* — вентили холодной воды смесителей умывальников туалета и мойки; *111, 113* — вентили горячей воды смесителей умывальников и мойки; *116, 122* — муфтовые задвижки соединительного трубопровода; *117, 118* — водопробные краны; *119* — смывной клапан унитаза; *120* — вентиль отогревающего трубопровода; *125* — педаль унитаза; *126* — вентиль для присоединения планга; *127* — наливная труба бака питьевой воды; *129* — вентиль вспомогательного наливного патрубка; *150* — воздуховыпускной трубопровод смывного бачка; *152* — уравнивательный трубопровод; *154, 155* — трубопроводы горячей воды для умывальников туалета и мойки; *156* — отогревающая воронка; *157* — водяной затвор

117 и держать его открытым не менее 15 с, чтобы вода, находящаяся в контрольной трубе уровня воды, успела стечь. Если через указанное время вода из крана 117 перестанет вытекать, значит объем воды в водяном баке менее 100 л и необходимо позаботиться о скорейшем заполнении системы водой.

В системе водоснабжения предусмотрена подача горячей воды из бойлера в умывальники туалетов и мойку служебного помещения. Зимой вода в бойлере нагревается находящимся в нем змеевиком, по которому проходит горячая вода из системы водяного отопления вагона, а летом — расположенной под бойлером плитой, отапливаемой дровами и углем.

Летом для получения горячей воды необходимо закрыть вентили 46 и 49 в котельном помещении, открыть там же спускной кран 24 и слить воду из нагревательного змеевика 83. Далее надо открыть кратковременно кран 63, расположенный над малым коридором котлового конца, чтобы выпустить находящийся в трубе 87 воздух, после чего растопить плиту 47 дровами и углем. Температуру воды следует контролировать по дистанционному термометру 45. Она не должна превышать 70 °С.

В зимнее время необходимо закрыть кран 24 и открыть вентили 46 и 49, что приведет к наполнению змеевика 83 горячей водой из системы водяного отопления. Система снабжения горячей водой будет работать автоматически вместе с системой водяного отопления. Особой регулировки температуры воды при этом не требуется.

Для слива воды из системы водоснабжения надо открыть краны и вентили.

Стены туалета облицованы декоративным трудногорючим бумажно-слоистым пластиком. Пол, изготовляемый из стеклопластика, имеет уклон к середине, где находится сливное отверстие со сливной трубой и пробкой.

Унитаз состоит из штампованного корпуса из нержавеющей стали, крышки и закрытого кожухом механизма водяного затвора, служащего для закрывания выходного отверстия чаши унитаза и подачи в нее воды.

В состав механизма водяного затвора входят: чаша водяного затвора, противовес, педаль и тяга. При нажатии на педаль чаша водяного затвора откидывается, одновременно поднимается шток

прикрепленного к стене промывного клапана, предназначенного для подачи воды в чашу унитаза, и происходит смыв нечистот под вагон. Когда нажатие на педаль прекращается, противовес возвращает механизм водяного затвора в первоначальное положение, и смыв прекращается.

Умывальник включает в себя раковину (умывальную чашу), умывальный кран, сливную трубу, на которой установлены водяной затвор и воронка для отогрева трубы в случае ее замерзания. Водяной затвор предотвращает попадание через сливную трубу холодного воздуха и пыли из-под вагона. Затвор имеет поддон, в котором при пользовании умывальником скапливается вода, сливающаяся затем под вагон.

Умывальный кран наворачивается на двухвентильный смеситель. При нажатии на шток крана имеющаяся в кране пружина сжимается и открывает отверстие, через которое поступает вода. После окончания нажатия на шток поступление воды прекращается. Температура подаваемой воды регулируется вентилями смесителя.

В новых вагонах международного сообщения ВЛАБ габарита РИЦ впервые на Российских железных дорогах применены экологически чистые туалеты с вакуумной очисткой фирмы «Sanivac». Они состоят из специального вакуумного унитаза с микропроцессором и находящегося под вагоном сборного бака.

Для работы туалета требуются сжатый воздух ( $5\text{--}7\text{ кгс/см}^2$ ), вода и электроэнергия (постоянный ток напряжением 24 В). К верхней части унитаза присоединены трубы с запорными вентилями, подающие воду и сжатый воздух, а к нижней части — труба для удаления фекалий с устройством электрообогрева (гибкая лента) мощностью 150 Вт (переменный ток напряжением 220 В). Два сборных бака объемом по 300 л имеют теплоизоляцию и оборудованы электрическими нагревателями мощностью 1,2 кВт, питающимися переменным током напряжением 220 В от вагонного преобразователя. Обогрев баков включается автоматически при снижении температуры ниже  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В баках установлены датчики и срабатывающие при заполнении объема бака соответственно на 80 и 95 % (на распределительном щите загорается соответствующий сигнал). При заполнении баков более чем на 95 % работа туалета автоматически прекращается.

Вакуумный туалет может работать в двух различных режимах: нормальном и технического обслуживания.

Под нормальным режимом подразумевается такая работа вакуумного туалета, когда он самостоятельно осуществляет цикл очистки (спуск) после нажатия кнопки «Спуск».

При режиме технического обслуживания можно производить переключения при помощи подключаемого ручного терминала. В этом режиме возможно ручное задействование отдельных распределительных клапанов для устранения неисправностей, с которыми система сама не может справиться. Кроме того, возможно изменение времени переключения распределительных клапанов, чтобы согласовать процесс опорожнения с другими условиями. На дисплей терминала может выводиться информация о количестве возникших до этого момента дефектов, что позволяет оценить необходимость и объем предстоящих ремонтных работ.

Для нормального режима работы предусмотрены главный выключатель для включения и выключения всей системы и выключатель для запуска процесса опорожнения.

После включения системы ЭВМ управления производит проверку параметров и осуществляет одноразовую промывку унитаза, после чего он готов к эксплуатации. Этот процесс продолжается примерно 105 с.

Для текущих проверок рабочего состояния имеются два светодиода: один сигнализирует о процессе опорожнения, во время которого система не может быть запущена снова, второй — о возникновении неисправности при проведении процесса опорожнения.

В нормальном режиме система работает в такой последовательности: клапан эжектора (вакуумного насоса) открывается, вакуумный насос создает вакуум в промежуточном бачке резервуара), клапан эжектора закрывается;

промывочный клапан открывается, вода поступает в унитаз, промывочный клапан закрывается;

клапан подачи воды открывается, водяной резервуар наполняется, клапан остается открытым до завершения наполнения; при закрытом клапане вакуумного насоса впускной клапан открывается, содержимое унитаза отсасывается в промежуточный бачок, в котором создан вакуум, впускной клапан закрывается;

клапан сжатого воздуха промежуточного бачка открывается, в промежуточной бачке создается давление, клапан сжатого воздуха закрывается;

выпускной клапан открывается, промежуточный бачок опорожняется в сборный бак, выпускной клапан закрывается;

клапан эжектора открывается, избыточное давление в промежуточной бачке ликвидируется, клапан эжектора закрывается.

Вакуумный туалет снабжен несколькими датчиками, которые постоянно информируют ЭВМ о состоянии системы. При обнаружении неисправности система сначала сама пытается соответствующими мерами устранить неисправность. Если это невозможно, то текущая работа прекращается и новый цикл невозможен.

Туалетная система оборудована следующими датчиками:

датчиком, исключающим открытие впускного клапана при избыточном давлении в бачке;

датчиком уровня воды в унитазах, исключающим перелив при засорении унитаза;

датчиком уровня воды в водяном баке, сигнализирующим о недостатке воды.

Во время цикла опорожнения система может обнаруживать пять неисправностей и подавать соответственно один из следующих сигналов:

«Вода в унитазах» — если при пуске цикла унитаза заполнен водой до верхней кромки датчика;

«Водяной бак» — если после открытия клапана для подачи воды вода не поступает в бачок;

«Давление 1» — если при пуске цикла обнаруживается избыточное давление в промежуточной бачке;

«Давление 2» — если при работе эжектора в бачке не создается вакуум;

«Давление 3» — если после опорожнения унитаза в промежуточный бачок в последнем не создается избыточное давление.

При возникновении неисправности туалета на панели распределительного шкафа в служебном отделении появляется световая мигающая надпись «Помеха туалет I» или «Помеха туалет II». Одновременно начинает мигать индикатор «WCI» или «WCII» над соответствующей входной дверью бокового коридора. Если пос-

ле нажатия кнопки «Неисправность» на блоке управления туалетом в распределительном шкафу световая надпись на панели перестает мигать, а горит постоянно, то необходимо проверить:

наличие воды в водяном баке нажатием кнопки на указателе уровня воды;

открыты ли вентили;

чистоту фильтров;

наличие сжатого воздуха (определяется по работе торцевой двери); заполнение сборных баков по светодиодам «Опорожнение», «Сборный бак 1», «Сборный бак 2»;

не переполнена ли чаша унитаза.

Если неисправность не может быть устранена, то туалет закрывается. Обслуживание вакуумного туалета заключается в своевременном опорожнении баков и очистке (при необходимости) вентиляционных штуцеров. Баки могут находиться без отопления (отсутствие высокого напряжения) при температуре наружного воздуха минус 10°С в течение 12 ч.

К бытовым узлам, связанным в той или иной степени с системой водоснабжения, относятся комбинированные кипятильники, компрессор для перекачки воды в охладитель питьевой воды, сам охладитель и связанный с ним бытовой холодильник.

В пассажирских вагонах используются кипятильники четырех основных типов. Их параметры приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Параметр	Типы и модели вагонов (кипятильников)			
	ЦМО ТВЗ (К)	ЦМК ТВЗ(К)	ЦМК постройки Германии (КС 30/4)	ВЛАБ габарита РИЦ (КС 30/9)
Вид отопления	К	К	К	Э
Объем кипятильника, л	9	11,5	12	12
Объем водосборника кипяченой воды, л	15	13	14	14
Время нагрева воды от 18 °С до кипения, мин, при нагреве воды:				
твердым топливом	20	30	10	–
электроэнергией	20	35—40	20	25

Параметр	Типы и модели вагонов (кипятильников)			
	ЦМО ТВЗ (К)	ЦМК ТВЗ(К)	ЦМК постройки Германии (КС 30/4)	ВЛАБ габарита РИЦ (КС 30/9)
Производительность, л/мин, при нагреве:				
твердым топливом	0,3	1,5	0,65	–
электроэнергией	0,2	0,35	0,3	0,3
Число трубчатых электриче- ских нагревателей (ТЭН)	3	2	3	3
Суммарная мощность ТЭН, кВт	2,2	2,5	4:2,55	2,55
Напряжение, В	52	52	67	140
Масса, кг	35	35	30	18

*Примечание.* К — комбинированное отопление, кипятильник может работать на твёрдом топливе (кроме каменного угля) и на электроэнергии; Э — электроотопление, работает только на электроэнергии.

Конструктивно все кипятильники кроме КС 30/9 не отличаются друг от друга. Они имеют топку и горизонтально расположенные трубчатые электрические нагреватели (ТЭН). В кипятильнике КС 30/9 имеются только ТЭНы. На всех вагонах ТЭНы работают только при подключении генератора на нагрузку (при скоростях движения более 35—45 км/ч). Перед подачей поезда на посадку проводники должны растапливать кипятильники, применяя для этого древесный уголь или торфобрикеты. Топливо укладывают в топку на колосники. Люки топочной камеры и зольники при этом должны быть закрыты крышками. Вода из системы водоснабжения поступает в кипятильник через вентиль 69 (рис. 8.22), который должен быть всегда открыт и опломбирован (после ремонта или ревизии его вновь пломбируют). Трехходовой кран на фильтре сырой воды необходимо поставить в положение «Сырая вода», а спускной кран 21 в положение «Закрыто». Уровень воды в кипятильном баке 8 следует контролировать

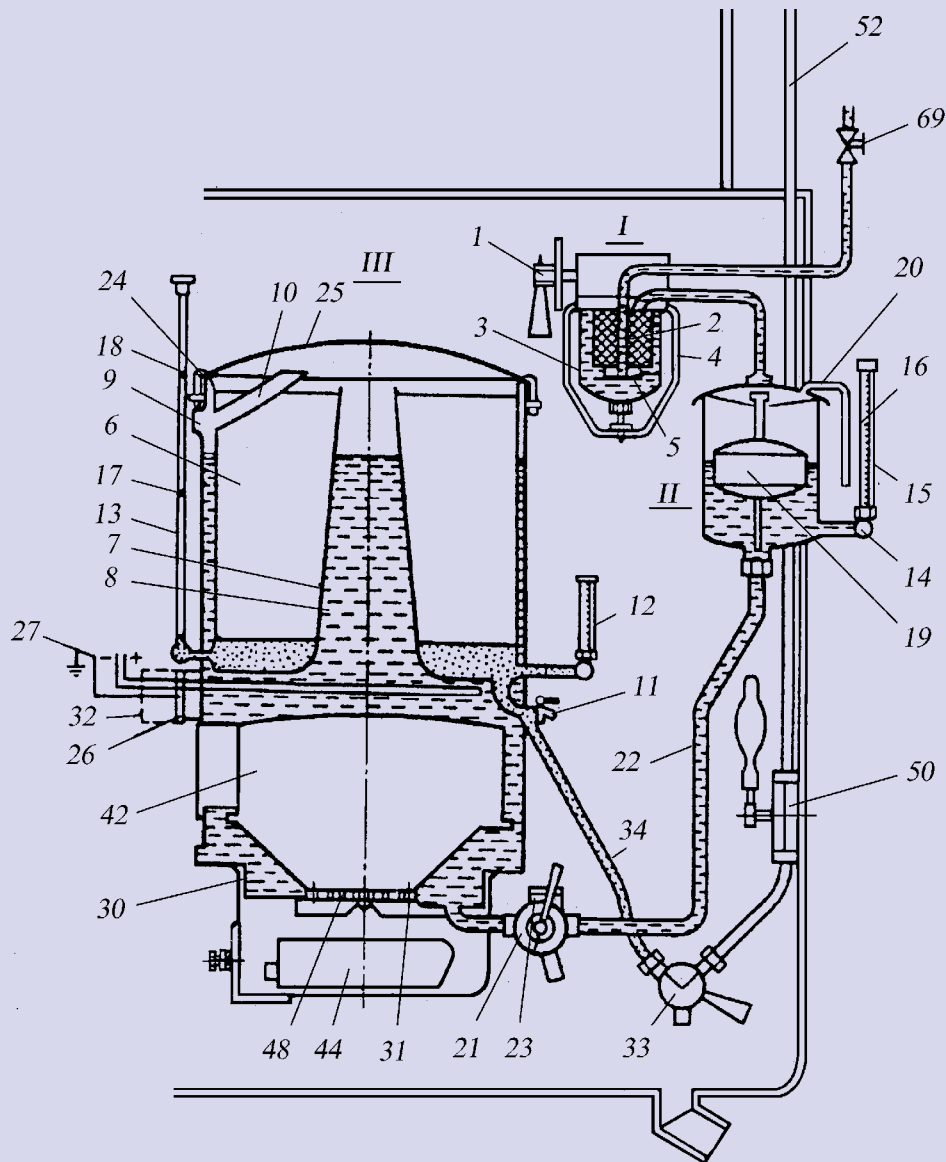


Рис. 8.22. Кипятильник КС 30/4 (нумерация позиций приведена в соответствии с Руководством по эксплуатации [9]. *I* — трехходовой кран с фильтром сырой воды; *II* — регулятор сырой воды; *III* — собственно кипятильник; 1 — трехходовой кран на трубопроводе холодной воды; 2 — сетка; 3 — стеклянный колпак; 4 — скоба; 5 — гайка фильтра; 6 — сборник кипяченой воды; 7 — воронка; 8 — кипятильный бак; 9 — переливной патрубок; 10 — пароотводная труба; 11 — кран отбора кипяченой воды; 12 — термометр кипяченой воды; 13, 14 — водомерные стекла для кипяченой и сырой воды; 15, 16 — соответственно нижняя и верхняя отметки уровня воды в регуляторе сырой воды; 17, 18 — отметки на водомерном стекле, соответствующие объемам воды в кипятильнике 12 и 14; 19 — поплавок регулятора сырой воды; 20 — переливная труба; 21 — спускной кран; 22 — приточный трубопровод к поплавковой камере; 23 — место присоединения приспособления для смягчения воды; 24 — крючок; 25 — крышка; 26 — ТЭН; 27 — заземление ТЭНа; 30, 31 — винты; 32 — запорный колпак; 33 — трехходовой кран; 34 — трубопровод для перекачки в бак кипяченой воды и ускоренного ее слива; 42 — камера сгорания; 44 — зольник; 48 — колосниковая решетка; 50 — ручной насос к баку кипяченой воды; 52 — трубопровод; 69 — вентиль



по водомерному стеклу *14* регулятора сырой воды. Уровень воды должен достигнуть нижней красной отметки *75* — тогда кипяtilьный бак будет наполнен. Запорные вентили на водомерных стеклах *13* и *14* должны быть при этом открыты. Закрывать их можно только при повреждении водомерных стекол. Необходимо постоянно помнить, что при отсутствии воды нельзя растапливать кипяtilьник и включать электроэнергию.

Перед каждым включением или растопкой нужно проверить: есть ли вода; обеспечивается ли бесперебойный приток сырой воды (водяной бак должен быть достаточно наполнен водой); открыт ли вентиль *69* в подводящем трубопроводе холодной воды; поставлен ли трехходовой кран *1* в положение «Сырая вода»; закрыт ли спускной кран *21*; открыты ли запорные вентили на водомерных стеклах *13* и *14*.

Длительность нагрева зависит от начальной температуры воды и вида нагрева (электрический или твердым топливом).

Кипяtilьник включают тумблером на передней панели распределительного шкафа в служебном отделении. Включение подтверждается загоранием сигнальной лампы.

При отоплении твердым топливом (древесным углем, торфобрикетам) необходимо на колосниковую решетку *48* камеры сгорания *42* кипяtilьника положить немного бумаги, а на нее стружку, а также мелконаколотые дрова и затем разжечь. После того как стружка загорится, камеру сгорания следует заполнить древесным углем (торфобрикетам), а огнеупорную дверь камеры закрыть. Если древесный уголь загорится, то необходимо закрыть дверь зольника *44*; Поступление воздуха регулируют задвижкой на двери зольника, «древесный уголь добавляют по необходимости».

Когда уровень воды в водомерном стекле *13* достигнет отметки *77*, что указывает на наличие 12 л кипяченой воды в сборнике *6*, необходимо прервать процесс отопления; закрыв задвижку в двери зольника *44*. После того как огонь погаснет, трехходовой кран *1* надо перевести в положение «Закрyто».

По мере расхода питьевой воды из сборника питьевой воды *6* отопительный процесс возобновляют.

При электрическом нагреве для его прерывания нужно выключить питание нагревательных элементов и трехходовой кран *1* перевести в положение «Закрото».

Для охлаждения кипяченой воды из кипятильника на пассажирских вагонах имеются водоохладители.

Система подготовки питьевой воды в вагоне пассажирского поезда предназначена для фильтрования, охлаждения, ультрафиолетового обеззараживания и поддерживания в охлажденном состоянии при заданной температуре кипяченой питьевой воды в вагоне поезда.

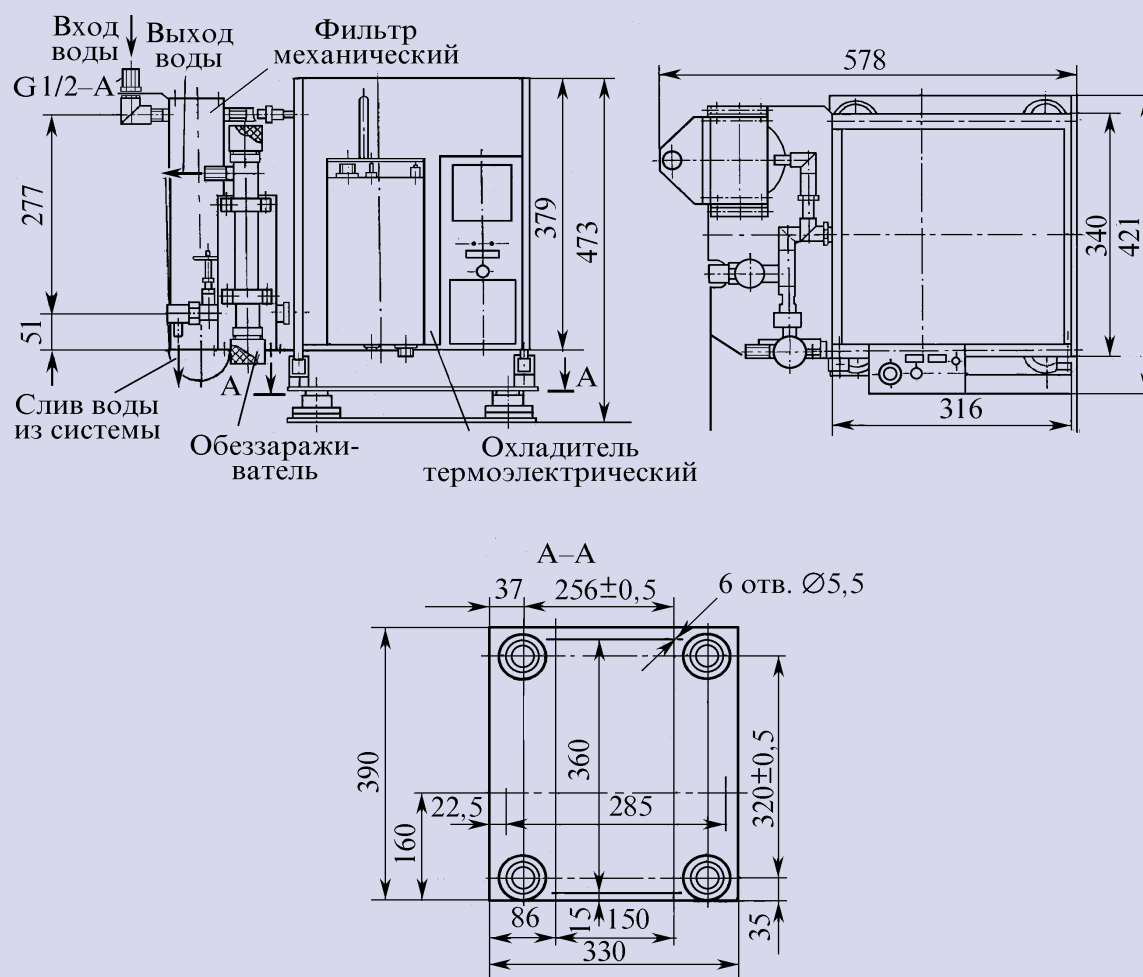


Рис. 8.23. Система подготовки питьевой воды

## Технические данные

Объем бака для охлаждения воды, л .....	3,8
время готовности системы к работе, после заполнения водой с температурой не более 75°C и включения сети, не более, мин.....	75
производительность системы при отборе, 0,07 л/мин, не менее, л/час .....	4
напряжение питания, В .....	110
потребляемая мощность, Вт, .....	500 (50В) и 800
по постоянному току .....	(110В)
по переменному току.....	40
масса, кг.....	40

Конструктивно система подготовки воды (рис. 8.23) состоит из фильтра механической очистки, охладителя, ультрафиолетового обеззараживателя. Принцип работы охладителя основан на использовании эффекта Пельтье. Принцип работы обеззараживателя основан на ультрафиолетовом облучении бактерицидной лампой ДРБ-8-1 воды, проходящей через обеззараживатель.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кржимовский В.Е., Скрипкин В.В., Филонин Г.И. Рефрижераторные секции отечественной постройки. М: Транспорт, 1983. — 184 с.
2. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. Изд. 2-е, доп. Л.; Машиностроение, 1970. — 672 с.
3. Лэнгли Б.К. Холодильная техника и кондиционирование воздуха. М.: Лёгкая и пищевая промышленность, 1981. — 480 с.
4. Отчёт ВНИИВ по теме 85.90.1.001/4 (гос. рег. № 01860021971) «Исследования по созданию макетных экспериментальных изотермических вагонов с жидкостно-азотным охлаждением грузов». М., 1978.
5. Отчёт ВНИИВ по теме 88.80.180 (гос. рег. № 01880041758) «Исследования по созданию образцов изотермических вагонов (АЖВ) с жидкостной системой охлаждения грузов». — М., 1980.
6. Постарнак С.Ф., Зуев Ю.Ф. Холодильные машины и установки: Учебник для техникумов ж.-д. транспорта. М.: Транспорт, 1982. — 335 с.
7. Руководство по монтажу и эксплуатации: Установка кондиционирования воздуха пассажирских вагонов УКВ-31. М.: Транспорт, 2000.
8. Руководство по эксплуатации: Вагон пассажирский купейный СВ. Модель 61-4174. М., 2000.
9. Руководство по эксплуатации: Вагон пассажирский купейный с установкой кондиционирования воздуха. Модель 61-4179. М., 1999.
10. Соколов М.М. Диагностирование вагонов. М.; Транспорт, 1990. — 197 с.
11. Теплообменные аппараты теплообменных установок/ Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под. ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. — 303 с.
12. Технические условия: Вагон изотермический автономный с жидкоазотным охлаждением (АЖВ). Модель 16-3008. М., 1988.
13. Фаерштейн Ю.О., Китаев Б.Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах: Учебник для техникумов. М.: Транспорт, 1984. — 272 с.
14. Энергетика и технология хладотранспорта: Учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта. /Под. ред. Л.Я. Левенталя. М.: Транспорт, 1993. — 288 с.
15. Эксплуатационная документация на холодильный агрегат ФАЛ 256/7 315.004/38 ТУ. Шкодиц, 1990.
16. Юрьев Ю.М., Лаврик-Кармазин Л.Б. Изотермические вагоны постройки ГДР. М.: Транспорт, 1989. — 180 с.

# СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	3
<b>ГЛАВА 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН</b> .....	8
1.1. Физические принципы получения низких температур .....	8
1.2. Основные параметры и единицы их измерения .....	15
1.3. Первый и второй законы термодинамики .....	17
1.4. Агрегатное состояние вещества .....	20
1.5. Обратный цикл Карно .....	25
1.6. Классификация и теплотехнические основы работы холодильных машин .....	33
1.7. Рабочий процесс паровой компрессорной холодильной машины ....	36
1.8 Рабочий процесс и основные параметры поршневого компрессора ..	44
1.9. Холодопроизводительность компрессора и установки .....	51
1.10. Мощность компрессора и энергетические коэффициенты .....	57
1.11. Рабочие процессы паровых двухступенчатых компрессионных холодильных машин .....	61
1.12. Холодильные агенты и холодоносители .....	66
1.12.1 Холодильные агенты .....	66
1.12.2 Теплоносители .....	84
<b>ГЛАВА 2. КОНСТРУКЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН</b> .....	96
2.1. Компрессоры холодильных машин .....	96
2.1.1. Классификация поршневых компрессоров .....	96
2.1.2. Конструкция компрессоров .....	100
2.1.3. Винтовые и роторные холодильные компрессоры .....	103
2.2. Устройство поршневых хладоновых компрессоров .....	113
2.2.1 Компрессор 2Н2-56/7,5-105/7 .....	113
2.2.2. Автоматический запорный вентиль .....	119
2.2.3. Компрессор 2ФУУБС18 .....	124
2.2.4. Компрессор типа V .....	132
2.2.5. Повышение надежности и экономичности компрессоров .....	144
2.2.6. Характерные неисправности и требования безопасности при обслуживании компрессоров .....	146
2.3. Теплообменные и вспомогательные аппараты .....	150
2.3.1. Назначение теплообменников холодильных установок .....	150
2.3.2. Классификация и устройство конденсаторов .....	152
2.3.3. Теплопередача в конденсаторах и тепловой расчет .....	157
2.3.4. Классификация испарителей .....	166
2.3.5. Теплопередача в испарителях и воздухоохладителях .....	166
2.3.6. Конструкция испарителей подвижного состава .....	169

2.3.7. Характерные неисправности теплообменных аппаратов .....	172
2.3.8. Расчет испарителей .....	173
2.3.9. Вспомогательные аппараты .....	176

### **ГЛАВА 3. РЕГУЛИРОВАНИЕ. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ. ЗАЩИТА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК**

<b>КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....</b>	<b>187</b>
3.1. Принципы автоматизации холодильных установок .....	187
3.2. Основные понятия об автоматическом регулировании .....	191
3.3. Классификация и основные элементы приборов автоматики .....	202
3.4. Регуляторы заполнения испарителя хладагентом .....	205
3.5. Терморегулирующие вентили .....	206
3.6. Приборы регулирования давления .....	214
3.7. Приборы регулирования температуры .....	222
3.8. Исполнительные механизмы .....	225

### **ГЛАВА 4. ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

<b>ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ.....</b>	<b>231</b>
4.1. Установка кондиционирования воздуха МАВ-II .....	231
4.2 Установка кондиционирования воздуха УКВ-31 .....	242
4.3. Шкафы-холодильники вагонов-ресторанов и охладители питьевой воды .....	248
4.3.1. Шкафы-холодильники .....	248
4.3.2 Водоохладители .....	251

### **ГЛАВА 5. ХЛАДОНОВЫЕ УСТАНОВКИ**

<b>РЕФРИЖЕРАТОРНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА.....</b>	<b>253</b>
5.1. Основные характеристики хладоновых холодильных установок ...	253
5.2. Холодильные установки секции ZB-5 и APB .....	254
5.2.1. Холодильно-нагревательный агрегат FAL-056/7 .....	255
5.3 Холодильные установки секций 5-БМЗ .....	260
5.4. Холодильная установка вагона для перевозки живой рыбы .....	268

### **ГЛАВА 6. ЖИДКОАЗОТНАЯ СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ**

<b>(ЖАСО) ГРУЗОВ.....</b>	<b>271</b>
6.1. Зарубежные разработки .....	271
6.2. Отечественные разработки ЖАСО для железнодорожного транспорта .....	274
6.2.1. Крупнотоннажный рефрижераторный контейнер с азотной системой охлаждения .....	274
6.2.2. Система охлаждения в АЖВ .....	277
6.2.3. Макетный образец АЖВ.....	284

<b>ГЛАВА 7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ХЛАДОНОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....</b>	<b>285</b>
7.1. Эксплуатация и техническое обслуживание холодильного оборудования рефрижераторного подвижного состава .....	285
7.1.1. Холодильно-нагревательные установки ВР-1М .....	285
7.1.2. Холодильно-нагревательная установка FAL-056/7 .....	293
7.1.3. Установка кондиционирования воздуха МАВ-II .....	299
7.1.4. Установка кондиционирования воздуха УКВ-31 .....	316
7.1.5. Шкафы-холодильники .....	327
7.1.6. Охладитель питьевой воды ТWK-10-3 .....	333
7.2. Техническая диагностика холодильных установок .....	340
7.3. Техника безопасности при обслуживании ремонте и испытаниях холодильных установок .....	352
7.3.1. Общие положения .....	352
7.3.2. Правила техники безопасности .....	353
<b>ГЛАВА 8. СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ И ВОДОСНАБЖЕНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ПассаЖИрских ВаГОНОВ.....</b>	<b>360</b>
8.1. Система вентиляции рефрижераторного подвижного состава.....	360
8.1.1. Рефрижераторная пятивагонная секция типа ZB-5 .....	360
8.1.2. Рефрижераторная пятивагонная секция типа БМЗ .....	361
8.2. Вентиляция воздуха в пассажирских вагонах .....	363
8.2.1. Особенности системы вентиляции с рециркуляцией воздуха .....	370
8.2.2. Основы расчета и выбора параметров системы вентиляции .....	376
8.3. Система отопления РПС и пассажирских вагонов .....	380
8.3.1. Рефрижераторная пятивагонная секция типа ZB-5 .....	380
8.3.2. Рефрижераторная пятивагонная секция типа БМЗ .....	384
8.3.3. Система отопления купейного и некупейного вагонов постройки Тверского вагоностроительного завода (ТВЗ) .....	386
8.3.4. Система отопления купейного вагона постройки Германии .....	391
8.4. Системы водоснабжения РПС и пассажирских вагонов .....	395
8.4.1. Рефрижераторная пятивагонная секция типа ZB-5 .....	395
8.4.2. Рефрижераторная пятивагонная секция типа БМЗ .....	397
8.4.3. Водоснабжение пассажирских вагонов .....	398
8.4.4. Система водоснабжения купейного вагона модели 61-4179 постройки ТВЗ .....	402
<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>422</b>

*Учебное издание*

Виктор Егорович Пигарев  
Петр Евгеньевич Архипов

**ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ  
И УСТАНОВКИ  
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

*Учебник для техникумов и колледжей  
железнодорожного транспорта*

Редактор *В.И. Осипов*  
Корректор *Н.А. Каменская*  
Компьютерная верстка *А.Н. Рудякова*

---

Изд. лиц. ИД № 04598 от 24.04.2001 г. Подписано в печать 10.09.2003 г.  
Формат 60×88/16. Усл.печ. л. 26,5. Тираж 9000 экз. Заказ №  
Издательство «Маршрут», 107078, Москва, Басманный пер., 6.  
УМК МПС России

---

ISBN 5-89035-122-2

