

**Холодильно -
машины и**

Н. Г. Кондрашова, Н. Г. Лашутина

компрессорные установки

*Д о п у щ е н о
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника
для машиностроительных техникумов*

6П2.28
УДК 621.56/59
К—64

Рецензенты:

**преподаватель Московского техникума
мясной промышленности В. А. Свердлова,
главный инженер Центрального конструкторского бюро
холодильного машиностроения Р. В. Павлов.**

3—13—5
885—65

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебник написан авторами на основе опыта преподавания дисциплины «Холодильно-компрессорные машины и установки» в Ленинградском техникуме холодильной промышленности по программе «Холодильные машины и установки». В первых главах изложены термодинамические основы холодильной техники и дана характеристика компрессоров; наряду с поршневыми компрессорами описаны конструкции ротационных и винтовых, а также турбокомпрессоров, внедряющихся в промышленности, и приведены их расчеты. Для подбора поршневых компрессоров даны их основные характеристики.

Так как в настоящее время на предприятиях имеются не только новые типы компрессоров, то в таблицах приведены данные о компрессорах новых и старых марок.

В последующих главах рассмотрены расчеты абсорбционных машин, вопросы проектирования холодильных сооружений, современные схемы холодильных машин.

Все расчеты конструкций иллюстрированы примерами.


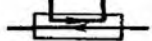

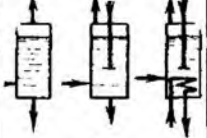







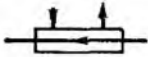
В учебнике не рассматриваются вопросы автоматизации и эксплуатации холодильных установок, так как они изучаются в соответствующих курсах, предусмотренных учебным планом для техникумов.

С 1 января 1963 г. в СССР введена Международная система единиц измерения СИ, принятая в октябре 1960 г. XI Генеральной конференцией по мерам и весам в Париже. Поэтому в учебнике все расчеты приведены в единицах СИ и внесистемных единицах, допускаемых ГОСТом 8550—61 «Тепловые единицы». Так как таблицы параметров и диаграммы состояния холодильных агентов составлены без изменения, то расчеты даны во внесистемных единицах и в единицах системы СИ.



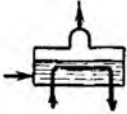
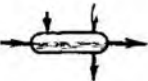







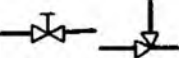
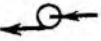






В учебнике материал между авторами распределен следующим образом: главы I—VIII написаны Н. Г. Лашутиной, главы IX—XXII — Н. Г. Кондрашовой.

Все критические замечания и пожелания по содержанию учебника просьба направлять по адресу: Москва, И-51, Неглинная ул., 29/14, издательство «Высшая школа».

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ

Наименование элемента	Условное обозначение	Наименование элемента	Условное обозначение
Компрессор поршневой (КМ)		Переохладитель (ПО)	
Компрессор центробежный (КМ)		Промежуточный сосуд (ПС)	
Конденсатор (КД)		Отделитель жидкости (ОЖ)	
Испаритель (И)		Маслоотделитель (МО)	
Регулирующий вентиль (РВ)		Кипятильник (КП)	
Теплообменник (ТО)			
Промежуточный холодильник (ПХ)			

ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СХЕМАХ

Наименование элемента	Условное обозначение	Наименование элемента	Условное обозначение
Абсорбер (АБ)		Вентилятор (В)	
Котел (КТ)		Воздухоотделитель (ВОТ)	
Эжектор (Э)		Манометр (М)	
Детандер поршневой (ДТ)		Обратный клапан (ОК)	
Детандер центробежный (ДЦ)		Предохранительный клапан (ПК)	
Двигатель (ДВ)		Запорный вентиль	
Насос (Н)		Основные линии холодильного агента	
Ресивер (РС)		Вспомогательные линии холодильного агента	
		Линии воды	
		Линии рассола	
		Линии электропроводки	

ВВЕДЕНИЕ

Холодильная техника, прежде чем достичь современного уровня, прошла длительный путь развития.

Еще первобытные люди сохраняли мясо животных в горных пещерах, заполненных снегом, а позднее люди устраивали для этого специальные погреба со льдом. В дальнейшем стало известно, что если прибавить ко льду соль, то можно получить более низкую температуру. До XIX в. люди пользовались только естественным ледяным или льдосоляным охлаждением. В XIX в. благодаря развитию машинной техники появилась возможность получать холод посредством специальных холодильных машин. Искусственное охлаждение начали применять при заготовке и транспортировании скоропортящихся продуктов. Первая установка для замораживания мяса была построена в Сиднее в 1861 г. В 1876 г. впервые было перевезено мясо на судне-рефрижераторе с искусственным машинным охлаждением. Изотермические вагоны с ледяным охлаждением стали применяться в США в 1858 г. Первые холодильники были сооружены в Бостоне и Лондоне в 1881 г.

В России в 1888 г. впервые стал применяться искусственный холод на рыбных промыслах в Астрахани. В том же году на Волге появилась рефрижераторная баржа с воздушной холодильной машиной, положившая начало развитию в России рефрижераторного водного транспорта. В 1889 г. были построены стационарные холодильные установки на пивоваренных заводах и шоколадных фабриках. В 1895 г. в г. Белгороде построили первый заготовительный яично-птичный холодильник емкостью 250 т.

Перевозка грузов в вагонах-ледниках в России началась в 1860 г.

В дореволюционный период холодильное хозяйство в России развивалось крайне медленно. До 1914 г. было построено 29 холодильников общей емкостью 45 600 т. В годы первой мировой войны в связи с необходимостью снабжения русской армии продовольствием темп строительства холодильников несколько возрос, и с 1914 по 1917 г. холодильная емкость возросла до 57 300 т, а количество холодильников — до 58.

Холодильный транспорт к 1917 г. имел 6500 двухосных вагонов-ледников, одно рефрижераторное судно грузоподъемностью 185 т и восемь судов с холодильными установками служебного назначения.

За годы гражданской войны почти одна треть предприятий выбыла из строя, остальные находились в полуразрушенном состоянии. В 1925 г. были завершены восстановление и реконструкция старых предприятий и началось строительство новых холодильников в портовых городах: Ленинграде, Одессе, Севастополе, Новороссийске, а также в промышленных центрах: Баку, Ростове-на-Дону, Свердловске, Ташкенте и других городах.

В годы первой пятилетки началось оснащение холодом пищевой промышленности; к началу 1941 г. холодильная емкость выросла до 370,5 тыс. т, т. е. в 6,5 раз по сравнению с дореволюционным периодом. За годы Великой Отечественной войны холодильное хозяйство нашей страны сильно пострадало от немецко-фашистских оккупантов, которые разрушили 95 тыс. т холодильной емкости. В послевоенный период происходило восстановление холодильников, закончившееся в основном в 1947 г. Наиболее интенсивное строительство холодильников началось в 1949 г. Только за 1949 и 1950 гг. было введено в эксплуатацию более 250 тыс. т емкости (табл. 1).

Таблица 1

Рост емкости холодильников на 1 января

Годы	1917	1929	1933	1941	1951	1958	1961	1966
Емкость, тыс. т . .	57,3	89,9	172,0	370,5	661,4	1135,8	1553	3600

Чтобы не нарушать непрерывности холодильной цепи, необходимо применять холод от момента изготовления продукта до его реализации. Поэтому в послевоенные годы началось оснащение предприятий торговли холодильными установками. В 1950 г. годовой выпуск шкафов, прилавков, сборных камер и витрин составлял 3 тыс. шт., в 1960 г. — 53 тыс. шт., а в 1965 г. должно быть выпущено 185,5 тыс. шт.

Начиная с 1950 г. промышленность выпускает домашние холодильные шкафы, из года в год увеличивая их количество. Так, в 1956 г. было выпущено 224 тыс. шт., в 1960 г. — 529 тыс. шт., а в 1965 г. выпуск домашних холодильников составит 1,5 млн. шт. В настоящее время их производство организовано на предприятиях восьми союзных республик.

За годы Советской власти развился и холодильный транспорт. Уже в 1956 г. парк изотермических вагонов увеличился по сравнению с 1917 г. в 10 раз. С 1954 г. выпускаются не только вагоны-ледники, но и вагоны с машинным охлаждением. Создан морской и речной рефрижераторный флот. Рыбная промышленность получила большое количество крупных промысловых судов, оснащенных современными холодильными установками. Широкое применение искусственного холода базируется на развитии холодильного машиностроения. В царской России было всего два завода, производивших холодильные машины. В настоящее время в СССР существует семь заводов холодильного машиностроения, в том числе крупный завод «Компрессор». В 1965 г. основное холодильное оборудование будут выпускать 16 специализированных заводов. Общая холодопроизводительность компрессоров в 1917 г. составляла 23 млн. *вт* (20,3 млн. *норм. ккал/ч*), в 1957 г. — 600 млн. *вт* (519 млн. *норм. ккал/ч*), а к 1965 г. увеличится в 5,7 раза.

Искусственный холод получил самое широкое применение во всех отраслях народного хозяйства: пищевой промышленности, торговле и общественном питании, химической промышленности, проходке шахт и тоннелей в водоносных грунтах, кондиционировании воздуха, закалке стальных изделий, медицине, шелководстве, цветоводстве, фармацевтической промышленности и др.

Широкое применение холода в народном хозяйстве требует подготовки специалистов — инженеров и техников. Для подготовки техников написан настоящий учебник в соответствии с программой курса «Холодильно-компрессорные машины и установки», изучаемого в средних специальных учебных заведениях.

Раздел первый

Общие сведения о холодильно- компрессорных машинах

ФИЗИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ
ТЕМПЕРАТУР

§ 1. ПОНЯТИЕ О ТЕПЛЕ И ХОЛОДЕ

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 же тепло подводится, то движение молекул ускоряется и тело нагревается, т. е. причиной тепла и холода является движение молекул, из которых состоит любое физическое тело. Охлаждение нагретого тела до температуры окружающей среды происходит самопроизвольным, естественным путем за счет отдачи тепла в окружающую среду (воздух, вода) без применения холодильной техники. Задачей последней является охлаждение тел ниже температуры окружающей среды, что может быть сделано с помощью холодильных машин или источников безмашинного холода (например, лед).

Тепловое состояние физического тела характеризуется степенью его нагрева или температурой.

Международная система единиц (СИ), а также ГОСТ 8550—61 «Тепловые единицы» предусматривают применение двух температурных шкал: термодинамической температурной шкалы и Международной практической температурной шкалы. Температуры по каждой из этих шкал могут быть выражены в градусах Кельвина ($T^{\circ}\text{K}$) и в градусах Цельсия ($t^{\circ}\text{C}$) в зависимости от начала отсчета (положения нуля) по шкале.

В качестве основной шкалы принята термодинамическая температурная шкала, в которой для температуры тройной точки воды (0°C) установлено значение $273,16^{\circ}\text{K}$.

Соотношение между $t^{\circ}\text{C}$ и $T^{\circ}\text{K}$:

$$t = T - 273,16^{\circ}\text{C}, \text{ или приближенно } t = T - 273^{\circ}\text{C}.$$

Единицы измерения теплоты

В системе единиц СИ в качестве единой меры энергии всех видов, в том числе и тепловой, принят джоуль (дж). Джоуль — это работа силы в 1 ньютон на пути в 1 метр (при совпадении направлений силы и перемещения точки приложения силы). Более удобной величиной является килоджоуль (кдж), равный одной тысяче джоулей.

ГОСТ 8550—61 допускает для измерения теплоты временное применение внесистемной тепловой единицы — килокалории (ккал). Килокалория — это количество тепла, необходимого для нагревания 1 кг воды от +19,5 до +20,5° С при нормальном атмосферном давлении:

$$1 \text{ ккал} = 4186,8 \text{ дж, или } 4,1868 \text{ кдж.}$$

Для нагревания одинакового количества различных тел на одно и то же число градусов необходимо подвести различное количество тепла. Это объясняется различной теплоемкостью тел, зависящей от их физических свойств. Удельной теплоемкостью называется количество тепла, необходимого для нагревания или охлаждения 1 кг вещества на 1° С. Теплоемкость жидкостей и твердых тел зависит от их температуры. С понижением температуры теплоемкость в большинстве случаев уменьшается.

Обозначается теплоемкость буквой c и измеряется в ккал/кг·град, причём

$$1 \text{ ккал/кг·град} = 4186,8 \text{ дж/кг·град} = 4,1868 \text{ кдж/кг·град.}$$

§ 2. ОХЛАЖДЕНИЕ ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ ВЕЩЕСТВ

Агрегатное состояние вещества (твёрдое, жидкое, газообразное) зависит от внешних условий — температуры и давления. При определенном изменении этих условий в теле меняется форма связи между молекулами и тело переходит в другое агрегатное состояние.

Переход однородного тела из одного агрегатного состояния в другое называется *фазовым превращением*.

Фазовые превращения однородных тел происходят при постоянной температуре, зависящей от условий перехода и физических свойств тела, и сопровождаются выделением или поглощением скрытой теплоты, которая расходуется на изменение связи между молекулами.

Процессы изменения агрегатного состояния тела изображены на рис. 1 фазовой диаграммой углекислоты. В диаграмме линия AB отделяет область твёрдого вещества от области газа, линия AB — область твёрдого вещества от области жидкости, линия AG — область жидкости от области газа. В отдельных точках линий AB ,

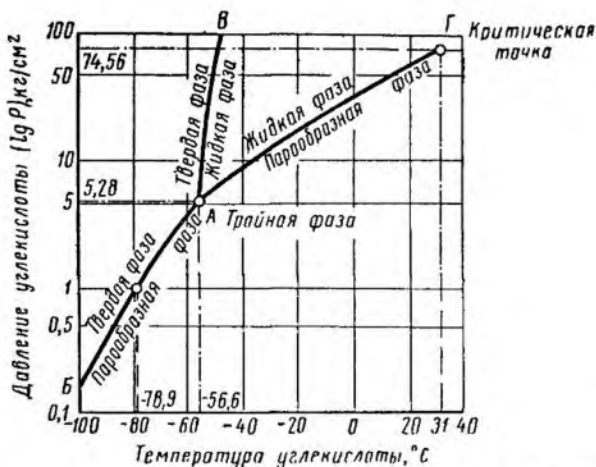


Рис. 1. Диаграмма равновесия фаз углекислоты

АВ, АГ тело может быть одновременно в двух фазах: твердой и газообразной, твердой и жидкой, жидкой и газообразной. В точке А (тройная точка) вещество может быть в трех фазах: твердой, жидкой и газообразной. Параметры тройной точки зависят от физических свойств вещества.

Фазовые превращения не сопровождаются химическими изменениями и являются физическими процессами. В некоторых веществах эти превращения (плавление, кипение, сублимация) поглощают относительно большие количества тепла и протекают при низких температурах, что позволяет применять их для получения охлаждающего эффекта.

Плавление. Плавление водного льда широко используется для охлаждения выше 0° С. Смешение раздробленного льда или снега с солью понижает температуру таяния смеси. Для приготовления смесей применяют вещества, которые в процессе растворения поглощают тепло. Наиболее распространенные смеси: хлористый натрий со льдом для охлаждения до -21,2° С и хлористый кальций со льдом — до -55° С.

Количество тепла, необходимое для плавления 1 кг льда или смеси, называется *теплотой плавления*, или *холодопроизводительностью 1 кг*. С понижением температуры плавления компонентов раствора уменьшается и холодопроизводительность 1 кг охлаждающей смеси.

В практике для охлаждения применяют лед из эвтектических растворов, низшая температура плавления которого определяется эвтектической точкой. Так, например, водный раствор тиосульфата

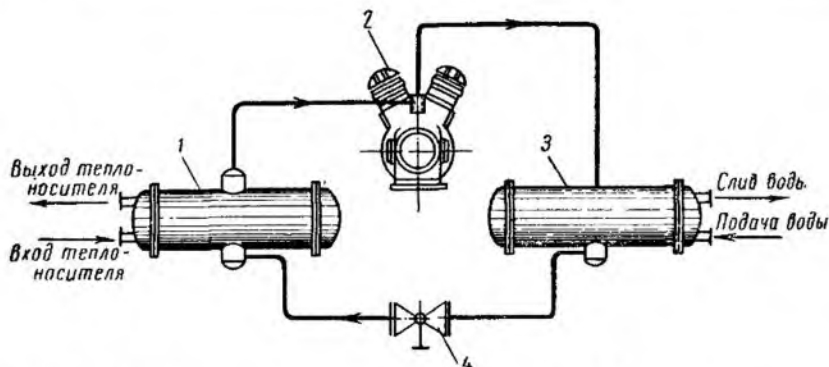


Рис. 2. Принципиальная схема паровой холодильной машины:

1 — испаритель; 2 — компрессор; 3 — конденсатор; 4 — регулирующий вентиль

натрия $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ имеет температуру замерзания -11°C , водный раствор азотнокислого натрия NaNO_3 — минус $18,5^\circ\text{C}$.

Низкие температуры можно получить при смешении льда с разведенными кислотами. Например, смесь из равных количеств 66-процентной серной кислоты и снега или измельченного льда имеет температуру -37°C .

Кипение. Процесс парообразования чистого вещества протекает при постоянных температуре и давлении.

Количество тепла, необходимого для превращения 1 кг жидкости в пар, называется *теплотой парообразования*. Для охлаждения применяются жидкости, имеющие при атмосферном давлении низкую температуру кипения и большую теплоту парообразования. Температура кипения и теплота парообразования зависят от давления: с увеличением давления температура кипения повышается, а теплота парообразования уменьшается. Процесс кипения жидкости широко применяется в циклах паровых холодильных машин. Рабочее вещество, с помощью которого осуществляется холодильный цикл, называется *холодильным агентом*.

Принципиальная схема цикла паровой холодильной машины приведена на рис. 2. Жидкий холодильный агент кипит в испарителе, охлаждая помещение или какие-либо аппараты за счет теплоты парообразования. Образовавшиеся при этом пары отсасываются компрессором, поддерживающим в испарителе пониженное давление, а следовательно, и пониженную температуру кипения. Компрессор сжимает пары до давления, при котором их температура насыщения будет выше температуры окружающей среды (наружный воздух, вода). В конденсаторе пары охлаждаются этой средой и конденсируются, отдавая ей теплоту конденсации. Жидкий холодильный агент с высоким давлением поступает обратно в испаритель

через регулирующий вентиль, в котором он дросселируется с давления конденсации до давления кипения.

Более подробный анализ работы паровой холодильной машины приведен ниже.

Сублимация. Процесс перехода тел из твердого состояния в парообразное, минуя промежуточное жидкое, называется *сублимацией*, или *возгонкой*. Для охлаждения применяется сублимирующая твердая углекислота, или «сухой лед». Температура сублимации «сухого льда» при атмосферном давлении $-78,9^\circ\text{C}$, холодопроизводительность (теплота сублимации) -574 кдж/кг , или 137 ккал/кг ; уменьшая давление ниже атмосферного, температуру сублимации «сухого льда» можно понизить до -100°C .

§ 3. ОХЛАЖДЕНИЕ ПУТЕМ РАСШИРЕНИЯ ГАЗОВ

В процессе расширения сжатого газа понижается температура, так как внешняя работа в этом случае совершается за счет внутренней энергии газа. Для идеального газа связь между температурами и давлением в адиабатическом процессе определяется формулой

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

где κ — показатель адиабаты сжатия.

В адиабатическом процессе расширения отсутствует теплообмен с внешней средой и энтропия остается постоянной. Если воздух, сжатый до 9000 кн/м^2 при $T_1=25^\circ\text{C}$, будет адиабатически расширяться до 100 кн/м^2 , то при $K=1,4$ конечная температура

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 298 \left(\frac{100}{9000} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 83,2^\circ\text{K},$$

или $t=83,2-273=-189,8^\circ\text{C}$.

Этот метод получения низких температур применяется в технике глубокого холода и в воздушных холодильных машинах.

§ 4. ОХЛАЖДЕНИЕ С ПОМОЩЬЮ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ (ЭФФЕКТ ДЖОУЛЯ—ТОМСОНА)

Дросселированием называется снижение давления жидкости или газа при прохождении их через суженное отверстие (вентиль, кран). В этом процессе не происходит внешней работы и энтальпия остается постоянной. Внутренняя энергия газа расходуется на преодоление усиленного внутреннего трения при прохождении

газа через суженное отверстие. При дросселировании реального газа происходит изменение температуры, что называется *эффектом Джоуля—Томсона*. Понижение температуры при дросселировании во много раз меньше, чем при адиабатическом расширении. Процесс дросселирования газа применяется в технике глубокого охлаждения.

§ 5. ОХЛАЖДЕНИЕ С ПОМОЩЬЮ ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА

Французский инженер Ранк в 1931 г. предложил использовать для охлаждения вихревой эффект с помощью специальной «вихревой трубы», устройство которой показано на рис. 3.

Воздух, сжатый в компрессоре, имеющий температуру окружающей среды, поступает к соплу 2 и после расширения выходит из него с большой скоростью. Воздушный поток, вышедший из сопла, образует свободный вихрь, в котором угловая скорость вращения мала на периферии и очень велика вблизи оси трубы. По мере движения к дроссельному вентилю 5 поток вследствие сил трения между газовыми слоями приобретает почти постоянную угловую скорость вращения, т. е. во внутренних слоях скорость уменьшается, а во внешних возрастает. Так как в начальный момент процесса разделения газа угловая скорость вращения частиц на некотором расстоянии от оси трубы больше, чем в последующий момент, то получается избыток кинетической энергии, который передается внешним слоям, повышая их температуру; внутренние слои газа при этом охлаждаются. В итоге внешние слои газа выходят через дроссель 5 нагретыми, а внутренние слои (через отверстия в диафрагме 3) — охлажденными. Опыты показывают, что при умеренных давлениях воздуха, имеющего температуру окружающей среды, можно получить холодный поток с температурой $t_x = -10 \div (-50)^\circ \text{C}$ и горячий поток с температурой $t_r = 100 + 130^\circ \text{C}$.

Холодильный процесс в вихревой трубе связан с большим перерасходом электроэнергии. Преимуществами этого метода являются конструктивная простота вихревой трубы, надежность работы и быстрота пуска. Применение его целесообразно в отдельных случаях для эпизодического получения холода в малых количествах, особенно при наличии сети пневматических трубопроводов.

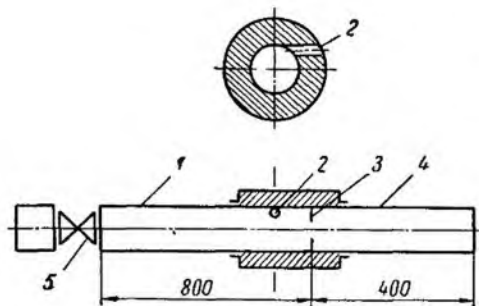


Рис. 3. Вихревая труба:

1 — горячий конец трубы; 2 — сопло; 3 — диафрагма; 4 — холодный конец трубы; 5 — дроссель

§ 6. ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Термоэлектрическое охлаждение основано на явлении Пельтье (открыто в 1834 г.): при пропускании тока в цепи, состоящей из двух различных проводников, один из спаев нагревается, другой — охлаждается. Поглощенное или выделенное тепло Q_n пропорционально силе тока I и времени t :

$$Q_n = \Pi I t,$$

где Π — коэффициент Пельтье, зависящий от физических свойств применяемых материалов.

Явление Пельтье получило практическое применение после изучения свойств полупроводников. Охлаждение осуществляется посредством термоэлементов, состоящих из двух последовательно соединенных полупроводников. Полупроводники соединяют медными пластинами, образующими спаи (рис. 4). Термоэлементы можно последовательно соединять в батареи. Если через термоэлемент пропустить постоянный ток, то на одном из спаев будет поглощаться тепло (Q_0), и термоэлемент будет охлаждаться до температуры T_x . На другом спае тепло будет выделяться (Q_r), и он нагреется до температуры T_r . Термоэлектрическое охлаждение имеет преимущества: бесшумность, отсутствие веществ, находящихся под давлением, компактность. Недостатками термоэлектрического охлаждения являются повышенный расход электроэнергии и высокая стоимость.

Термоэлектрическое охлаждение — новое направление в холодильной технике. Проведенные работы показали его перспективность для очень малых холодильных установок. Расширение области его применения связано с повышением эффективности термоэлементов и снижением их стоимости.

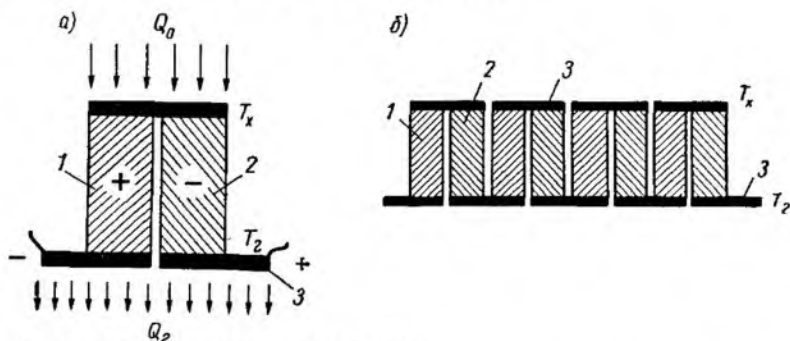


Рис. 4. Термоэлектрическое охлаждение:

a — полупроводниковый термоэлемент; *б* — термобатарея; 1—2 — прямоугольные или круглые бруски из полупроводников; 3 — соединительные медные пластины

§ 7. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ В КОМПРЕССОРЕ

Сжатие газов и паров в холодильных машинах осуществляется специальными машинами — компрессорами. Компрессоры являются также важным оборудованием предприятий многих отраслей промышленности.

Работа компрессора. Теоретический рабочий процесс компрессора приведен на рис. 5, а в виде индикаторной диаграммы, которая представляет собой запись изменяющегося давления в цилиндре по ходу поршня в обе стороны. При движении поршня вправо происходит всасывание газа в цилиндр компрессора по линии 4—1 при постоянном давлении p_0 , при обратном движении поршня газ сжимается в процессе 1—2 от начального давления p_0 до конечного давления p_k , а затем происходит выталкивание газа по линии 2—3

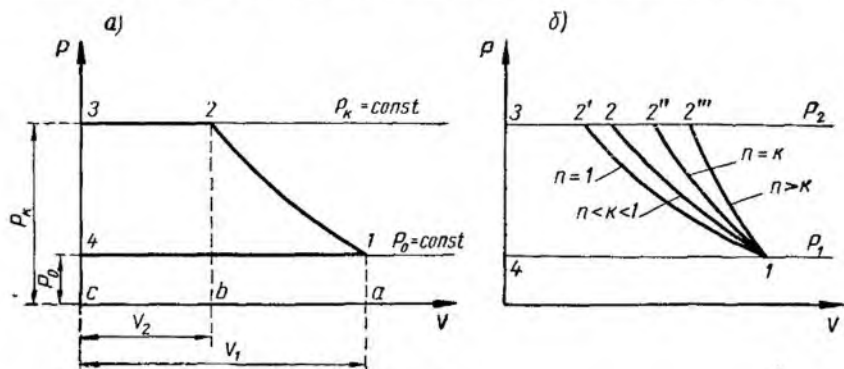


Рис. 5. Теоретический рабочий процесс компрессора:

а — индикаторная диаграмма для одного процесса сжатия; б — индикаторная диаграмма для разных процессов сжатия

при постоянном давлении p_k . В рассматриваемом теоретическом компрессоре отсутствует мертвое пространство, поэтому линия 3—4 совпадает с осью ординат, т. е. в левой мертвой точке давление изменяется мгновенно от p_k до p_0 . Кроме того, в нем принимается равным нулю гидравлическое сопротивление всасывающего и нагнетательного клапанов, т. е. линии 4—1 и 2—3 совпадают с p_0 и p_k . Работа компрессора L_k , затрачиваемая на сжатие V_1 м³ газа от p_0 до p_k , складывается из трех видов работы: $L_{вс}$ — всасывания, $L_{сж}$ — сжатия и $L_{вт}$ — выталкивания; при этом работу сжатия и выталкивания будем считать положительной, а работу всасывания — отрицательной, тогда:

$$L_k = -L_{вс} + L_{сж} + L_{вт}. \quad (1)$$

Согласно выражению (1) работа компрессора не равна работе сжатия. Процессы всасывания и выталкивания газа являются не термодинамическими процессами, так как состояние газа в них не меняется, а механическими.

$$L_{вс} = p_0 F S = p_0 V_1, \quad (2)$$

где F — площадь поршня, м²;

S — ход поршня, м;

V_1 — объем газа, засасываемого компрессором, м³.

$$L_{вт} = p_k F S_2 = p_k V_2, \quad (3)$$

где S_2 — часть хода поршня при выталкивании, м;

V_2 — объем газа, выталкиваемого компрессором, м³.

$$L_{вс} = \text{пл. } 4-1-a-c,$$

$$L_{вт} = \text{пл. } 2-3-c-b.$$

Работа сжатия в V - p диаграмме выражается площадью

$$L_{сж} = \text{пл. } 1-2-b-a.$$

Произведя сложение и вычитание этих площадей на рис. 5 по уравнению (1), получим работу компрессора L_k в виде площади индикаторной диаграммы 1—2—3—4.

Процесс сжатия может быть изотермическим, адиабатическим или политропическим (рис. 5, б).

Если стенки и крышки цилиндра компрессора изолированы так, что теплообмен между сжимаемым газом и внешней средой отсутствует полностью, то сжатие будет происходить по адиабате 1—2'. Если же все тепло, получающееся в результате работы сжатия, отводить, не давая возможности температуре сжимаемого газа повышаться, то сжатие будет происходить по изотерме 1—2''. Так как площадь 4—1—2'—3 меньше площади 4—1—2''—3, то работа

компрессора при изотермическом сжатии меньше, чем при адиабатическом.

В действительных компрессорах отвод тепла осуществляется путем охлаждения цилиндра проточной водой или воздухом, а сжатие практически происходит по политропе с показателем $n < \kappa$. В этом случае (процесс сжатия 1—2) работа компрессора меньше, чем при адиабатическом процессе сжатия, что указывает на выгоду охлаждения цилиндра.

При $n > \kappa$ (процесс сжатия 1—2'') работа компрессора больше, чем при адиабатическом процессе сжатия. Такой процесс возможен при подводе тепла к газу в процессе сжатия (например, вследствие трения).

§ 8. ПЕРВЫЙ И ВТОРОЙ ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики. Тепло может превращаться в работу, а работа — в тепло по определенным эквивалентам:

$$Q = L, \text{ или } Q = AL, \quad (4)$$

где Q — количество тепла, дж (ккал);

L — механическая работа, дж (кгм);

$A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент работы, ккал/кгм.

Первый закон термодинамики — частный случай закона сохранения и превращения энергии — выражает количественное соотношение между теплотой и работой при их взаимных превращениях: каждая килокалория, превращаясь в работу, дает 427 кгм, а каждый килограмметр при переходе в тепло дает $\frac{1}{427}$ ккал. При измерении теплоты и работы в джоулях 1 дж работы дает 1 дж тепла.

Первый закон термодинамики выражается уравнением

$$q = u_1 - u_2 + l, \quad (4a)$$

где q — количество тепла, подведенного к телу в процессе изменения его состояния, дж;

u_1 — внутренняя энергия тела в начале процесса, дж;

u_2 — внутренняя энергия тела в конце процесса, дж;

l — внешняя работа, совершенная телом, дж.

Внешняя работа, совершаемая телом, состоит в преодолении внешнего давления на его поверхность:

$$l = p v,$$

где p — давление тела, н/м²;

v — удельный объем тела, м³/кг.

Подставив в выражение (4) значение l , получим

$$q = u_1 - u_2 + p v.$$

Второй закон термодинамики. Теплота не может переходить от холодного тела к теплому телу сама собой (формулировка немецкого ученого Клаузиуса в 1850 г.).

Если погрузить какое-либо холодное тело в горячую воду, то вода будет охлаждаться, а тело — нагреваться, т. е. вода будет отдавать свое тепло более холодному телу. С точки зрения молекулярной теории это объясняется так: средняя скорость движения молекул в горячем теле выше, чем в холодном теле, и 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 движения молекул обоих тел и их температуры не сравняются. Таким образом, передача тепла от теплого тела к более холодному происходит без затраты какой-либо энергии. Обратный процесс, т. е. передача тепла от холодного тела к теплому, самопроизвольно не осуществляется. Однако при затрате некоторой работы он может быть выполнен. Поэтому второй закон термодинамики сформулируется так: чтобы передать тепло от холодного тела к теплому, необходимо затратить некоторую работу.

Второй закон термодинамики может быть выражен уравнением

$$Q_k = Q_0 + L, \quad (5)$$

где Q_k — количество тепла, переданное теплому телу, дж;

Q_0 — количество тепла, отнятое от холодного тела, дж;

L — работа, затраченная на передачу тепла, дж.

Машины, которые отбирают тепло от холодного тела и передают его теплому, называются *холодильными машинами*.

Таким образом, второй закон термодинамики является основой для получения искусственного холода.

§ 9. ДИАГРАММЫ $s-T$ и $i-lg p$

Тепловые диаграммы применяются для определения параметров тела при расчетах циклов холодильных машин.

Наиболее распространенными являются диаграммы: энтропия — температура ($s-T$) и энтальпия — давление ($i-lg p$) (рис. 6).

Диаграмма $s-T$. В диаграмме $s-T$ по оси абсцисс откладывают энтропию s и проводят вертикальные линии постоянных энтропий — 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 1.

Левая пограничная кривая отделяет от области влажного пара область переохлажденной жидкости 2, а правая — область пере-

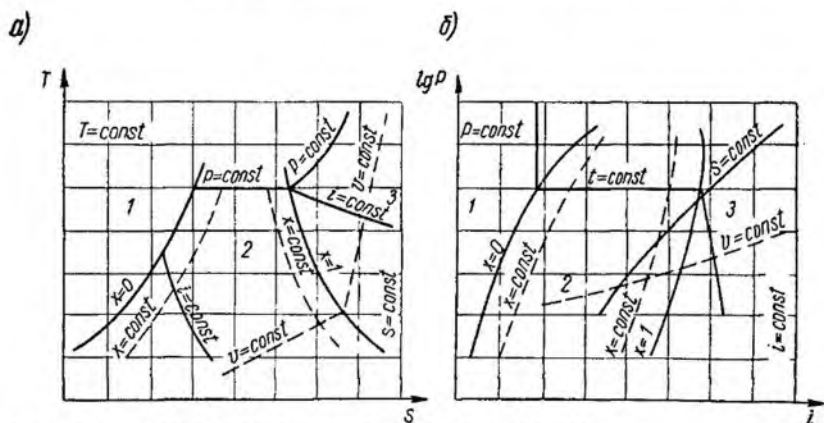


Рис. 6. Диаграммы состояния холодильного агента:

a — диаграмма $s-T$ — энтропия—температура; *б* — диаграмма $i-lgp$ — энтальпия — давление; 1 — область переохлажденной жидкости; 2 — область влажного пара; 3 — область перегретого пара

гретого пара 3. На диаграмме нанесены линии постоянных паросодержаний x , линии постоянных давлений p — изобары, линии постоянных удельных 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. 6, *a*.

В диаграмме $s-T$ подведенное и отведенное тепло, затраченная и полученная работа, энтальпия холодильного агента изображаются площадями. На рис. 7 для примера показано тепло, подведенное к телу в изотермическом процессе 1—2, равное площади 1—2—*a*—*b*, тепло, отведенное в изобарическом процессе 3—4, равное площади 3—4—*d*—*c*.

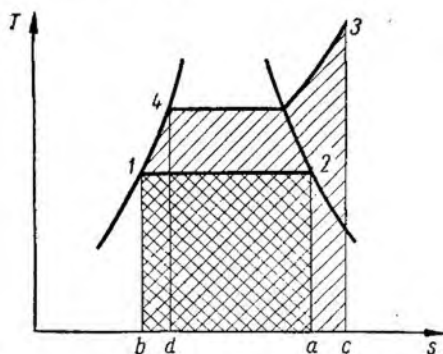


Рис. 7. Количество тепла в диаграмме $s-T$

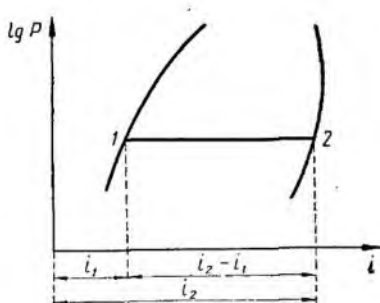


Рис. 8. Количество тепла в диаграмме $i-lgp$

Диаграмма i — $lg p$. Сетку диаграммы составляют горизонтальные линии — изобары и вертикальные линии — изоэнтальпы. Для более отчетливого изображения тепловых процессов обычно по оси ординат применяют логарифмический масштаб ($lg p$). На диаграмме нанесены линии постоянных t , s , x и v . Преимуществом диаграммы i — $lg p$ является то, что тепло и работа в этой диаграмме изображаются не площадями, а отрезками по оси абсцисс. Так, тепло, подведенное в изотермическом процессе 1—2, равно разности энтальпий $i_2 - i_1$ или отрезку 1—2 (рис. 8).

Пример. Определить параметры точек 1, 2 и количество тепла, подведенного к 20 кг аммиака в процессе его испарения при температуре -20° (рис. 7 и 8).

Параметры точек определяем по данным приложения 1 или по диаграммам: s — T (приложение 5).

Полученные параметры точек сводим в таблицу.

Параметры Номер точки	Температура (t), °С	Давление (p)		Удельный объем (v), м ³ /кг	Энтальпия (i)		Энтропия (s)		Паросодержание (x)
		атм	кн/м ²		ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг·°К	кдж/кг·град	
1	-20	1,9	187	$1,5 \cdot 10^{-3}$	78,2	328	0,917	3,85	0
2	-20	1,9	187	0,62	396	1660	2,17	9,55	1

Количество тепла, подведенного к 1 кг NH_3 :

$$q = i_2 - i_1 = 1660 - 328 = 1332 \text{ кдж/кг.}$$

Количество тепла, подведенного к 20 кг NH_3 :

$$Q = 20q = 20 \cdot 1332 = 26\,640 \text{ кдж.}$$

Параметры точек, лежащих на пограничных кривых, можно находить по таблице сухих насыщенных паров (приложение 1). Для этого нужно знать только один параметр: температуру или давление. Например, для насыщенного пара аммиака с $t = -10^\circ$ по таблице находим:

$$p = 2,96 \text{ атм} = 290 \text{ кн/м}^2; v = 0,4185 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$i = 398,97 \text{ ккал/кг} = 1665 \text{ кдж/кг};$$

$$s = 2,137 \text{ ккал/кг·град К} = 8,84 \text{ кдж/кг·град К.}$$

§ 10. ОБРАТНЫЙ ЦИКЛ КАРНО

В соответствии со вторым законом термодинамики непрерывное искусственное охлаждение не может происходить без затраты энергии. Совокупность процессов, которые при этом осуществляет

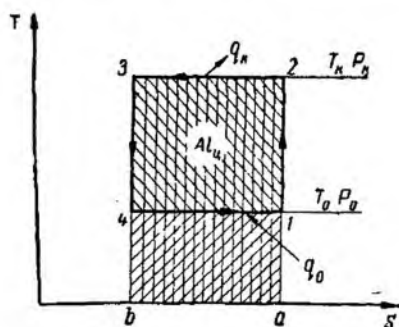


Рис. 9. Обратный цикл Карно

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 передается окружающей среде (воде или воздуху), называется холодильным циклом.

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

На рис. 9 изображен цикл Карно в диаграмме s — T . 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 T_k окружающей среды или 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 . Для того 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: $l_{ц} = l_{к} - l_{расш}$.

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

$$q_0 + l_{ц} = q_k. \quad (6)$$

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 ε . *Холодильным коэффициентом* называется отношение количества тепла, отведенного от охлаждаемого источника, к затраченной работе:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{ц}}. \quad (7)$$

Из равенства (6)

$$l_{ц} = q_k - q_0.$$

Следовательно,

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_k - q_0} = \frac{T_0 (s_1 - s_4)}{T_k (s_1 - s_4) - T_0 (s_1 - s_4)} = \frac{T_0}{T_k - T_0}. \quad (8)$$

Выражение (8) 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 (7), 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 .

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

Весовая и объемная холодопроизводительность холодильного агента. Тепло, подведенное к холодильному агенту от источника низкой температуры за один час, называется *холодопроизводительностью*

$$Q_0 \text{ вт (ккал/ч)}.$$

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента, или количество тепла, необходимого для испарения 1 кг холодильного агента, называется *весовой холодопроизводительностью* —

$$q_0 \text{ кдж/кг (ккал/кг)}.$$

становки в формулу (10) вместо $l_{ц}$ разности $q_k - q_0$

$$\mu = \frac{q_k}{q_k - q_0} = \frac{T_k (s_a - s_b)}{T_k (s_a - s_b) - T_0 (s_a - s_b)} = \frac{T_k}{T_k - T_0}. \quad (11)$$

Выражение (11) показывает, что чем выше температура нагреваемого тела T_k и ниже температура окружающей среды T_0 , тем меньше коэффициент преобразования, следовательно, больше работы затрачивается на получение единицы тепла. Из выражения (6) путем деления обеих частей равенства на $l_{ц}$ получим:

$$\mu = \varepsilon + 1. \quad (12)$$

Комбинированный цикл. Осуществляя обратный цикл, можно одновременно получить холод и тепло. Такой цикл называется обратным комбинированным, или теплофикационным (рис. 10). Он состоит из двух циклов: холодильного $1-2-3-4$ и теплового насоса $2-5-6-3$. Обратный комбинированный цикл эффективнее двух отдельных циклов, так как в нем используется тепло на обоих температурных уровнях.

В обратном комбинированном цикле Карно в процессе $4-1$ при температуре T_0 получается q_0 кдж холода, равное площади $4-1-a-b$, а в процессе $5-6$ при температуре T_k получается q_k кдж тепла, равное площади $5-6-b-a$. На совершение цикла затрачивается работа $l_{ц}$, измеряемая площадью $1-5-6-4$.

В этих площадях основание $a-b$ одинаково и, следовательно, площади пропорциональны своим высотам.

Из рис. 10 очевидно соотношение количества тепла, отдаваемого в теплонасосном цикле, и тепла, получаемого в холодильном цикле:

$$\frac{q_k}{q_0} = \frac{a-5-6-b}{a-1-4-a} = \frac{T_k}{T_0}.$$

§ 12. ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

Холодильные агенты — это рабочие вещества, с помощью которых происходит обратный термодинамический процесс в холодильных машинах.

Требования, предъявляемые к холодильным агентам, делятся на четыре группы: термодинамические, физико-химические, физиологические и экономические.

1. Термодинамические требования

1. Объемная холодопроизводительность (q_v) холодильного агента должна быть большой, так как при больших значениях q_v значительно уменьшаются размеры и вес компрессора вследствие малых объемов циркулирующего холодильного агента. Но это требование при выборе холодильного агента не является решающим, так как с увеличением q_v растет разность давлений в холодильной машине, что также весьма нежелательно. Иногда применение холодильных агентов с высокими значениями q_v ограничивается конструктивными соображениями (затруднения с изготовлением больших лопаток в турбокомпрессорах).

2. Давление холодильного агента в конце сжатия не должно быть слишком высоким, так как высокие давления приводят к усложнению и утяжелению конструкции машины, делают ее небезопасной.

3. Давление кипения холодильного агента желательно иметь выше атмосферного, так как при вакууме возможно засасывание в систему воздуха, который отрицательно влияет на работу холодильной машины.

4. Степень сжатия $\frac{p_k}{p_0}$ должна быть небольшой, так как

малые значения $\frac{p_k}{p_0}$ уменьшают затрачиваемую работу, увеличивают объемные и энергетические коэффициенты компрессора.

5. Теплота парообразования должна быть высокой, так как чем выше теплота парообразования, тем меньшее количество холодильного агента должно циркулировать для создания необходимой холодопроизводительности.

6. Температура затвердевания холодильного агента должна быть низкой, а критическая температура должна быть высокой, так как первая ограничивает возможность достижения низких температур, а при пониженных значениях второй уменьшается холодильный коэффициент.

7. Удельный вес и вязкость холодильного агента должны быть небольшими для сокращения гидравлических потерь в трубопроводах и клапанах. Кроме того, с понижением вязкости увеличиваются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, что уменьшает расход металла на теплообменные аппараты.

2. Физико-химические требования

1. Желательно, чтобы холодильные агенты растворялись в воде во избежание образования ледяных пробок и нарушения работы системы. Кроме того, свободная вода способствует коррозии металла.

2. Важным свойством холодильных агентов является их растворимость в масле. Если холодильный агент не растворяется в масле, то масло легко отделяется от холодильного агента, температура кипения постоянна и не зависит от количества масла в системе, но на стенках теплопередающих аппаратов образуется масляная пленка, ухудшающая теплопередачу, что является недостатком таких холодильных агентов. Если холодильный агент растворяется в масле, то слой масла с теплопередающих поверхностей смывается почти полностью; это улучшает теплопередачу. Однако возникают трудности при удалении масла из испарителя. Накапливающееся в испарителе масло повышает температуру кипения и может значительно ухудшить работу машины.

3. Холодильные агенты должны быть нейтральными к металлам (даже в присутствии влаги) и прокладочным материалам.

4. Они должны быть негорючими и невзрывоопасными.

5. Холодильные агенты должны обладать запахом, цветом или другими свойствами, позволяющими легко обнаружить утечку.

3. Физиологические требования

Холодильные агенты не должны быть ядовитыми, не должны вызывать удушья и раздражения слизистых оболочек глаз, носа и дыхательных путей человека.

4. Экономические требования

Холодильные агенты должны быть дешевыми.

Многообразие требований, предъявляемых к холодильным агентам, приводит к тому, что найти универсальное вещество, отвечающее всем требованиям, невозможно, поэтому выбор холодильного агента в разных случаях решается особо, с учетом назначения, условий работы и конструктивных особенностей холодильной машины.

5. Характеристика холодильных агентов

Одним из первых холодильных агентов паровых холодильных машин была вода. В настоящее время она применяется в пароводяных эжекторных и бромисто-литиевых абсорбционных холодильных машинах. Затем стали применять аммиак (1874 г.), сернистый ангидрид (1874 г.), хлористый метил (1878 г.), углекислоту (1881 г.). Наиболее распространенным из этих веществ является аммиак. Углекислоту применяют лишь в качестве исходного продукта для получения сухого льда, а сернистый ангидрид и хлористый метил почти совсем не используются. С 1930 г. стали применяться новые холодильные агенты — фреоны, являющиеся фтористыми, хлористыми производными насыщенных углеводородов. Ряд насыщенных углеводородов характеризуется химической формулой C_mH_n . Этот ряд способен образовывать фторхлорзамещающие соединения. Приняты сокращенные обозначения фреонов: у производных без атома водорода записывают вначале для метанового ряда цифру 1, этанового — 11, пропанового — 21, бутанового — 31, а затем цифру, выражающую число атомов фтора. При наличии атомов водорода у производных метана прибавляют к первой цифре, а у других производных ко второй цифре число атомов водорода. Например:

CH_4 — метан	C_2H_6 — этан
$CFCl_3$ — ф - 11	$C_2F_3Cl_3$ — ф - 113
CF_2Cl_2 — ф - 12	$C_2F_4Cl_2$ — ф - 114
C_2HF_2Cl — ф - 22	$C_2H_3F_3$ — ф - 143

Наиболее распространены фреон-11, фреон-12, фреон-13, фреон-14, фреон-22, фреон-113, фреон-142.

Физические свойства фреонов изменяются с изменением числа атомов фтора, хлора и водорода.

С возрастанием числа атомов фтора уменьшается токсичность, реакционная способность к металлам и уплотняющим материалам, снижается растворимость в смазочных маслах и воде, увеличивается химическая стабильность.

С уменьшением числа атомов водорода воспламеняемость резко снижается; фреоны без атомов водорода не горючи и в смеси с воздухом не воспламеняются. С увеличением числа атомов хлора повышается нормальная температура кипения фреонов.

Аммиак (NH_3). Газ без цвета, с резким, удушливым запахом, вредный для организма человека. Допустимая концентрация аммиака в воздухе — $0,02 \text{ мг/л}$. При больших концентрациях он вызывает сильное раздражение слизистой оболочки глаз и дыхательных путей, а пребывание человека в течение 60 мин в помещении с концентрацией аммиака $0,5\text{--}1\%$ приводит к смертельному исходу.

В соединении с воздухом при концентрации от 16 до 25% по объему аммиак взрывоопасен. Пары аммиака легче воздуха. На черные металлы, алюминий и фосфористую бронзу он не действует, но в присутствии влаги разрушает другие цветные металлы: цинк, бронзу, медь и ее сплавы. Хорошо растворяется в воде. В аммиаке допускается содержание влаги $0,2\%$. В масле он растворяется очень мало, например: при $p = 980 \text{ кн/м}^2$, $t = 100^\circ\text{C}$ в масле растворяется $0,72\%$ аммиака.

По термодинамическим свойствам аммиак является одним из лучших холодильных агентов. Давление в конденсаторе при обычных условиях не выше 1175 кн/м^2 и только при очень высокой температуре воды достигает 1470 кн/м^2 . Нормальная температура кипения (при атмосферном давлении) — $33,4^\circ\text{C}$, критическая температура — $132,4^\circ\text{C}$, температура замерзания — $77,7^\circ\text{C}$. Объемная холодопроизводительность (q_v) достаточно высокая.

Аммиак применяется главным образом в поршневых холодильных машинах при $t_k \leq 40^\circ\text{C}$ и $t_0 \geq -60^\circ\text{C}$. Он также используется в турбо- и ротационно-поджимающих компрессорах, в абсорбционных холодильных машинах с водой в качестве растворителя.

Фреон-11 (монофтортрихлорметан CFCl_3). Холодильный агент в $4,74$ раза легче воздуха, безвредный для организма человека. В воде не растворяется, поэтому содержание влаги в нем не должно превышать $0,0025\%$. Неограниченно растворяется в минеральном масле. Как и все фреоны, обезвоженный фреон инертен ко всем металлам, за исключением сплавов, содержащих более 2% Mg. Не взрывоопасен. Нормальная температура кипения — $23,7^\circ\text{C}$, критическая температура — 198°C , температура замерзания — 111°C . Применяется в трехколесных турбокомпрессорных агрегатах для температур кипения до -20°C .

Фреон-12 (дифтордихлорметан CF_2Cl_2). Бесцветный газ со слабым специфическим запахом, не ощутимым при концентрациях менее 20% , в $4,18$ раза тяжелее воздуха. Ф-12 один из наиболее безопасных холодильных агентов, только при содержании его в воздухе более 30% по объему наступает удушье из-за недостатка кисло-

рода. Совершенно невзрывоопасен, но при температурах выше 400°C при открытом пламени разлагается с образованием хлористого водорода, фтористого водорода и следов отравляющего вещества фосгена, поэтому курить и работать с открытым пламенем в помещении, где имеются фреоновые установки, категорически запрещается.

Фреон-12 неограниченно растворяется в масле, причем растворимость его увеличивается с повышением давления и снижением температуры.

В воде Ф-12 практически не растворяется. Содержание влаги в Ф-12 промышленного назначения не должно превышать $0,0025\%$ по весу, а в Ф-12 для домашних холодильников — не более $0,0006\%$.

Обезвоженный Ф-12 нейтрален ко всем металлам. Ф-12 является хорошим растворителем многих органических веществ. Обычная резина не пригодна для изготовления прокладок, применяются специальная маслобензостойкая резина — севанит или паронит — материал, изготовленный из асбеста, каучука и наполнителей.

Фреон-12 может проникать через малейшие неплотности в системе и даже через поры обычного чугуна, поэтому во фреоновых компрессорах применяют отливки только из плотного мелкозернистого чугуна. Нормальная температура кипения Ф-12 $-29,8^{\circ}\text{C}$, критическая температура $+112^{\circ}\text{C}$, температура замерзания -155°C . Объемная холодопроизводительность ниже, чем у аммиака, поэтому размеры фреоновых поршневых компрессоров больше аммиачных при одинаковой холодопроизводительности. Ф-12 применяется в поршневых машинах любой холодопроизводительности при температурах конденсации до $+60^{\circ}\text{C}$, а также в турбокомпрессорах и ротационных компрессорах.

Фреон-22 (дифтормонохлорметан CHF_2Cl). Этот холодильный агент более ядовит, чем Ф-12, но не взрывоопасен. Ф-22 неограниченно растворяется в масле только при высоких температурах (в конденсаторе), а при низких температурах он имеет ограниченную растворимость, в результате чего при кипении в верхней части испарителя образуется слой, богатый маслом. Он легко проникает через неплотности, нейтрален к металлам, в воде растворяется слабо, содержание влаги в нем не должно превышать $0,0025\%$. Нормальная температура кипения $-40,8^{\circ}\text{C}$, критическая $+96^{\circ}\text{C}$, температура замерзания -160°C .

Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации фреона-22 на $25-30\%$ выше, чем фреона-12. Объемная холодопроизводительность Ф-22 почти на 60% выше, чем у Ф-12. Благодаря сочетанию безопасности и безвредности с высокими термодинамическими свойствами Ф-22 широко применяется в качестве холодильного агента.

Фреон-13. Холодильный агент используется для нижней части каскадных холодильных установок с температурой кипения до -110°C .

Физические свойства холодильных агентов

Холодильный агент	Химическая формула	Молекулярный вес	Нормальная температура кипения $(t_{кр})^{\circ}\text{C}$	Критическая температура $(t_{кр})^{\circ}\text{C}$	Температура замерзания $(t_{з})^{\circ}\text{C}$	Показатель адiabаты (κ)	Объемная холодопроизводительность (q_v) при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$, $t_k = +30^{\circ}\text{C}$, кгдж/м^3	Относительные размеры компрессоров
Вода	H_2O	18,016	+100,0	+374,15	0	1,33	—	—
Углекислота	CO_2	44,01	-78,52	+31,0	-56,6	1,3	7750	1
Аммиак	NH_3	17,031	-33,35	+132,4	-77,7	1,3	2166	3,58
Сернистый ангидрид	SO_2	64,06	-10,01	+157,2	-75,2	1,26	820	9,5
Хлорметил	CH_3Cl	50,49	-23,74	+143,1	-97,6	1,2	1200	6,45
Фреон-11	CFCl_3	137,39	23,7	+198,0	-111,0	1,13	203	38,55
Фреон-12	CF_2Cl_2	120,92	-29,8	+112,04	-155,0	1,14	1275	6,07
Фреон-22	CHF_2Cl	86,48	-40,8	+96,0	-160,0	1,16	2060	3,75
Фреон-115	$\text{CF}_2\text{Cl}-\text{CF}_3$	154,48	-38,0	+80,0	-106,0	1,09	—	—
Фреон-142	$\text{C}_2\text{H}_5\text{F}_2\text{Cl}$	100,48	-9,21	+137,1	-130,8	1,135	665	11,7
Перфторбутан	C_4F_{10}	238,04	-1,72	+113,3	—	—	830	9,42
Фреон-113	CF_3-CCl_3	187,39	+47,68	+214,1	-36,6	1,09	73,7	105

Фреон-14. Этот агент применяется в нижней части каскадного цикла с температурой кипения до -140°C .

Фреон-113 (CF_3-CCl_2) и бромированный фреон Ф-12 (CF_2BrCl). Холодильный агент рекомендуется применять в турбокомпрессорах.

В табл. 2 приведены физические свойства некоторых холодильных агентов.

В настоящее время начинают применяться различные смеси холодильных агентов, например смесь фреона-12 и фреона-22, фреона-124 и фреона-С318 и др.

§ 13. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

Теплоносители — это жидкости, с помощью которых тепло отводится от охлаждаемых объектов и передается холодильному агенту.

В холодильной технике теплоносители применяют на установках, на которых непосредственное охлаждение с помощью холодильного агента нежелательно (см. гл. XII, § 73).

Теплоносители должны иметь: 1) низкую температуру замерзания; 2) высокую теплоемкость и теплопроводность; 3) малую вязкость и удельный вес; 4) химическую нейтральность по отношению к металлам и прокладочным материалам; 5) безвредность и безопасность; 6) невысокую стоимость.

Самым доступным теплоносителем является вода, но вследствие высокой температуры замерзания ее используют только в установках кондиционирования воздуха при температурах выше 0°C . Для температур ниже 0°C применяют водные растворы солей хлористого натрия NaCl , хлористого кальция CaCl_2 и хлористого магния MgCl_2 .

Физические свойства растворов хлористого натрия и хлористого кальция (рассолов) зависят от концентрации соли в растворе.

На рис. 11 показана зависимость температуры замерзания рассола от концентрации соли.

Левые кривые показывают, что с увеличением концентрации соли температура замерзания понижается. При определенной концентрации, которая называется криогидратной, или эвтектической, раствор имеет самую низкую температуру замерзания и называется эвтектическим (легко плавящимся). Для хлористого натрия самая низкая температура замерзания $-21,2^{\circ}\text{C}$ при концентрации 23,1 кг соли на 100 кг раствора, для хлористого кальция -55°C при концентрации 29,9 кг соли на 100 кг раствора, для хлористого магния $-33,6^{\circ}\text{C}$ при концентрации 20,6 кг соли на 100 кг раствора. Правые кривые показывают, что с увеличением концентрации

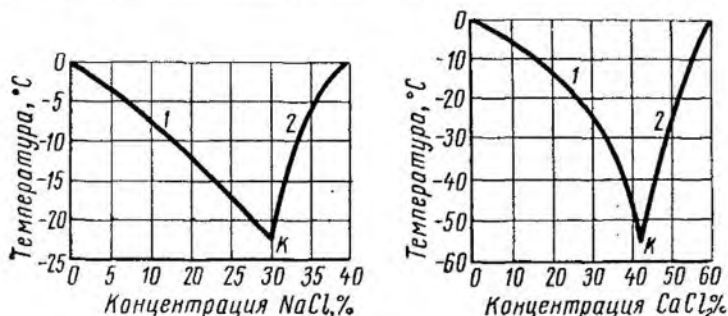


Рис. 11. Диаграмма температур затвердевания растворов:
 К — криогидратная точка; 1 — кривая выделения льда; 2 — кривая выделения соли

выше криогидратной температура замерзания раствора резко повышается.

Концентрация рассола всегда должна соответствовать режиму работы установки и никогда не должна быть больше концентрации криогидратной точки. При увеличении концентрации увеличивается удельный вес и уменьшается теплоемкость, что приводит к увеличению расхода электроэнергии на работу рассольного насоса. Но концентрация рассола и не должна быть низкой для предотвращения замерзания его в испарителе. Поэтому температуру замерзания раствора принимают на $5-8^{\circ}\text{C}$ ниже температуры кипения холодильного агента. Таким образом, хлористый натрий применяют при температурах кипения не ниже $-16-13^{\circ}\text{C}$, а при более низких температурах — хлористый кальций. Концентрацию раствора определяют по приложению 2 и 3 в соответствии с температурами замерзания.

Зная емкость рассольной системы $V_{p.c}$ м³, концентрацию $n\%$ и плотность рассола ρ_p кг/м³, можно определить количество соли, необходимое для разведения рассола.

Общий вес рассола

$$G_p = V_{p.c} \rho_p.$$

Необходимое количество соли:

$$G_c = \frac{G_p n}{100}. \quad (13)$$

Технический хлористый кальций представляет собой отход производства бертолетовой соли и содержит до 2% хлорноватокислых солей, очень агрессивно действующих на сталь.

Коррозирующее действие растворов можно снизить путем поддержания концентрации водородных ионов рН на уровне 7—8,5. При более высоком рН или более низком коррозия ускоряется.

Для поддержания рН рассола на должном уровне применяют свежегашеную известь для кислых рассолов и углекислый газ — для сильнощелочных рассолов.

Кроме этого, применяют пассиваторы — вещества, образующие на поверхностях защитную пленку и замедляющие коррозию металла. В качестве пассиваторов применяют бихромат натрия $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$. На 1 м^3 рассола CaCl_2 расходуется $1,6 \text{ кг}$ $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ и $0,43 \text{ кг}$ NaOH , а для рассола NaCl — соответственно $3,2$ и $0,86 \text{ кг}$. Для борьбы с коррозией применяют цинковую пыль. В рассол нужно добавлять ее малыми порциями до 960 г/м^3 .

Для температур ниже -50°C используют органические вещества: водный раствор этиленгликоля ($\text{HOCH}_2\text{CH}_2\text{OH}$) с температурой замерзания около -72°C , фреон-30 с температурой замерзания $-96,7^\circ\text{C}$ и фреон-11 с температурой замерзания -111°C (см. § 12). Этиленгликоль — жидкость без цвета и запаха с нормальной температурой кипения $197,2^\circ\text{C}$. Для снижения коррозирующего действия этиленгликоля в раствор добавляют триэтаноламинфосфат.

Фреон-30 (дихлорметан CH_2Cl_2) представляет собой бесцветную жидкость со слабым запахом ацетона, почти не растворяет воду, практически не действует на металлы, за исключением бронзы и латуни, в минеральных маслах растворяется в любых количествах.

По физиологическому воздействию фреон-30 относится к четвертой группе и стоит между фреоном-11 и хлорметилом. Опасность отравления фреоном-30 может возникнуть при его застаивании в низких местах вследствие высокой плотности этого вещества ($2,74$) по отношению к воздуху. При содержании в воздухе $5,1 \div 5,3\%$ по объему Ф-30 удушье наступает через $0,5 \text{ ч}$. Температура кипения фреона-30 при атмосферном давлении $+40^\circ\text{C}$. Коэффициенты теплоотдачи при протекании Ф-30 с температурой -40°C примерно в 3 раза выше по сравнению с хлористым кальцием. Вследствие низкой температуры замерзания и малой вязкости фреон-30 часто используют в качестве низкотемпературного теплоносителя. Недостатком его является небольшая теплоемкость, а также горючесть.

Фреон-11 используют в качестве теплоносителя для температур от -90 до -101°C .

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ, РАБОТАЮЩИЕ С ЗАТРАТОЙ ВНЕШНЕЙ РАБОТЫ

§ 14. ВОЗДУШНАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА

Воздушную холодильную машину изобрел в 1845 г. американец Гарри, использовавший охлаждающий эффект расширения сжатого воздуха. Принцип действия воздушной холодильной машины показан на рис. 12, а.

Холодный воздух состояния 4 при атмосферном давлении p_0 и температуре T_4 поступает в охлаждаемое помещение, где охлаждает окружающие предметы, отнимая от них тепло q_0 и нагреваясь до T_1 (точка 1). Затем воздух адиабатически сжимается компрессором от давления p_0 до давления p_k , причем его температура повышается до T_2 (точка 2). Из компрессора сжатый воздух нагнетается в холодильник, где охлаждается водой до температуры T_3 (точка 3), после чего адиабатически расширяется в расширительном цилиндре до давления p_0 (точка 4). В процессе расширения температура воздуха понижается до T_4 и воздух вновь поступает в охлаждаемое помещение. В диаграмме $V-p$ (рис. 12, б) линия $a-1$ характеризует процесс всасывания воздуха в компрессор, линия $1-2$ — процесс сжатия, линия $2-b$ — процесс нагнетания из компрессора, линия $b-3$ — вход воздуха в расширительный цилиндр, линия $3-4$ — адиабатическое расширение, линия $4-a$ — выход воздуха из расширительного цилиндра.

Работа, затраченная в компрессоре ($l_{\text{ком}}$), равна площади $a-1-2-b$.

Работа, полученная в расширительном цилиндре ($l_{\text{расш}}$), равна площади $b-3-4-a$.

Разность работ компрессора и расширительного цилиндра представляет собой работу, затраченную на совершение цикла:

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{ком}} - l_{\text{расш}} \quad (14)$$

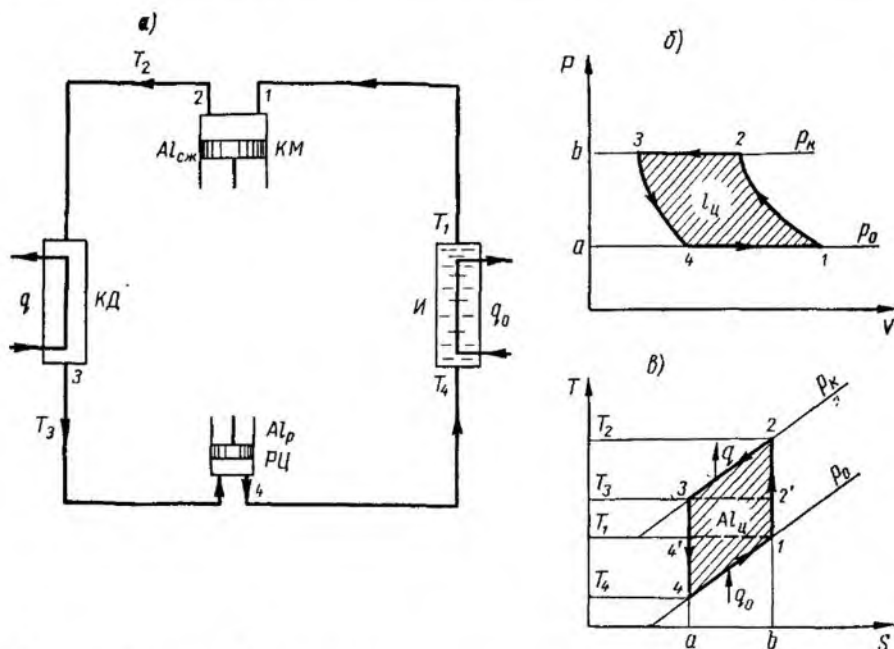


Рис. 12. Воздушная холодильная машина:

а — схема, теоретический цикл; б — в диаграмме $p-v$; в — в диаграмме $s-T$

В диаграмме $s-T$ (рис. 12, в) указаны следующие процессы: 4—1 — подвод тепла к воздуху; 1—2 — сжатие воздуха в компрессоре; 2—3 — отвод тепла от воздуха в холодильнике; 3—4 — расширение воздуха в расширительном цилиндре.

Тепло, подведенное к 1 кг воздуха (q_0), равно площади 4—1—b—a, или $q_0 = i_1 - i_4$, а так как 4—1 — изобарический процесс, то $i_1 = c_p T_1$, $i_4 = c_p T_4$, отсюда $q_0 = c_p(T_1 - T_4)$. Тепло, отведенное от 1 кг воздуха (q), равно площади 2—3—a—b, или $q = i_2 - i_3 = c_p(T_2 - T_3)$.

Работа, затраченная на сжатие ($Al_{сж}$), равна $i_2 - i_1$, или

$$l_{сж} = c_p(T_2 - T_1). \quad (15)$$

Работа, полученная при расширении, равна $i_3 - i_4$, или

$$l_{расш} = c_p(T_3 - T_4). \quad (15a)$$

Работа цикла равна площади 1—2—3—4, $l_{ц} = q - q_0$. Холодильный коэффициент цикла воздушной холодильной машины

$$\epsilon = \frac{q_0}{Al_{ц}} = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2 - T_3) - c_p(T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1}. \quad (16)$$

Так как степень сжатия в компрессоре и расширения в цилиндре одинакова, то из уравнения адиабаты можно написать:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}.$$

Тогда окончательное выражение для холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной машины будет:

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}. \quad (16a)$$

Температура T_3 задается температурой охлаждающей воды, а T_1 — температурой охлаждаемого помещения.

Цикл Карно в пределах этих двух температур (1—2'—3—4' на рис. 12, в) имел бы холодильный коэффициент

$$\varepsilon_c = \frac{T_1}{T_3 - T_1}.$$

Нетрудно заметить, что $\varepsilon_c > \varepsilon$, так как $T_3 - T_1 < T_2 - T_1$, и, следовательно, в одинаковых условиях цикл Карно термодинамически значительно выгоднее цикла воздушной холодильной машины.

В действительном цикле экономичность воздушной машины снижается еще более значительно по сравнению с теоретическим циклом, чем в паровой холодильной машине. Недостаточная экономичность приводит к увеличенному расходу электроэнергии в воздушной холодильной машине.

Достоинствами воздушной холодильной машины являются безвредность и доступность холодильного агента (воздуха), а также компактность и небольшой вес, особенно при применении быстроходных турбокомпрессоров и турбодетандеров (расширителей).

§ 15. ПАРОВАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ ЦИЛИНДРОМ

Обратный цикл Карно можно осуществить в паровой холодильной машине с расширительным цилиндром. На рис. 13, а изображена принципиальная схема такой холодильной машины. Холодильным агентом является не газ, а легко кипящая жидкость. Кипение жидкости происходит в испарителе, установленном в охлаждаемом помещении. Холодильный агент с температурой кипения t_0 и давлением кипения P_0 поступает в испаритель, где, отнимая от окружающей среды тепло q_0 , кипит при постоянных t_0 и p_0 . Образующийся пар отсасывается компрессором, который предназначен для отсасывания пара из испарителя с целью поддержать в нем постоянное низкое давление, обеспечивающее низкую температуру ки.

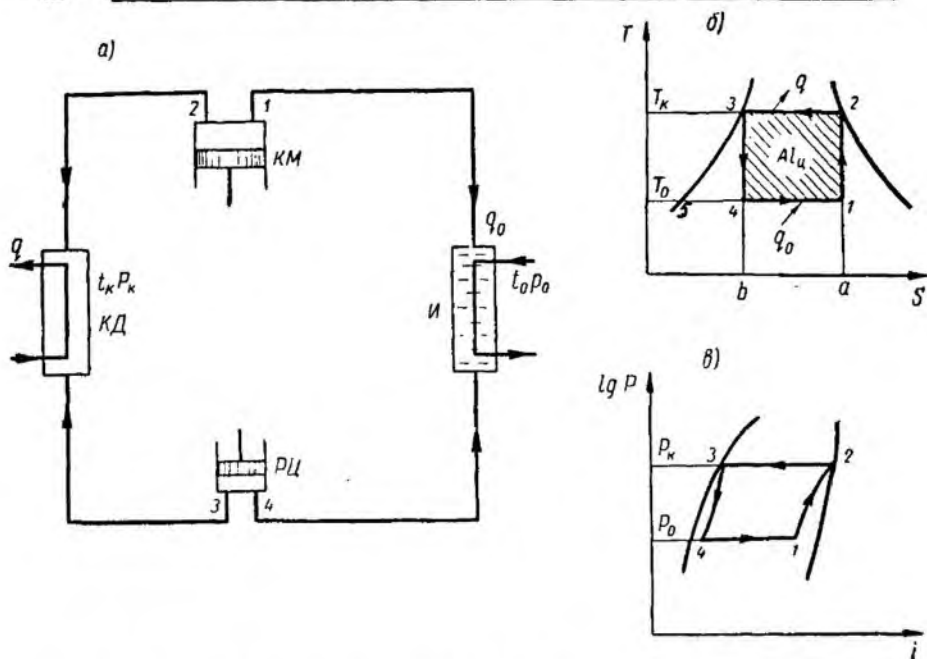


Рис. 13. Паровая холодильная машина с расширительным цилиндром:
 а — схема, теоретический цикл; б — в диаграмме $s-T$; в — в диаграмме $i-\lg p$

нения, и для сжатия пара до такого давления, при котором он превращается в жидкость при охлаждении окружающей средой.

Из компрессора сжатый адиабатически пар с давлением p_k и температурой t_k нагнетается в конденсатор, где конденсируется, отдавая тепло q_k окружающей среде при постоянных p_k и t_k . Из конденсатора жидкий холодильный агент поступает в расширительный цилиндр и расширяется в нем адиабатически до давления кипения p_0 , после чего холодильный агент способен снова кипеть в испарителе при низкой температуре и отнимать тепло от охлаждаемой среды. Теоретический процесс паровой холодильной машины, имитирующий цикл Карно (рис. 13, б и в), должен протекать в области влажного пара — между пограничными кривыми, так как только в области влажного пара изобары совпадают с изотермами. Обратный цикл Карно $1-2-3-4$ характеризуется двумя изотермами ($4-1$ — в испарителе, $2-3$ — в конденсаторе) и двумя адиабатами ($1-2$ — в компрессоре, $3-4$ — в расширительном цилиндре). При этом холодопроизводительность 1 кг холодильного агента определяется площадью $4-1-a-b$, количество тепла q_k , отведенное от холодильного агента в конденсаторе, — площадью $-3-b-a$, работа компрессора $l_{сж}$ — площадью $1-2-3-5$, работа

расширительного цилиндра $l_{\text{расш}}$ — площадью 3—4—5, работа цикла $l_{\text{ц}}$, равная разности $l_{\text{ком}} - l_{\text{расш}}$, — площадью 1—2—3—4. Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_0}{Al_{\text{ц}}} = \frac{\text{пл. 4-1-a-b}}{\text{пл. 1-2-3-4}} = \frac{T_0 (s_1 - s_4)}{(T_k - T_0) (s_1 - s_4)} = \frac{T_0}{T_k - T_0}, \quad (17)$$

т. е. равен холодильному коэффициенту обратного цикла Карно.

§ 16. ПРАКТИЧЕСКИЕ ИЗМЕНЕНИЯ, ВНОСИМЫЕ В ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рабочий процесс паровой холодильной компрессорной машины, осуществляемый в действительности, отличается от цикла Карно следующими практическими изменениями.

1. Замена расширительного цилиндра регулирующим вентилем

Вследствие малого удельного объема поступающего в расширительный цилиндр жидкого аммиака, размеры расширительного цилиндра малы, что затрудняет его конструирование. Кроме того, работа $l_{\text{расш}}$, получаемая при адиабатическом расширении жидкости для распространенных холодильных агентов, очень мала, а механические потери в расширительном цилиндре поглощают значительную часть этой работы. Поэтому расширительный цилиндр в паровых холодильных машинах никогда не применяют, а заменяют его регулирующим вентилем. Регулирующий вентиль прост по устройству и позволяет легко регулировать работу холодильной машины в различных условиях ее эксплуатации. При замене расширительного цилиндра регулирующим вентилем процесс адиабатического расши-

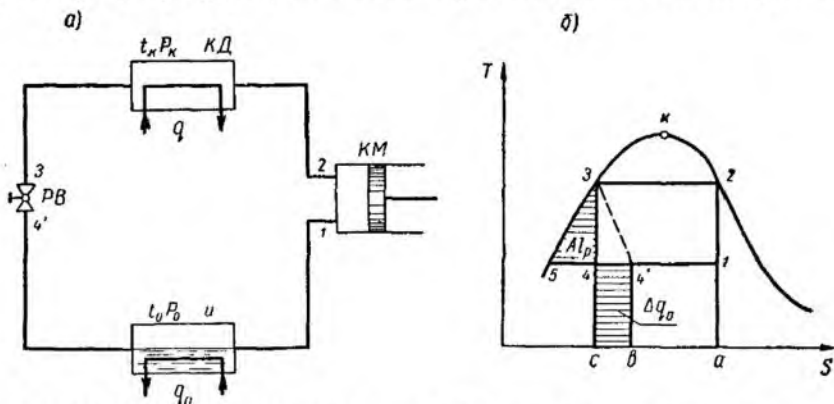


Рис. 14. Паровая холодильная машина с регулирующим вентилем: а — схема; б — теоретический цикл в диаграмме $s-T$

рения 3—4 заменяется необратимым процессом дросселирования 3—4' (рис. 14, а и б). Процесс дросселирования приводит к потерям: 1) теряется полезная работа расширения $l_{расш}$, что увеличивает работу цикла $l_{ц} = l_{ком} = l$; 2) уменьшается холодопроизводительность вследствие того, что при проходе через регулирующий вентиль работа сил трения превращается в тепло, вызывая дополнительное испарение холодильного агента (отрезок 4—4'). Вследствие этого уменьшается холодопроизводительность $l_{кз}$ холодильного агента на $\Delta q_0 = i_{4'} - i_4 = \text{пл. } 4-4'-b-c$. Работа расширительного цилиндра $l_{расш} = i_3 - i_4 = \text{пл. } 3-4-5$. Так как процесс дросселирования изохорный, то $i_3 = i_{4'}$, а $l_{расш} = i_{4'} - i_4 = \Delta q_0$. Следовательно, площадь 3—4—5 равновелика площади 4—4'—b—c. Обозначив работу и холодопроизводительность в цикле Карно l_c и q_{0c} , можно написать выражение холодильного коэффициента в цикле с регулирующим вентилем в следующем виде:

$$\epsilon_{РВ} = \frac{q_{0c} - \Delta q_0}{l_c + l_{расш}} \quad (18)$$

Так как числитель выражения (18) уменьшается, а знаменатель увеличивается по сравнению с соответствующими величинами для цикла Карно, то $\epsilon_{РВ} < \epsilon_c$.

Охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем

Охлаждение жидкости ниже температуры конденсации перед регулирующим вентилем является вторым практическим изменением, вносимым в обратный цикл Карно. Этот процесс условно называется *переохлаждением жидкости* и достигается применением более холодной воды в специальных аппаратах — переохладителях.

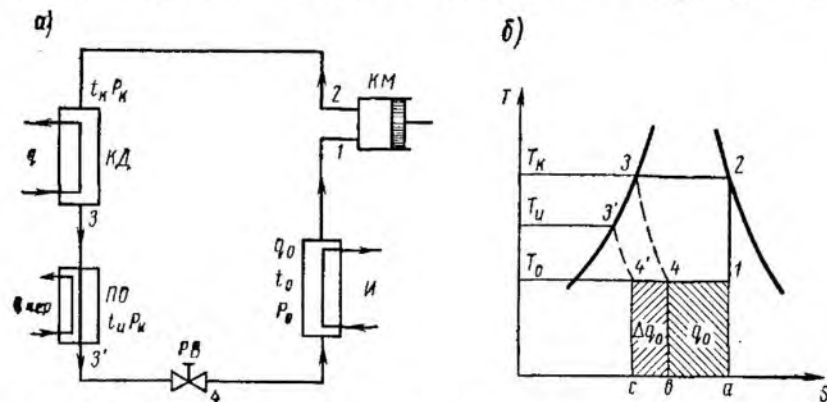


Рис. 15. Охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем: а — схема; б — цикл в диаграмме s—T

На рис. 15, а и б процесс переохлаждения изображен изобарой $3-3'$, которая в $s-T$ диаграмме практически совпадает с левой пограничной кривой. В результате переохлаждения содержание тепла в жидком холодильном агенте перед регулирующим вентилем уменьшается, а следовательно, уменьшается и бесполезное парообразование в процессе дросселирования, и без дополнительной затраты работы холодопроизводительность 1 кг холодильного агента увеличивается на величину $\Delta q_0 = i_3 - i_3' = i_4 - i_4' = \text{пл. } 4-4' - c-b$, а следовательно, увеличивается и холодильный коэффициент

$$\epsilon_{с/п} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{l} > \epsilon_{б/п}.$$

В табл. 3 показано влияние переохлаждения на весовую холодопроизводительность для различных холодильных агентов. Таблица составлена применительно к температуре кипения $t_0 = -10^\circ \text{C}$, температуре конденсации $t_K = +30^\circ \text{C}$, температуре переохлаждения $t_{ц} = +25^\circ \text{C}$.

Таблица 3

Влияние переохлаждения на весовую холодопроизводительность для различных холодильных агентов

Холодильный агент	Весовая холодопроизводительность (q_0)				Увеличение холодопроизводительности (q_0) на 1° переохлаждения		
	без переохлаждения		с переохлаждением				%
	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	кдж/кг	ккал/кг	
Аммиак	1110	264,83	1130	270,58	4	1,15	0,43
Фреон-12	121	28,9	126,0	30,1	1	0,24	0,835
Фреон-22	163	39,01	170	40,69	1,4	0,338	0,87
Углекислота	128,5	30,7	158	37,8	5,9	1,41	4,6

3. «Сухой» ход компрессора

В теоретическом цикле паровой холодильной машины компрессор работает «влажным ходом», т. е. засасывает влажный пар и сжимает его до состояния сухого насыщенного пара. Теоретически такой режим работы является наиболее выгодным, так как позволяет осуществить обратный цикл Карно. В практических условиях компрессор работает «сухим ходом» (рис. 16), т. е. засасывает

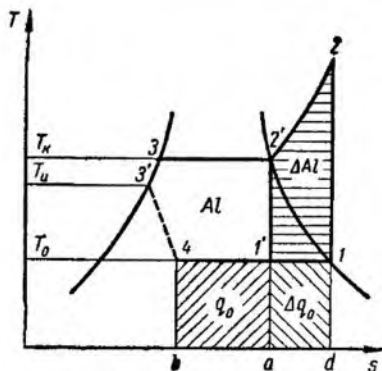


Рис. 16. Сухой ход компрессора в диаграмме $s-T$

давлении p_k (процесс $2'-3$). Из конденсатора жидкий холодильный агент поступает в переохладитель, где переохлаждается в процессе $3-3'$ до температуры t_u и направляется к регулируемому вентилю для дросселирования от давления p_k до давления p_0 в процессе $3'-4$. При этом температура холодильного агента снижается до t_0 , соответствующей давлению кипения p_0 .

«Сухой ход» компрессора может быть обеспечен с помощью делителя жидкости или же при поддержании небольшого перегрева пара после испарителя автоматическим терморегулирующим вентилем (ТРВ).

После регулирующего вентиля холодильный агент в виде влажного пара (точка 4) поступает в отделитель жидкости, где за счет уменьшения скорости и изменения направления движения холодильного агента происходит отделение жидкости от пара, образующегося при дросселировании. Жидкость, свободная от пара, стекает вниз, откуда поступает в испаритель. В испарителе жидкость кипит при постоянной температуре t_0 , соответствующей давлению p_0 , отнимая тепло q_0 из охлаждаемой среды, в процессе $4-1$. Образующийся влажный пар поступает из испарителя в отделитель жидкости, где жидкость, унесенная паром из испарителя, оседает, откуда снова возвращается в испаритель, а сухой насыщенный пар сверху отсасывается компрессором. При сухом ходе компрессора увеличивается холодопроизводительность на $\Delta q_0 = i_1 - i_1' = \text{пл. } 1'-1-d-a$, а работа цикла — на $\Delta l = \text{пл. } 1-2-2'-1'$, причем относительное приращение работы $\frac{\Delta l}{l}$ больше относительного при-

сухой насыщенный или перегретый пар (точка 1), сжимает его в области перегретого пара до пересечения адиабаты сжатия $1-2$ с изобарой конденсации, которая в этой области не совпадает с изотермой, а круто поднимается вверх. В состоянии точки 2 перегретый пар с давлением конденсации p_k и температурой перегрева $t_{\text{пер}}$ поступает в конденсатор, в котором сначала охлаждается до температуры конденсации («сбив перегрева» — процесс $2-2'$), а затем конденсируется при постоянной температуре t_k и постоянном

роста холодопроизводительности $\frac{\Delta q_0}{q_0}$. Холодильный коэффициент цикла с сухим ходом

$$\epsilon_{\text{сх}} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{l + \Delta l} = \frac{q_0}{l} \left(\frac{1 + \frac{\Delta q_0}{q_0}}{1 + \frac{\Delta l}{l}} \right). \quad (19)$$

Очевидно, что $\epsilon_{\text{сх}} < \epsilon_{\text{вх}}$, т. е. в теоретическом цикле переход к сухому ходу компрессора с термодинамической точки зрения не выгоден. Однако сухой ход в условиях действительного процесса оказывается практически более выгодным, о чем более подробно будет сказано ниже.

В практических условиях компрессор засасывает пар, перегретый на 5—10° для аммиака и на 20—30° для фреона-12 и фреона-22. Такой большой перегрев паров фреона-12 и фреона-22 обычно происходит в регенеративном теплообменнике за счет переохлаждения жидкости перед регулирующим вентилем.

Схема холодильной машины и рабочий цикл в s — T и i — $\lg p$ диаграммах с учетом всех отмеченных практических изменений приведены на рис. 17.

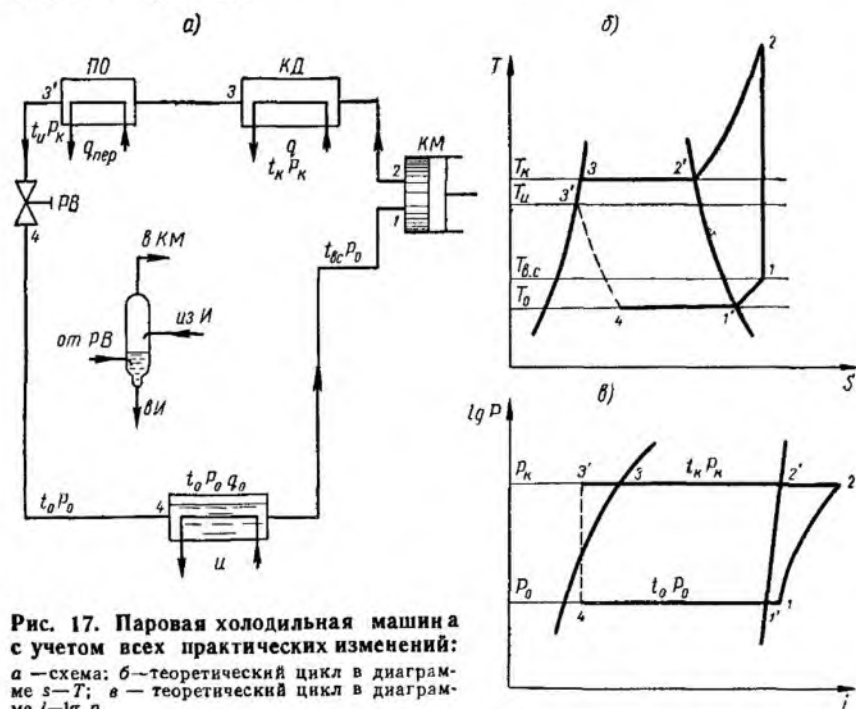


Рис. 17. Паровая холодильная машина с учетом всех практических изменений: а — схема; б — теоретический цикл в диаграмме s — T ; в — теоретический цикл в диаграмме i — $\lg p$

4. Расчет теоретического рабочего цикла паровой холодильной машины

Для расчета рабочего цикла машины параметры точек обычно определяют, пользуясь диаграммами $s-T$ или $i-\lg p$ и данными о сухих насыщенных парах (приложение 1).

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента

$$q_0 = i_1 - i_4.$$

Работа, затраченная на адиабатическое сжатие 1 кг пара холодильного агента,

$$l = i_2 - i_1.$$

Тепло, отданное 1 кг холодильного агента в конденсаторе,

$$q_k = i_2 - i_3.$$

Тепло, отданное 1 кг холодильного агента в переохладителе,

$$q_{\text{пер}} = i_3 - i_{3'}.$$

Холодильный коэффициент

$$\epsilon = \frac{q_0}{Al}.$$

Пример. Определить параметры точек и произвести расчет цикла паровой аммиачной холодильной машины, если дано:

$t_0 = -10^\circ\text{C}$, $t_k = +30^\circ\text{C}$, $t_u = +25^\circ\text{C}$, $t_{\text{вс}} = \pm 0^\circ$ (см. рис. 17).

Пользуясь диаграммой $s-T$ и данными о насыщенных парах аммиака, определим параметры точек и запишем их в таблицу:

Номер точки	Температура (t), °C	Давление (p)		Удельный объем (v), м ³ /кг	Энтальпия (i)		Энтропия (s)		Паросодержание (x), кг/кг
		атм	кг/м ²		ккал/кг	кДж/кг	ккал/кг·°K	кДж/кг·град	
1'	-10	2,96	290	0,42	398,7	1675	2,14	8,75	1
1	±0	2,96	290	0,43	404,7	1690	2,16	8,84	1
2	+103	11,9	1165	0,15	455	1910	2,16	8,84	1
2'	+30	11,9	1165	0,11	407,43	1710	2,02	8,26	1
3	+30	11,9	1165	$1,68 \cdot 10^{-3}$	133,84	546	1,11	4,54	0
3'	+25	11,9	1165	$1,65 \cdot 10^{-3}$	128,09	525	1,09	4,46	0
4	-10	2,96	290	0,058	128,09	525	1,096	4,49	0,12

Расчет цикла

1. Удельная холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_4 = 1690 - 525 = 1165 \text{ кДж/кг.}$$

2. Работа цикла

$$l_{ц} = i_2 - i_1 = 1910 - 1690 = 220 \text{ кДж/кг.}$$

3. Тепло, отданное 1 кг холодильного агента в конденсаторе,

$$q_k = i_2 - i_3 = 1910 - 546 = 1364 \text{ кДж/кг.}$$

4. Тепло, отданное 1 кг холодильного агента в переохладителе,

$$q_{пер} = t_3 - i_3 = 546 - 525 = 21 \text{ кДж/кг.}$$

5. Холодильный коэффициент

$$\epsilon = \frac{q_0}{l_{ц}} = \frac{1160}{220} = 5,3.$$

§ 17. СОКРАЩЕНИЕ НЕОБРАТИМЫХ ПОТЕРЬ ЦИКЛА С РЕГУЛИРУЮЩИМ ВЕНТИЛЕМ

Охлаждение жидкости до температуры t_u (ниже температуры конденсации) за счет перегрева всасываемого пара осуществляется в специальном регенеративном теплообменнике, по внутренним трубам которого движется жидкость из конденсатора, а по межтрубному пространству — пар из испарителя. В результате такого теплообмена жидкость переохлаждается, а пар перегревается.

Принципиальная схема установки и цикл в s — T диаграмме изображены на рис. 18. Внутренний теплообмен в таком цикле, с одной стороны, понижает температуру перед регулирующим вентилем (точка $3''$ вместо точки $3'$) и, следовательно, снижает дроссельные потери и увеличивает холодопроизводительность на $\Delta q_0 = \text{пл. } 4'a$ —

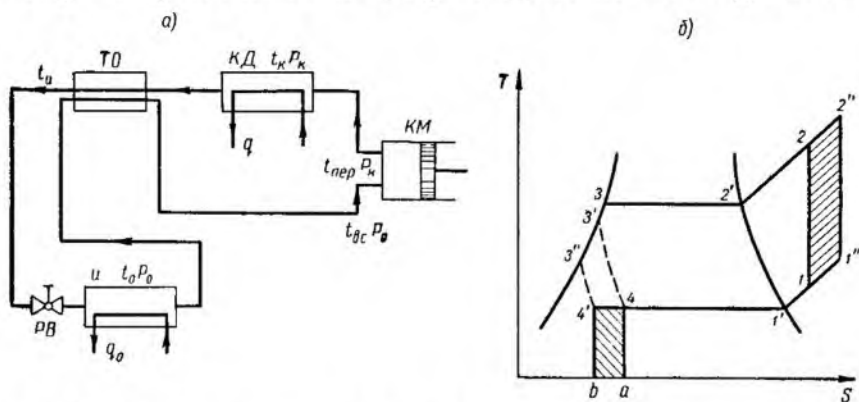


Рис. 18. Паровая холодильная машина с теплообменником:
 а — принципиальная схема; б — процессы в диаграмме s — T

4—а—b, а с другой стороны, приводит к значительному перегреванию пара в процессе сжатия его компрессором (точка 2'' вместо 2), что увеличивает работу цикла на $\Delta l = \text{пл. } 1-1''-2''-2$. Такой теплообмен целесообразно применять для холодильных агентов с небольшим отношением скрытой теплоты парообразования к теплоемкости жидкости (фреон-12 и фреон-22). Для аммиака нецелесообразно применять регенеративные теплообменники. Более эффективно регенеративный теплообменник при большей разности температур $T_k - T_0$. Для уменьшения потерь от перегревания, т. е. для уменьшения работы цикла, в цилиндре компрессора при сухом ходе предусматривают воздушное или водяное охлаждение цилиндра. Устройство для водяного охлаждения называется охлаждающей рубашкой. В аммиачных прямоточных компрессорах охлаждающие рубашки располагают в верхней части цилиндров, что обеспечивает значительный отвод тепла. Во фреоновых машинах для более интенсивного охлаждения воздухом верхние части цилиндра выполняют ребристыми. Охлаждение цилиндра с помощью охлаждающей рубашки не должно вызывать конденсации паров на их стенках, поэтому температуру воды, циркулирующей через рубашку, желательно поддерживать выше температуры конденсации паров.



§ 18. МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ В КОМПРЕССОРЕ

При понижении давления кипения p_0 и повышении давления конденсации p_k компрессор будет работать с большим отношением давлений $\frac{p_k}{p_0}$, называемым степенью сжатия.

Большое значение отношения $\frac{p_k}{p_0}$ приводит к снижению рабочих коэффициентов компрессора (см. § 29, 32), значительно уменьшающих его экономичность, а также увеличению дроссельных потерь в регулирующем вентиле, что способствует уменьшению холодопроизводительности. Кроме того, с увеличением $\frac{p_k}{p_0}$ повышается температура в конце сжатия. Высокая температура в конце сжатия ухудшает условия смазки компрессора и может вызвать самовозгорание масла, смазывающего цилиндр.

Для уменьшения степени сжатия в одном цилиндре применяют многоступенчатое сжатие холодильного агента в двух, трех и более последовательно соединенных цилиндрах.

Рассмотрим многоступенчатое сжатие на примере паровой компрессорной двухступенчатой машины (рис. 19).

Пар под давлением p_0 засасывается компрессором первой ступени или цилиндром низкого давления, адиабатически сжимается в процессе 1—2 до промежуточного давления p_m и поступает в промежуточный холодильник, где охлаждается в процессе 2—3 до температуры t_3 . Затем пар поступает во вторую ступень или цилиндр высокого давления и сжимается от p_m до p_k в процессе 3—4. Ступени низкого и высокого давления могут быть выполнены в виде одного двухступенчатого компрессора или двух одноступенчатых компрессоров.

Общая затрата работы равна сумме работ обеих ступеней сжатия в диаграмме $p-V$, т. е. пл. $a-1-2-3-4-c$.

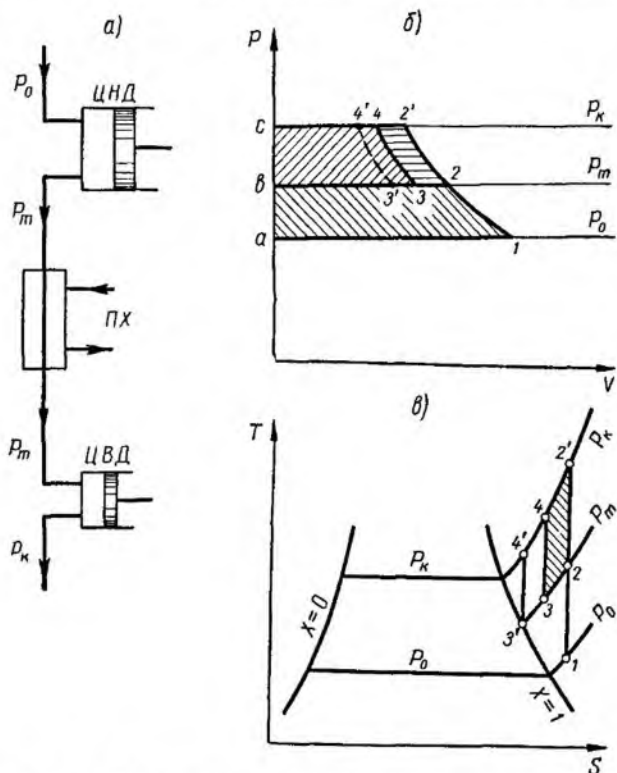


Рис. 19. Двухступенчатое сжатие:

a — схема; *б* — процессы в диаграмме $p-V$; *в* — процессы в диаграмме $s-T$

Экономия работы, определяемая площадью $2-3-4-2'$, получена благодаря применению промежуточного охлаждения: чем больше промежуточное охлаждение, тем больше экономия в работе. Охлаждение может быть полным и неполным. При полном промежуточном охлаждении температура пара перед всасыванием компрессором второй ступени соответствует состоянию сухого насыщенного пара (точка $3'$). Полное охлаждение осуществляется кипящим жидким холодильным агентом при давлении p_m . При неполном промежуточном охлаждении пар охлаждается водой и засасывается второй ступенью в перегретом состоянии (точка 3).

На основании опытных данных установлено, что при степени сжатия $\frac{p_\kappa}{p_0} \geq 9$ выгоднее применять двухступенчатое сжатие.

§ 19. ЦИКЛЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

1. Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

Схема и цикл в диаграммах $s-T$ и $i-lg p$ показаны на рис. 20 и 21.

Процесс сжатия в машине происходит следующим образом (рис. 20, а). Жидкий холодильный агент в количестве G кг/сек из конденсатора в состоянии 5 поступает в переохладитель, где в

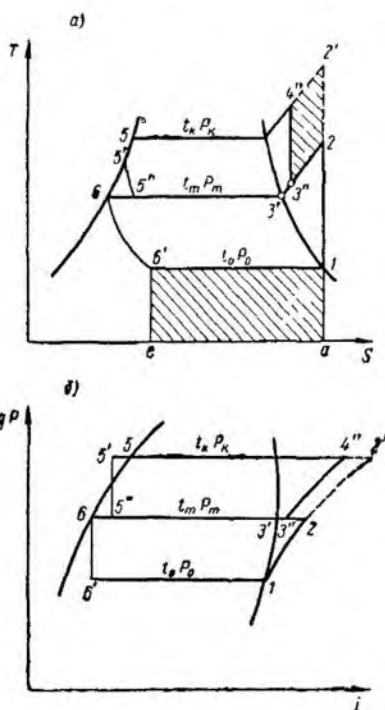
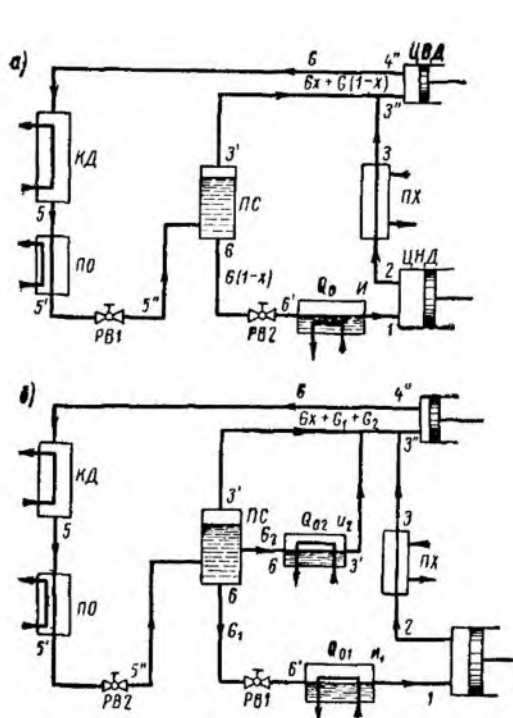


Рис. 20. Схема холодильной машины двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением:

а — с одной температурой кипения; б — с двумя температурами кипения

Рис. 21. Теоретический цикл двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением в диаграммах:

а— $s-T$; б— $i-lg p$

процессе $5-5'$ переохлаждается. Переохлажденная жидкость дросселируется в процессе $5'-5''$ первым регулирующим вентиляем до промежуточного давления p_m . Полученный влажный пар со степенью сухости x поступает в промежуточный сосуд, где отделяется Gx кг/сек сухого насыщенного пара от $G(1-x)$ кг/сек жидкости. Жидкость состояния 6 в количестве $G(1-x)$ кг/сек дросселируется вторично в процессе $6-6'$ и поступает в испаритель, где испаряется при температуре t_0 в процессе $6'-1$, отнимая тепло от охлаждаемой среды Q_0 вт. Образующийся пар засасывается цилиндром низкого давления и сжимается (процесс $1-2$) до промежуточного давления p_m . Сжатый пар с температурой перегрева t_2 и давлением p_m поступает в промежуточный водяной холодильник, где охлаждается до состояния точки 3 . Перед входом в цилиндр высокого давления пар из холодильника состояния 3 смешивается с паром, отделенным в промежуточном сосуде $3'$, образуя состояние $3''$. Таким образом, цилиндр высокого давления сжимает пар в адиабатическом процессе $3''-4''$, после чего пар поступает в конденсатор, где охлаждается и конденсируется в процессе $4''-5$.

Такие машины могут работать и с двумя испарителями (рис. 20, б). Тогда жидкость в количестве $G(1-x)$ кг/сек в промежуточном сосуде разделится на две части: G_2 кг/сек поступит в испаритель высокого давления, где испарится при постоянной температуре кипения t_m , соответствующей промежуточному давлению p_m , в процессе $6-3'$, а G_1 кг/сек, пройдя через второе дросселирование, поступит в испаритель низкого давления, где испарится при t_0 и p_0 в процессе $6'-1$.

Таким образом, через разные элементы двухступенчатой машины циркулирует неодинаковое количество холодильного агента: через цилиндр высокого давления, конденсатор и переохладитель проходит G кг/сек, через испаритель и цилиндр низкого давления — G_1 кг/сек, через испаритель высокого давления — G_2 кг/сек. При этом очевидно, что $G_1 + G_2 = G(1-x)$. Поэтому изображение процессов двухступенчатого цикла в термодинамических диаграммах условно, так как каждый процесс, показанный в диаграмме, относится к изменению состояния 1 кг холодильного агента. Неполное охлаждение применяют в том случае, если температура в конце сжатия пара выше температуры охлаждающей воды. В этом случае экономия в работе по сравнению с одноступенчатым сжатием изображается площадью $2-3''-4''-2'$.

Двухступенчатое регулирование уменьшает потребляемую мощность, так как пар, образовавшийся при первом дросселировании, сразу поступает в цилиндр высокого давления и не проходит через цилиндр низкого давления, где необходимо было бы тратить мощность на его сжатие от p_0 до p_m .

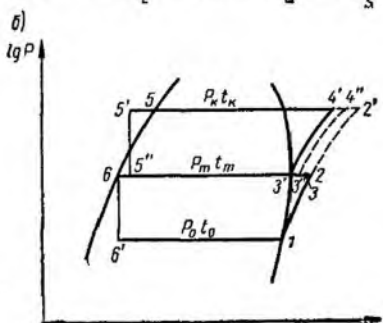
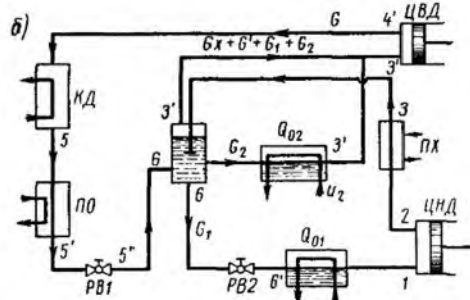
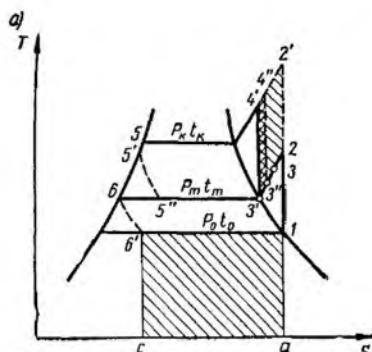
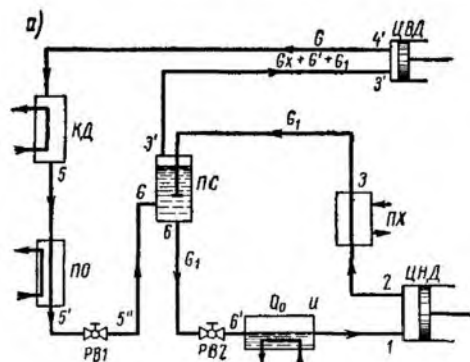


Рис. 22. Схема холодильной машины двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением: а — с одной температурой кипения; б — с двумя температурами кипения

Рис. 23. Теоретический цикл двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением в диаграммах: а — $s-T$; б — $lg P-i$

2. Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением (рис. 22 и 23)

В схеме с полным промежуточным охлаждением и одним испарителем (см. рис. 22, а) через регулирующий вентиль РВ2 и испаритель проходит количество холодильного агента G_1 кг/сек несколько меньше общего количества жидкости, полученной после первого дросселирования G (1— x). Из испарителя отсасывается цилиндром низкого давления холодильный агент в количестве G_1 и поступает в водяной холодильник для охлаждения водой до состояния 3, а затем — в промежуточный сосуд, где охлаждается в процессе 3—3' до температуры t_m за счет кипения жидкости, оставшейся в проме-

жуточном сосуде (процесс $6-3'$). Количество испарившейся при этом жидкости равно G' кг/сек. Тепло, отданное паром в процессе охлаждения жидкости, равно теплу, воспринятому жидкостью в процессе ее испарения, т. е.

$$G_1 (i_3 - i_{3'}) = G' (i_3' - i_6). \quad (20)$$

Из промежуточного сосуда весь пар в количестве G кг отсасывается цилиндром высокого давления, причем

$$G = Gx + G_1 + G' \quad (21)$$

или

$$G = \frac{G_1 + G'}{1-x}. \quad (21a)$$

Если холодильная машина работает по схеме с двумя испарителями (см. рис. 22, б), то в промежуточном сосуде $G(1-x)$ кг/сек жидкости разделится на три части: G' , G_1 и G_2 , причем G_2 , минуя второе дросселирование, поступит в испаритель высокого давления, а полное количество пара G будет складываться из четырех слагаемых:

$$G = Gx + G' + G_1 + G_2 \quad (22)$$

или

$$G = \frac{G' + G_1 + G_2}{1-x}. \quad (22a)$$

Холодопроизводительность в цикле с одним испарителем можно определить по формуле

$$Q_0 = G_1 (i_1 - i_6). \quad (23)$$

Холодопроизводительность в цикле с двумя испарителями

$$Q_{0_1} = G_1 (i_1 - i_6) \text{ и } Q_{0_2} = G_2 (i_{3'} - i_6). \quad (23a)$$

Двухступенчатое сжатие с полным промежуточным охлаждением дает экономию в работе, изображаемую площадью $3''-3'-4'-4''$, по сравнению с неполным промежуточным охлаждением, и площадью $2-3'-4'-2'$ — по сравнению с одноступенчатым сжатием.

3. Выбор промежуточного давления

Если холодильная машина работает с двумя испарителями, то промежуточное давление p_m должно соответствовать температуре кипения холодильного агента в испарителе высокого давления t_m , которая задается условиями его работы. Если холодильная машина работает с одним испарителем, т. е. при одной температуре кипения, то при расчетах наиболее выгодное промежуточное давление определяют из равенства отношения давлений в обеих ступенях сжатия,

а следовательно, и их работ:

$$\frac{p_k}{p_m} = \frac{p_m}{p_0}, \quad (24)$$

$$\text{отсюда } p_m = \sqrt{p_0 p_k}. \quad (24a)$$

На практике отношение давлений меняется с изменением температурного режима работы установки и не остается одинаковым для ступеней сжатия, поэтому промежуточное давление не может быть подсчитано по какому-либо уравнению. Для его определения пользуются графиками, которыми учитывают особенности работы действительной холодильной установки. На рис. 24 приведен график зависимости промежуточного давления от температурного режима для агрегатов АДС.

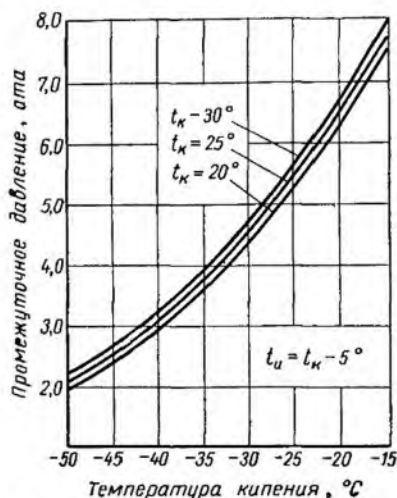


Рис. 24. Зависимость промежуточного давления от температурного режима работы аммиачных двухступенчатых компрессоров

4. Расчет теоретического цикла двухступенчатой холодильной машины с полным промежуточным охлаждением и одной температурой кипения

Для расчета теоретического цикла машины задаются условия работы и холодопроизводительность Q_0 в *вт*.

Количество холодильного агента, проходящего через цилиндр низкого давления, определяют по формуле

$$G_1 = \frac{Q_0}{i_1 - i_8}.$$

Количество пара, образовавшегося при полном промежуточном охлаждении, вычисляют по равенству (20)

$$G' = G_1 \frac{i_9 - i_{3'}}{i_3 - i_8}. \quad (25)$$

Количество холодильного агента, проходящего через цилиндр высокого давления, определяют из равенства

$$\begin{aligned} G(1-x) &= G' + G_1, \\ G &= \frac{G' + G_1}{1-x}, \end{aligned} \quad (26)$$

где x — степень сухости влажного пара в точке $5''$ после первого дросселирования;

$$x = \frac{i_{5'} - i_6}{i_{3'} - i_6}.$$

Тепло, отданное холодильным агентом в конденсаторе,

$$Q_k = G(i_{4'} - i_5).$$

Тепло, отданное холодильным агентом в переохладителе,

$$Q_{пер} = G(i_5 - i_{5'}).$$

Работа цилиндра низкого давления $L_{цнд} = G_1(i_2 - i_1)$.

Работа цилиндра высокого давления $L_{цвд} = G(i_4' - i_3')$.

Холодильный коэффициент $\epsilon = \frac{Q_0}{L_{цнд} + L_{цвд}}.$

5. Двухступенчатый цикл с теплообменником

На практике применяют промежуточные сосуды со змеевиками или теплообменниками. Принципиальная схема и цикл в диаграмме $s-T$ холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом приведена на рис. 25. Жидкий холодильный агент из переохладителя в количестве G кг/сек в состоянии $5'$ подходит к промежуточному сосуду, где делится на две части. Часть жидкости G_1 кг/сек в состоянии $5'$ направляется в змеевик промежуточного сосуда, где охлаждается до температуры t_m в процессе $5' - 6''$. Другая часть жидкости $(G' + G'')$ кг/сек дросселируется в первом регулирующем вентиле до промежуточного давления p_m и поступает в промежуточный сосуд, в котором вследствие кипения при промежуточном давлении p_m и промежуточной температуре t_m она охлаждает жидкость, проходящую через змеевик промежуточного сосуда, и пар, поступивший из цилиндра низкого давления. Жидкость в количестве G_1 кг/сек, охлажденная в змеевике промежуточного сосуда,

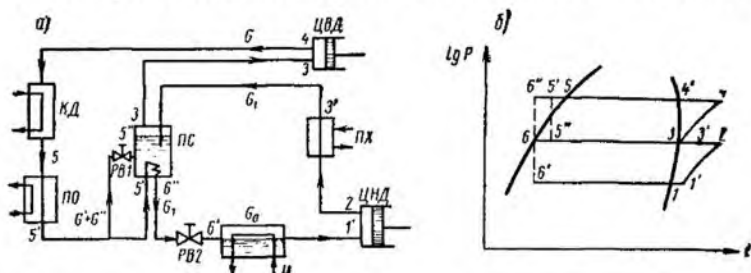


Рис. 25. Двухступенчатое сжатие со змеевиковым промежуточным сосудом:

а — схема; б — теоретический цикл в диаграмме $t-1gP$

дросселируется вторым регулирующим вентилем до давления p_0 и температуры t_0 в процессе $b''-b'$ и направляется в испаритель. Таким образом, основной поток жидкости не дросселируется первым регулирующим вентилем, а охлаждается в змеевике.

С термодинамической точки зрения эта схема не выгоднее предыдущей, так как при охлаждении жидкости в змеевике образуется в промежуточном сосуде столько же пара, сколько и в процессе дросселирования всей жидкости, но она имеет эксплуатационные преимущества: легко регулируется и автоматизируется, проста в эксплуатации, смазочное масло после цилиндра низкого давления не попадает в испаритель и не загрязняет теплопередающую поверхность испарителя.

Расчеты системы со змеевиковым промежуточным сосудом выполняют аналогично расчетам системы с обычным промежуточным сосудом, за исключением определения количества пара, засасываемого цилиндром высокого давления. В промежуточный сосуд поступает G_1 кг/сек пара из цилиндра низкого давления и $(G' + G'')$ кг/сек жидкости. После дросселирования $(G' + G'')$ кг/сек жидкости образуется $(G' + G'')x$ кг/сек пара, а жидкость расходуется следующим образом: $G'(1-x)$ кг/сек — на промежуточное охлаждение G_1 кг/сек пара, $G''(1-x)$ кг/сек — на охлаждение G_1 кг/сек жидкости в змеевике. Таким образом, можно написать равенства:

$$G'(1-x)(i_3 - i_6) = G_1(i_2 - i_3), \quad (27)$$

$$G''(1-x)(i_3 - i_6) = G_1(i_5 - i_6). \quad (28)$$

Из равенства (27) и (28) можно найти G' и G'' :

$$G' = G_1 \frac{i_2 - i_3}{(i_3 - i_6)(1-x)}, \quad (29)$$

$$G'' = G_1 \frac{i_5 - i_6}{(i_3 - i_6)(1-x)}, \quad (30)$$

где x — степень сухости пара в точке b'' ;

$$x = \frac{i_5 - i_6}{i_3 - i_6}.$$

Количество пара, засасываемого цилиндром высокого давления,

$$G = G_1 + G' + G''. \quad (31)$$

6. Холодильная машина двухступенчатого сжатия с применением пароструйного прибора в качестве поджимающего компрессора

На практике возможны условия, когда работа испарителей с низкой температурой кипения является сезонной или эпизодической, поэтому невыгодно устанавливать сложные двухступенчатые ма-

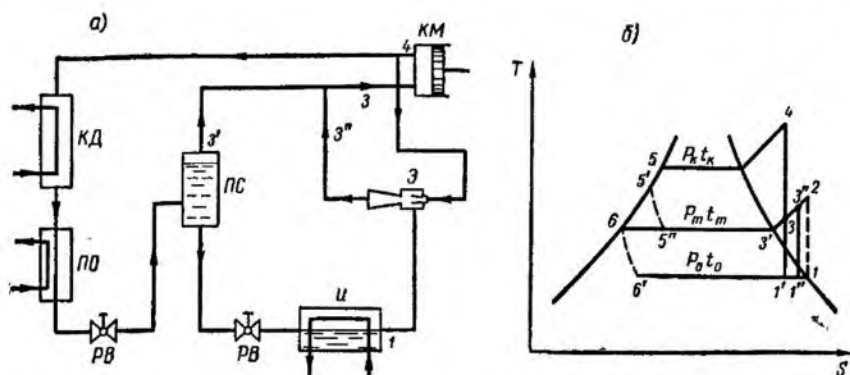


Рис. 26. Цикл холодильной машины с применением пароструйного прибора: а — схема; б — процессы в диаграмме $s-T$

шины, рассчитанные на эту температуру кипения. Для этого случая во Всесоюзном научно-исследовательском холодильном институте разработана схема двухступенчатого сжатия с установкой на нижней ступени пароструйных приборов вместо поршневых компрессоров.

Пароструйные приборы имеют следующие преимущества: простоту конструкции, надежность в эксплуатации, долговечность, герметичность, малые габариты, простоту в обслуживании и ремонте, низкую стоимость.

Рабочие процессы машины можно уяснить из схем, приведенных на рис. 26.

Пар в состоянии 1 с давлением p_0 подсасывается из испарителя в камеру смешения пароструйного аппарата. Некоторое количество пара в состоянии 4, обработанное после компрессора, поступает в сопло пароструйного аппарата, в котором расширяется в процессе 4—1' до давления p_0 , и направляется в камеру смешения, где смешивается с паром, поступившим из испарителя (точка смеси 1''). Выходя из сопла с большой скоростью, пар направляется в диффузор, где сжимается в процессе 1''—3''; в результате действия энергии части пара, сжатого компрессором, повышается давление пара, полученного в испарителе. Пар, вышедший из пароструйного аппарата, соединяется с паром, полученным в промежуточном сосуде 3', в результате чего образуется смесь 3 с промежуточным давлением p_m , которая сжимается в компрессоре в процессе 3—4 до давления конденсации p_k . После компрессора сжатый пар разделяется на два потока. Основной поток направляется в конденсатор. Меньшая часть пара поступает в пароструйный аппарат.

Полученная в конденсаторе жидкость дросселируется в первом регулирующем вентиле в процессе 5'—5'' до давления p_m и направ-

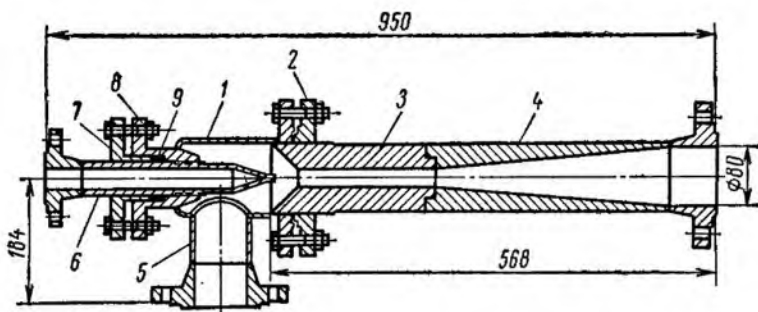


Рис. 27. Пароструйный прибор

ляется в промежуточный сосуд, где отделяется от пара, образующегося при дросселировании. Затем жидкость дросселируется во втором регулирующем вентиле до давления p_0 и поступает в испаритель, а пар смешивается с другим потоком пара, отобранном после компрессора.

Таким образом, при работе с пароструйным прибором повышается давление при всасывании, что ликвидирует вакуум в компрессоре и увеличивает его холодопроизводительность. Конструкция пароструйного прибора показана на рис. 27. Прибор состоит из приемной камеры 1, к которой приварен патрубок 5, фланец 2 и корпус сальника 8. К фланцу 2 болтами прикреплен другой фланец, к которому приварена цилиндрическая камера смешения 3, имеющая конический входной участок. К смесительной камере 3 приварен диффузор 4 с фланцем на конце. Рабочее сопло 6 ввернуто на резьбе в корпус сальника и уплотнено в нем сальниковой набивкой 9 и подвижной буксой 7. Все детали изготовлены из стали.

§ 20. ЦИКЛ ТРЕХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

Трехступенчатые холодильные машины применяют для получения очень низких температур, например для аммиака — ниже -60° . Принципиальная схема работы трехступенчатой холодильной машины в диаграммах $s-T$ и $i-lg p$ приведена на рис. 28. Цикл трехступенчатого сжатия рассчитывают аналогично циклу двухступенчатого сжатия. В предварительных расчетах при выборе промежуточных давлений исходят из одинакового отношения давлений в отдельных ступенях:

$$\frac{p_k}{p_{m_1}} = \frac{p_{m_1}}{p_{m_2}} = \frac{p_{m_2}}{p_0}.$$

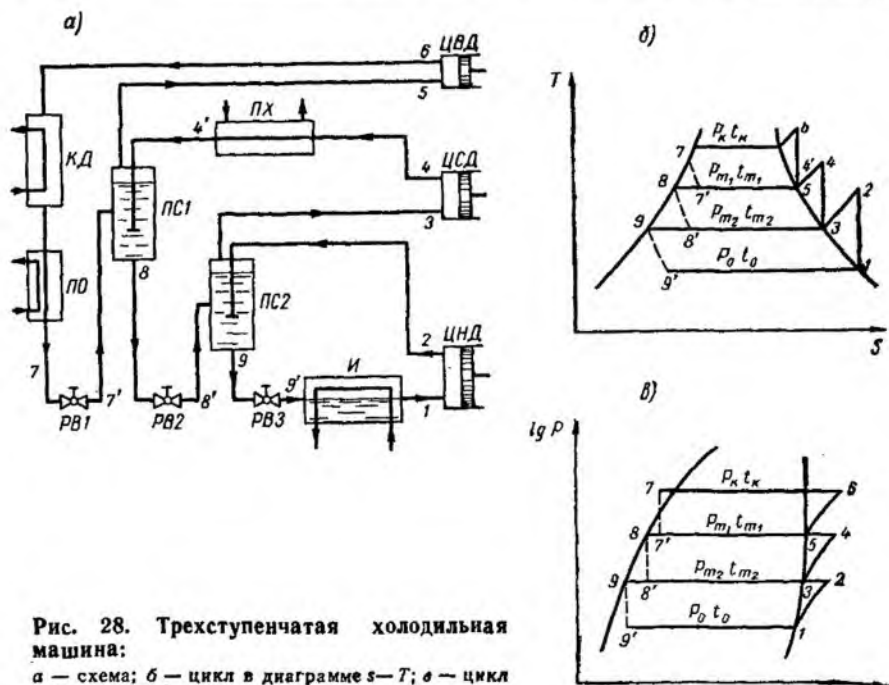


Рис. 28. Трехступенчатая холодильная машина:

а — схема; б — цикл в диаграмме $s-T$; в — цикл в диаграмме $i-igp$

При заданном значении p_0 и p_k значения промежуточных давлений составляют:

$$p_{m1} = \sqrt[3]{p_k^2 p_0}, \quad p_{m2} = \sqrt[3]{p_k p_0^2}. \quad (32)$$

Трехступенчатое сжатие применяют также при получении сухого льда. При этом трехступенчатая холодильная машина работает разомкнутым циклом (рис. 29) следующим образом.

Газообразная углекислота состояния 0 смешивается с холодным паром состояния 11 , образовавшимся при дросселировании в третьем регулирующем вентиле в процессе $9-9'$. Смесь в состоянии 1 засасывается цилиндром низкого давления и сжимается в процессе $1-2$ до давления $p_{m2} = 785 \text{ кн/м}^2$ (8 ат). Из цилиндра низкого давления пар в состоянии 2 смешивается с паром из промежуточного сосуда ПС2 (состояние 12), отсасывается цилиндром среднего давления и сжимается в процессе $3-4$ до давления $p_{m1} = 2350 \text{ кн/м}^2$ (24 ат). Из цилиндра среднего давления пар, смешанный с паром состояния 13 , полученным при дросселировании в первом регулирующем вентиле, отсасывается цилиндром высокого давления

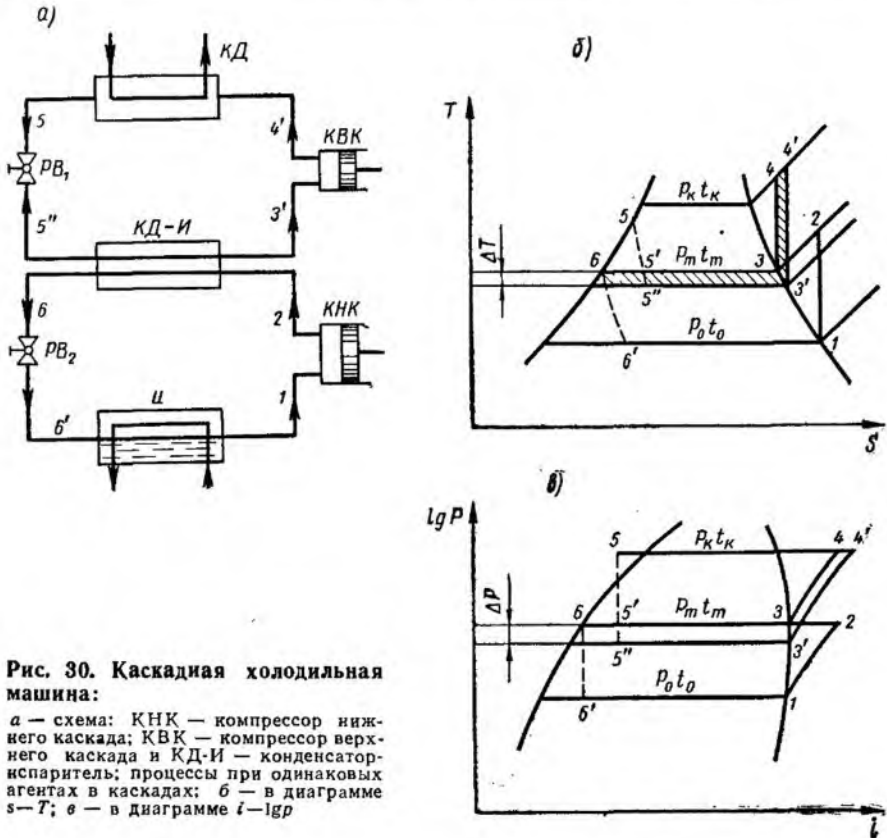


Рис. 30. Каскадная холодильная машина:

а — схема: КНК — компрессор нижнего каскада; КВК — компрессор верхнего каскада и КД-И — конденсатор-испаритель; процессы при одинаковых агентах в каскадах; б — в диаграмме $s-T$; в — в диаграмме $i-lg p$

жидкость дросселируется в третьем регулирующем вентиле до давления p_0 .

Важной особенностью углекислоты является сравнительно высокое значение тройной точки, т. е. состояния, в котором газообразная, жидкая и твердая фазы находятся в равновесии. При давлении углекислоты ниже тройной точки [давление $p=517 \text{ кн/м}^2$ ($5,28 \text{ ата}$) и температура $-56,6^\circ \text{C}$] в равновесии находятся только две фазы: твердая и газообразная. Поэтому после третьего дросселирования до давления $p_0=980 \text{ кн/м}^2$ (1 ата) образуется равновесная система: твердая углекислота — пар. Твердую углекислоту состояния 10 извлекают, и она более не участвует в цикле, а отделенный пар состояния 11 засасывается цилиндром низкого давления. Вместо изымаемой из цикла твердой углекислоты добавляют такое же количество свежей газообразной углекислоты состояния 0.

§ 21. КАСКАДНЫЕ ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Каскадный цикл применяют при температурах кипения ниже -70°C . Каскадная холодильная машина представляет собой систему двух или нескольких холодильных машин — каскадов. При этом испаритель каждой следующей машины является конденсатором предыдущей.

Рассмотрим двухкаскадную машину (рис. 30), нижний и верхний каскады которой представляют собой отдельные одноступенчатые холодильные машины. В испарителе нижнего каскада холодильный агент кипит при постоянной температуре t_0 и давлении p_0 , отнимая тепло от охлаждаемой среды в процессе $6'-1$. Образующийся пар в состоянии 1 засасывается компрессором и адиабатически сжимается в процессе $1-2$. Далее в состоянии 2 сжатый пар поступает в конденсатор, где охлаждается и конденсируется в процессе $2-3-6$ за счет охлаждения испаряющейся жидкостью в испарителе верхнего каскада. Конденсатор нижнего каскада является испарителем верхнего каскада, поэтому такой совмещенный аппарат называется испарителем-конденсатором. Жидкость состояния 6 дросселируется в процессе $6-6'$ и в состоянии $6'$ снова поступает в испаритель. Таким образом в нижнем каскаде совершается обратный цикл $1-2-3-6-6'$.

В верхнем каскаде также осуществляется цикл одноступенчатой холодильной машины $3'-4'-5-5''$, но в более высоком интервале температур. В испарителе верхнего каскада холодильный агент кипит в процессе $5''-3'$, отнимая тепло от холодильного агента в конденсаторе нижнего каскада. Для этого температуру кипения верхнего каскада устанавливают на несколько градусов ниже температуры конденсации нижнего каскада. Из испарителя пар состояния $3'$ засасывается компрессором и сжимается в процессе $3'-4'$ до давления конденсации, после чего сжатый пар поступает в конденсатор, где охлаждается и конденсируется в процессе $4'-5$, отдавая тепло циркулирующей воде. Жидкость в состоянии 5 дросселируется в процессе $5-5''$ и снова поступает в испаритель-конденсатор. Для работы в каскадах можно использовать одинаковые и разные холодильные агенты. При использовании одинаковых холодильных агентов в случае отсутствия разности температур конденсации и испарения в конденсаторе-испарителе каскадный цикл термодинамически эквивалентен двухступенчатому циклу. Наличие разности температур приводит к увеличению затраты работы на величину заштрихованной площади на рис. 30, б.

Часто при получении очень низких температур применение одного холодильного агента в многоступенчатой холодильной машине оказывается нецелесообразным или невозможным вследствие глубокого вакуума, затвердевания при заданной температуре кипения и больших размеров машин. Применяв каскадную холо-

дильную машину, можно использовать в нижнем каскаде холодильные агенты с низкими температурами замерзания и не низкими давлениями в испарителе, а в верхнем каскаде — холодильные агенты, обычно используемые в одноступенчатых машинах.

В последние годы получили распространение каскадные холодильные машины с использованием фреона-13 в нижнем каскаде и фреона-22 — в верхнем, при этом верхний каскад выполняют в виде двухступенчатой машины, а в одноступенчатой машине нижнего каскада применяют значительное перегревание пара за счет переохлаждения жидкости в теплообменнике.

§ 22. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ КОМПРЕССОРОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Компрессоры холодильных машин предназначены для отсасывания пара из испарителя, чтобы поддерживать в нем пониженное давление кипения и сжатия пара до давления конденсации, при котором пар холодильного агента мог бы сконденсироваться при высокой температуре за счет охлаждения водой или воздухом.

Основные типы компрессоров следующие: 1) поршневые с прямолинейным возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре; 2) ротационные с вращающимся и катящимся поршнем; 3) центробежные или турбокомпрессоры; 4) винтовые компрессоры с двумя или тремя роторами.

По холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессоры можно разделить на три группы: 1) малые — холодопроизводительностью до 9,3 тыс. *вт* (до 8000 *ст. ккал/ч*), мощностью до 5 *квт*; 2) средние — холодопроизводительностью от 9,3 до 58 000 *вт* (от 8000 до 50 000 *ст. ккал/ч*), мощностью от 5 до 20 *квт*; 3) крупные — холодопроизводительностью свыше 58 000 *вт* (50 000 *ст. ккал/ч*), мощностью свыше 20 *квт*.

По температурам кипения компрессоры делятся на две группы: 1) одноступенчатые с $t_0 = +10 \div -25^\circ \text{C}$; 2) многоступенчатые и каскадные с $t_0 = -30 \div -110^\circ \text{C}$.

В холодильных машинах наибольшее применение имеют поршневые компрессоры.

По конструктивному выполнению поршневые компрессоры многообразны. Они делятся: по расположению цилиндров — на горизонтальные, вертикальные, угловые, V-, W-, VV-образные, радиальные; по способу прохождения пара через цилиндры — на прямоточные с движением паров в одном направлении от всасывания до нагнетания и непрямоточные с изменяющимся направлением движения.

По устройству кривошипно-шатунного механизма и количеству рабочих полостей сжатия эти компрессоры делятся на бескрейцкоп-

фные простого действия при сжатии пара только одной стороной поршня и крейцкопфные двойного действия при сжатии пара поочередно обеими сторонами поршня. По количеству цилиндров — на одно- и многоцилиндровые (до 16 цилиндров). По количеству ступеней сжатия — на одно- и многоступенчатые. По выполнению цилиндров и картера — на компрессоры блоккартерные и компрессоры с отдельными цилиндрами.

По степени герметичности и количеству разъемов компрессоры делят на герметичные со встроенным электродвигателем в заваренном кожухе без разъемов, бессальниковые со встроенным двигателем, но с разъемными крышками, сальниковые с картером, заполненным паром холодильного агента под давлением и сальниковым уплотнением приводного конца коленчатого вала (бескрейцкопфные), с открытым картером и сальниковым уплотнением штока при выходе его из цилиндра (крейцкопфные, двойного действия).

По типу привода компрессоры бывают с непосредственным соединением вала электродвигателя с валом компрессора через муфту и с приводом через ременную передачу.

§ 23. РАЗВИТИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Первые конструкции поршневых холодильных компрессоров представляли собой горизонтальные крейцкопфные поршневые машины двойного действия со сферическими поверхностями крышек и поршня, без охлаждающей рубашки. Такие конструкции позволяли работать «влажным ходом» при минимальных «мертвых» пространствах. Применялись тяжелые, громоздкие шпиндельные клапаны, причем для лучшего выхода жидкости (в случае попадания ее в цилиндр) нагнетательные клапаны размещали в нижней части сферических крышек, а всасывающие — в верхней. Число оборотов вала не превышало 90—160 в минуту.

До 1928 г. завод «Компрессор» (быв. завод «Котлоаппарат») выпускал горизонтальные тихоходные холодильные компрессоры марок С-6, С-7, С-8, С-11 и С-12 холодопроизводительностью от 17 500 до 157 000 *вт* (от 15 000 до 135 000 *ст. ккал/ч*) с числом оборотов от 90 до 160 в минуту.

В 1929 г. завод «Компрессор» приступил к освоению более совершенных для того времени компрессоров холодопроизводительностью от 4350 до 300 000 *вт* (от 3750 до 260 000 *ст. ккал/ч*), предназначенных для работы с перегревом пара при всасывании.

Эти компрессоры выпускали шести типоразмеров: НФ-2, НГФ-180, ГМ-8, ГМ-10, ГМ-12, ГМ-11/12. Компрессоры имели сферические крышки и поршни, шпиндельные клапаны, но большее

число оборотов: 130—240 в минуту. Увеличением числа оборотов было достигнуто уменьшение габаритов и массы.

В период второй пятилетки (1932—1936 гг.) был освоен ряд вертикальных аммиачных прямоточных компрессоров производительностью от 2620 до 175 000 *вт* (от 2250 до 150 000 *ст. ккал/ч*). Эти компрессоры также выпускали шести типоразмеров: ВП-60, ВП-80, ВП-110, ВП-180/2, ВП-180/3, ВП-180/4, с числом оборотов от 375 до 500 в минуту. Характерными конструктивными особенностями этих компрессоров являются валы с выносными подшипниками для тяжелых маховиков, отсутствие противовесов, закрепленные поршневые пальцы, подшипники скольжения, шатуны кованые круглого сечения с двумя разъемными нижних головок, кольцевые пластинчатые клапаны, сальники с мягкой освинцованной набивкой. Смазка — принудительная от шестеренчатого насоса с дополнительным ручным насосом.

Новые вертикальные прямоточные компрессоры имеют меньшую массу и габариты по сравнению с ранее выпускавшимися горизонтальными машинами.

Кроме вертикальных одноступенчатых аммиачных машин, был освоен ряд одноступенчатых и двухступенчатых горизонтальных компрессоров. Крупные горизонтальные крейцкопфные компрессоры выпускали однолинейными от 262 000 до 700 000 *вт* (от 225 000 до 600 000 *ст. ккал/ч*) и двухлинейными до 1 400 000 *вт* (до 1 200 000 *ст. ккал/ч*) в виде двух рам, спаренных на одном валу. Это уже был современный тип горизонтального компрессора, отличающийся от типа ГМ. Он имел поршни и крышки с плоскими поверхностями, клапаны, расположенные радиально в цилиндре, причем вместо тяжелых шпindelных — легкие кольцевые пластинчатые; цилиндр с подвижными опорами для компенсации тепловых расширений вместо жесткого крепления; смазку движения с помощью шестеренчатых насосов, а смазку цилиндров и сальников штока — с помощью многоглубинного насоса; сальники штока с металлическими разрезными кольцами.

С начала Великой Отечественной войны до 1946 г. холодильных машин заводы не выпускали. С 1946 г. стал выпускаться компрессор марки 4АУ-15 — четырехцилиндровый, аммиачный, У-образный — с диаметром цилиндра 15 *см*, холодопроизводительностью 175 000 *вт* (150 000 *ст. ккал/ч*). Этот компрессор по сравнению с компрессором ВП-180/4, имеющим такую же производительность, имел более компактную конструкцию, так как в нем каждые два цилиндра выполнены в виде блока, что сокращает расстояние между их осями (табл. 4).

Первые фреоновые компрессоры марок 1ФВ холодопроизводительностью 11 630 *вт* (10 000 *ккал/ч*) и 4ФВ — 87 500 *вт* (75 000 *ккал/ч*), выпускавшиеся в 1940 г., были вертикальными прямоточными бескрейцкопфными.

Таблица 4

Сравнительные характеристики аммиачных бескрейцкопфных компрессоров

Показатели	Марки компрессоров и год их серийного выпуска				
	ВП-180/4 (4АВ)	4АУ-15 (АУ-150)	АУ-200	2АВ-27 (АВ-300)	АУУ-400
	1933	1946	1961	1951	1962
Ход поршня (S), мм	180	140	130	150	130
Диаметр цилиндра (D), мм	180	150	150	270	150
Количество цилиндров, шт.	4	4	4	2	8
Число оборотов в минуту (n)	375	720	960	480	960
Холодопроизводительность, $вт$	175000	175000	233000	350000	465000
Эффективная мощность при стандартном режиме (N_e), $квт$	54	51	65	102	128
Средняя скорость поршня (c_m), $м/сек$	2,25	3,36	4,16	4,0	4,16
«Мертвый» объем, %	6,6	5,35	4,2	4,0	4,2
Коэффициент подачи (λ) при $c=5\%$	0,66	0,72	0,74	0,76	0,74
Удельная эффективная холодопроизводительность (Q_0/N_e), $вт/вт$	3,24	3,42	3,58	3,42	3,65
Масса компрессора с маховиком, $кг$	3310	1350	1350	5500	2100
Относительная масса, $\frac{кг}{1000\text{ }вт}$	18,9	7,7	5,8	15,7	4,5

Фреоновые и аммиачные машины производительностью до 34 000 $вт$ (до 30 000 $ст. ккал/ч$) выпускают в виде компрессорно-конденсаторных агрегатов (рис. 31).

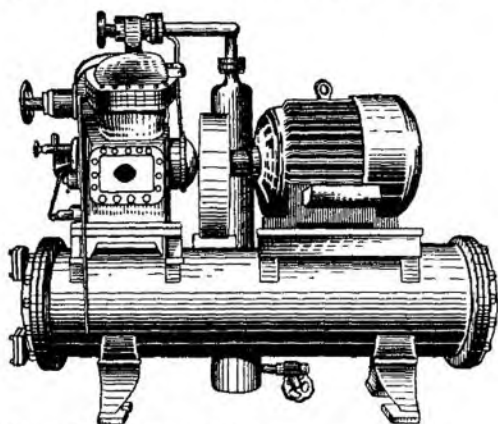


Рис. 31. Компрессорно-конденсаторный агрегат АК-АУ—30

Для создания большей герметичности многие малые фреоновые компрессоры холодопроизводительностью до 29 000 $вт$ (до 25 000 $ккал/ч$) выполняют без сальника с электродвигателем, встроенным в картер компрессора.

Современные поршневые аммиачные и фреоновые компрессоры холодопроизводительностью до 465 000 $вт$ (до 400 000 $ккал/ч$) имеют вертикальное У-образ-

ное и веерообразное расположение цилиндров (от двух до восьми). Конструкция — блоккартерная, число оборотов — $720 \div 960$ в минуту (рис. 32 и 33). Блоккартерная конструкция обеспечивает небольшую массу и меньшие затраты труда, точность геометрических осей, малые износы, более высокие рабочие коэффициенты.

Для машин большей холодопроизводительностью вместо тихходных громоздких компрессоров типа АГ начинается серийный выпуск машин типа АО со встречным движением поршней и с противоположным (оппозитным) расположением цилиндров (рис. 34).

Для достижения низких температур кипения (ниже -30°C) вначале применяли только горизонтальные двух- и трехступенчатые компрессоры с дифференциальным поршнем, как 14АГ, или с двумя параллельно расположенными компрессорами на одном валу, как 7АГ. В 30-х годах начали применять компоновку из одноступенчатого компрессора, работающего, как цилиндр высокого давления, и поджимающего (бустер) компрессора, — как цилиндр низкого давления.

В настоящее время освоены и выпускаются аммиачные двухступенчатые четырехцилиндровые блоккартерные компрессоры типа ДАУ-80 и др. (см. рис. 62) холодопроизводительностью $93\,000 \text{ вт}$ ($80\,000 \text{ ккал/ч}$) при температуре кипения -40°C и температуре конденсации $+35^{\circ}\text{C}$, применяемые в основном для судовых холодильных установок.

Для низкотемпературных установок выпускают поджимающие ротационные компрессоры, которые характеризуются небольшими габаритами и весом, например РАБ-300 холодопроизводительностью $350\,000 \text{ вт}$ ($300\,000 \text{ ккал/ч}$), с его помощью можно получить температуру воздуха в камерах до -60°C .

Для получения холодопроизводительности от $233\,000$ до $7\,000\,000 \text{ вт}$ (от $200\,000$ до $6\,000\,000 \text{ ст. ккал/ч}$) применяют наряду с поршневыми компрессорами турбокомпрессоры с тремя холодильными агентами: фреоном-11, фреоном-12, фреоном-142.

§ 24. ПОРШНЕВЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

1. Поршневые компрессоры большой производительности

Поршневые компрессоры крупных холодильных машин выполняют крейцкопфными двойного действия и бескрейцкопфными простого действия.

Крейцкопфные непрямоточные компрессоры двойного действия выпускают холодопроизводительностью свыше $465\,000 \text{ вт}$ ($400\,000 \text{ ст. ккал/ч}$). Эти компрессоры по расположению цилиндров бывают: а) горизонтальными однолинейными; б) горизонтальными двухлинейными (компаунд); в) горизонтальными оппозитными с установкой цилиндров друг против друга.

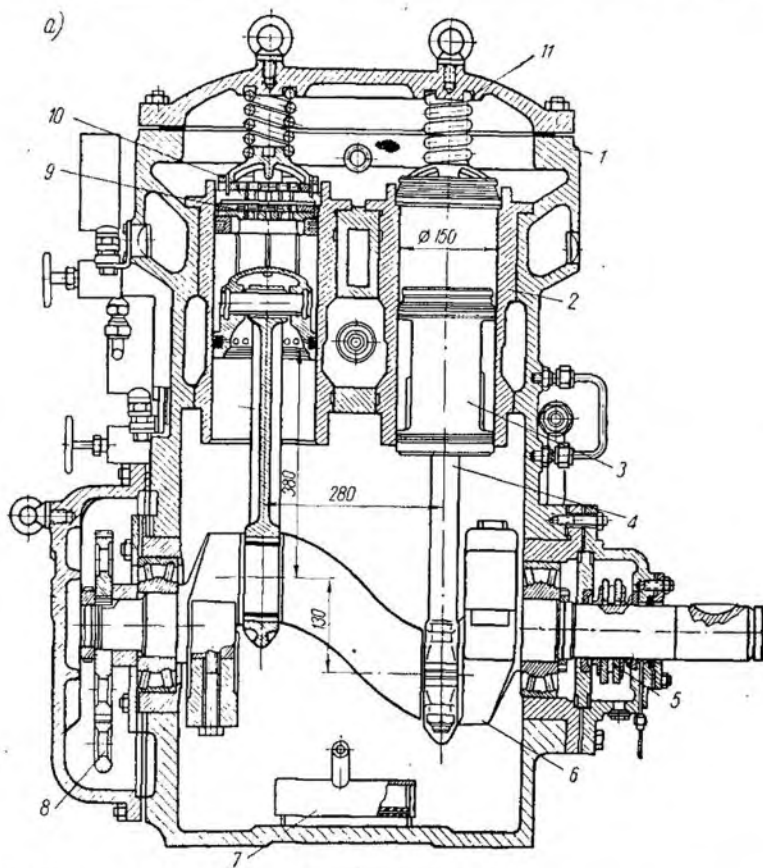
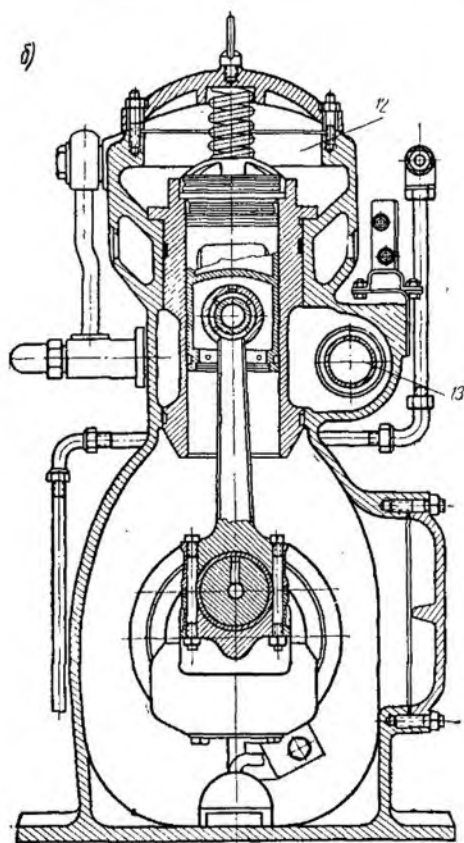


Рис. 32. Аммиачный вертикальный компрессор АВ-100:

a — продольный разрез; *б* — поперечный разрез; 1 — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; коленчатый вал; 7 — масляный фильтр; 8 — шестеричатый масляный насос; 9 — всасывающий клапан; 11 — буферная пружина; 12 — нагнетательная полость; 13 — всасывающий кол

Принцип действия горизонтального компрессора типа ГД показан на рис. 35. При движении поршня из левого крайнего положения в левой полости цилиндра сначала происходит расширение пара, оставшегося в «вредном» пространстве, до давления, несколько меньшего, чем во всасывающем трубопроводе. Затем открывается всасывающий клапан 1 и происходит всасывание пара холодильного агента в левую полость цилиндра. При обратном движении поршня всасывающий клапан 1 закрывается и в цилиндре происходит сжатие пара до давления несколько выше, чем давление в нагнетательном трубопроводе. При этом давлении пар нагнетается в конденсатор через нагнетательный клапан 2. В то время когда в левой полости цилиндра происходит сжатие, в правой пар засасывается через всасы-



3 — поршень; 4 — шатун; 5 — сальник; 6 — всасывающий клапан; 10 — нагнетательный лектор

вающий клапан 1', а затем сжимается и выталкивается через клапан 2'.

Устройство горизонтального компрессора показано на рис. 36.

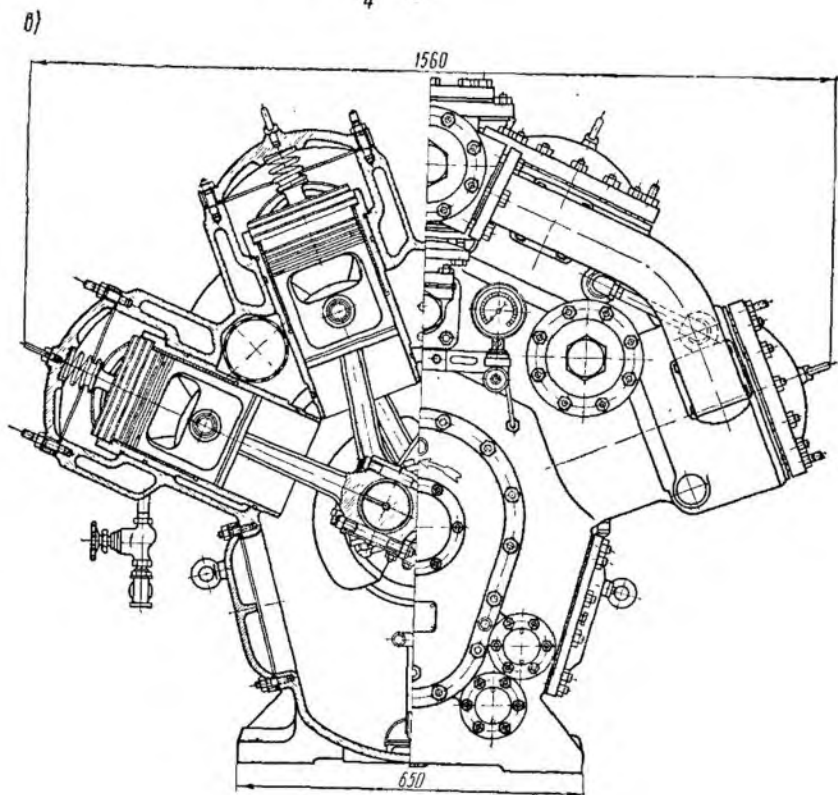
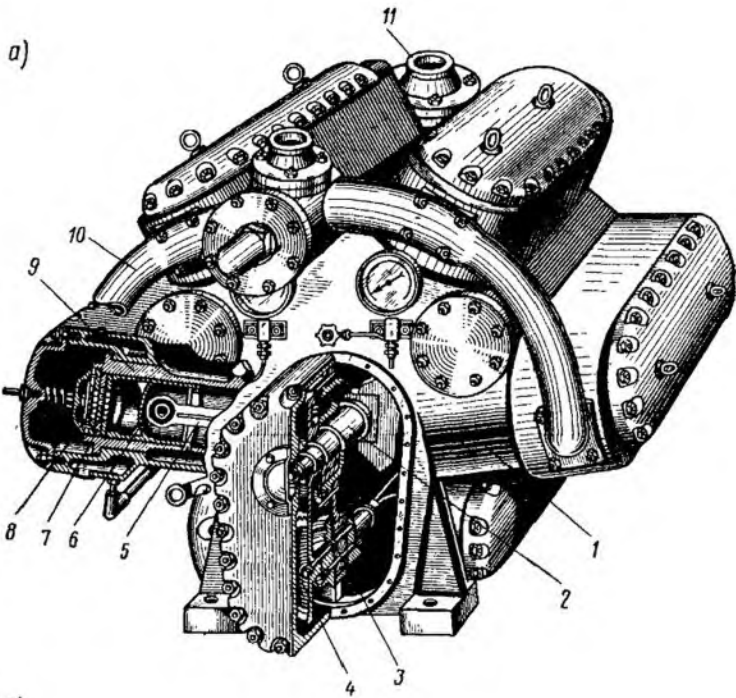
Рама компрессора. Базовой деталью, в которой расположен кривошипно-шатунный механизм, является рама компрессора. На раме крепят цилиндры и все вспомогательные детали. Она воспринимает все усилия, возникающие в деталях при сжатии пара, поэтому должна быть массивной и прочной. Рама находится под действием атмосферного давления. Проемы и отверстия в ней закрываются легкими крышками и кожухами.

Рамы бывают вильчатые и байонетные. При байонетной раме упрощается конструкция вала и его укладка, возможно применение неразъемного шатуна. Вал изготовляют кривошипным и опирают на один коренной подшипник и один выносной. У вильчатых рам вал коленчатый, который опирается

на два коренных подшипника. Такие рамы сложны в монтаже, менее удобны в эксплуатации и дороже.

В настоящее время компрессоры АГ-600 и АГ-1200 изготовляют с байонетной рамой, компрессоры других марок — с вильчатой рамой. Рамы изготовляют литыми из чугуна марки СЧ18—36.

Цилиндр. В цилиндре происходит обратное расширение пара холодильного агента, оставшегося в мертвом пространстве, всасывание пара из испарителя, сжатие пара и нагнетание его в конденсатор. Цилиндры двойного действия имеют гнезда для размещения всасывающих и нагнетательных клапанов. В крупных компрессорах цилиндры имеют установленные на легкопрессовой посадке



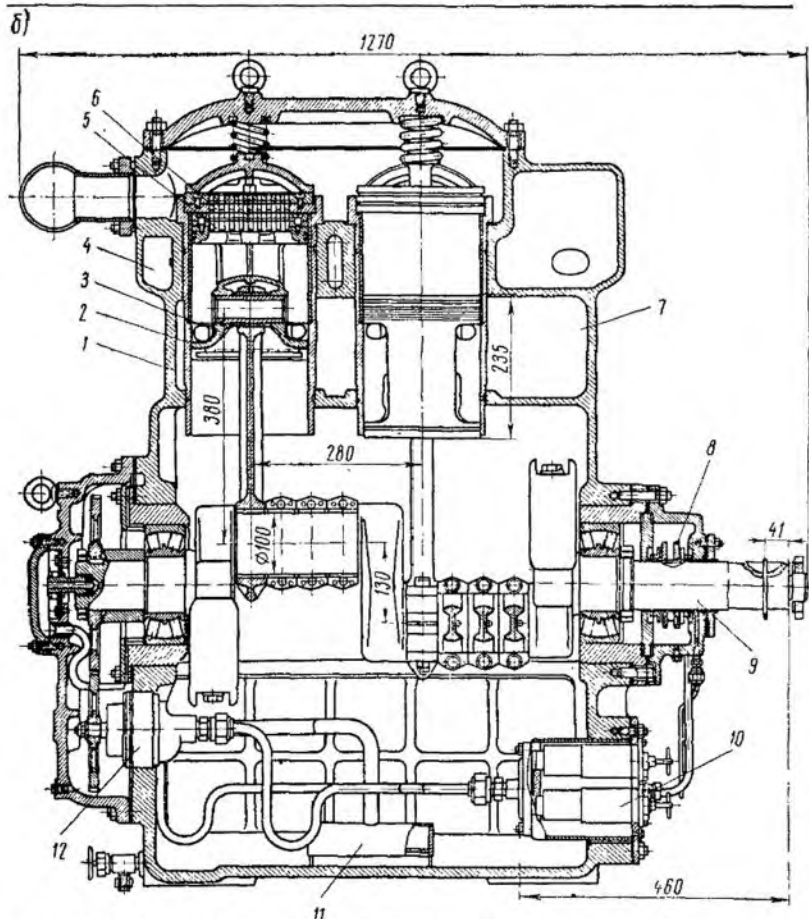


Рис. 33. Блоккартерные восьмицилиндровые компрессоры:

а — АУУ-400: 1 — блок-картер; 2 — коленчатый вал; 3 — шестеренчатый масляный насос; 4 — приводные шестерни насоса; 5 — шатуны; 6 — поршень; 7 — клапан всасывающий; 8 — клапан нагнетательный; 9 — гильза цилиндра; 10 — нагнетательный коллектор; 11 — всасывающий патрубков; 6 — ФУУ-350: 1 — блок-картер; 2 — гильза цилиндра; 3 — поршень; 4 — водяная рубашка; 5 — всасывающий клапан; 6 — нагнетательный клапан; 7 — всасывающая полость; 8 — сальник; 9 — коленчатый вал; 10 — фильтр тонкой очистки масла; 11 — заборный масляный фильтр; 12 — масляный насос; 6 — поперечный разрез компрессора ФУУ-350

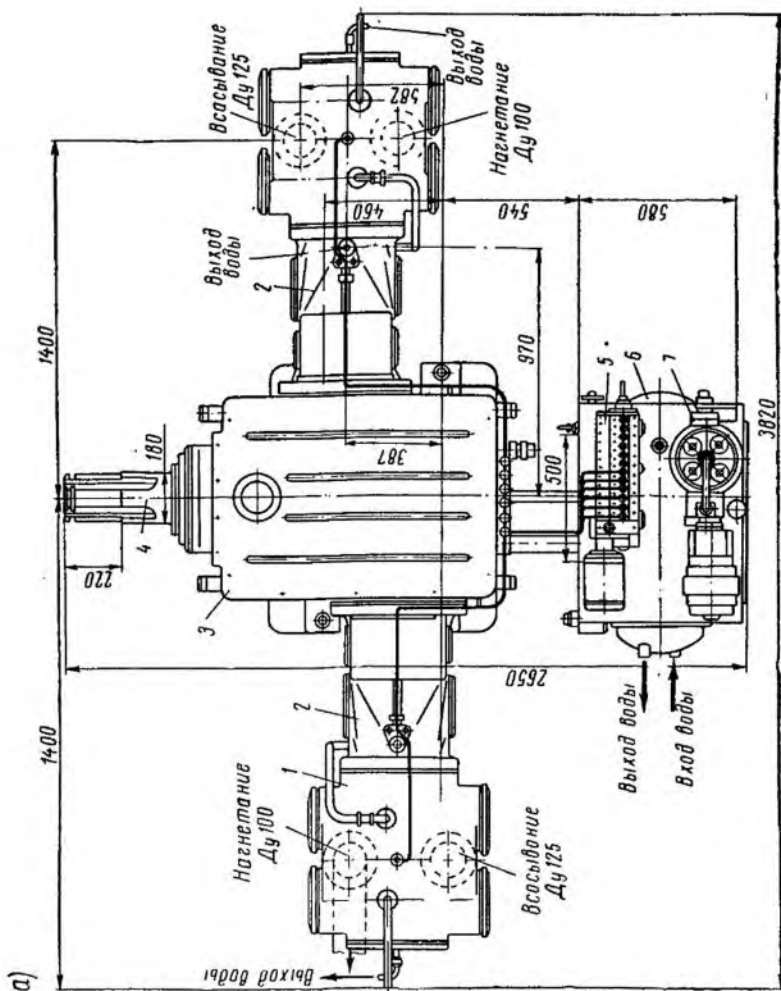
гильзы для облегчения ремонта при износе. Крышки соединяют с цилиндром шпильками, применяя прокладки из паронита или клингерита.

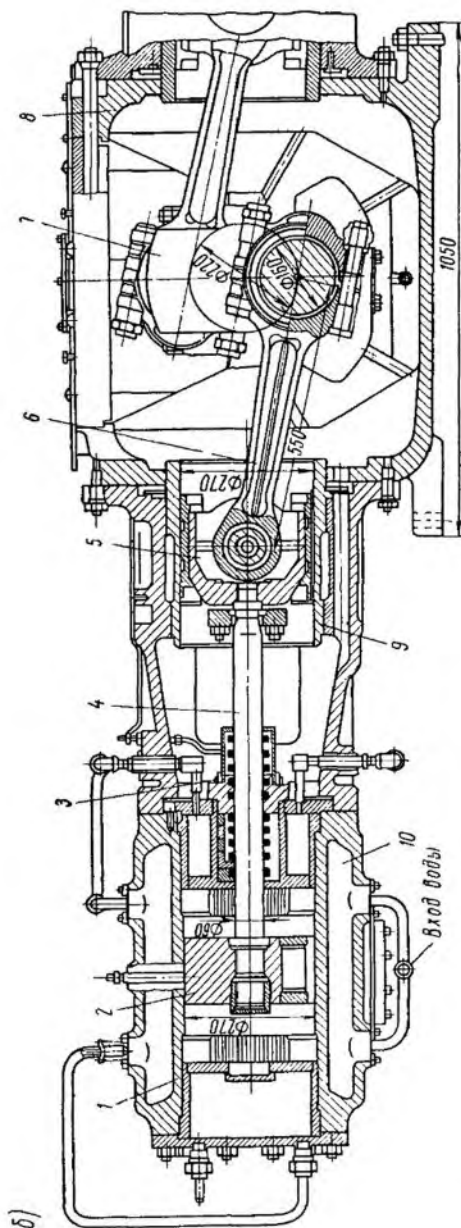
Цилиндры с крышками и гильзы выполняют из высококачественных чугунов марок СЧ21—40 и СЧ24—44 или легированных чугунов с присадкой никеля от 1 до 2%.

Клапаны всасывающие и нагнетательные. Всасывающие клапаны предназначены для всасывания пара в цилиндр компрессора,

Рис. 34. Аммиачный оппозитный компрессор АО-600:

а — план: 1 — цилиндр; 2 — направляющие крейцкопфа; 3 — база; 4 — конец коленчатого вала; 5 — лубрикатор; 6 — фильтр-холодильник для масла; 7 — масляный насос; 8 — продольный поршень; 9 — сальник; 4 — шток; 5 — крейцкопф; 6 — шатун; 7 — крайний коленчатого вала; 8 — база; 9 — направляющие крейцкопфа; 10 — водяная охлаждающая рубашка





а нагнетательные — для нагнетания пара из цилиндра в конденсатор. От состояния клапанов зависит холодопроизводительность компрессора: если клапаны неплотно закрываются, то пар перетекает со стороны высокого давления на сторону низкого давления и холодопроизводительность уменьшается.

Клапаны относятся к наиболее ответственному узлам компрессора. Они должны обеспечивать плотность в закрытом состоянии, своевременность открывания и закрывания, малое сопротивление протеканию газа, износоустойчивость и прочность.

В настоящее время все горизонтальные компрессоры имеют пластинчатые клапаны (рис. 37). Конструкции всасывающих и нагнетательных пластинчатых клапанов одинаковы. Основные детали клапанов следующие: седло 3, розетка 1, пластины 4, пружины 2. Пластина клапана прижимается пружиной к седлу и перекрывает проходное сечение клапана. Всасывающий клапан имеет приспособление для ручного открывания при пуске компрессора в ход. Под действием шпинделя опускается отжимная вилка, стержни которой входят в отверстие седла клапана и отжимают пластину.

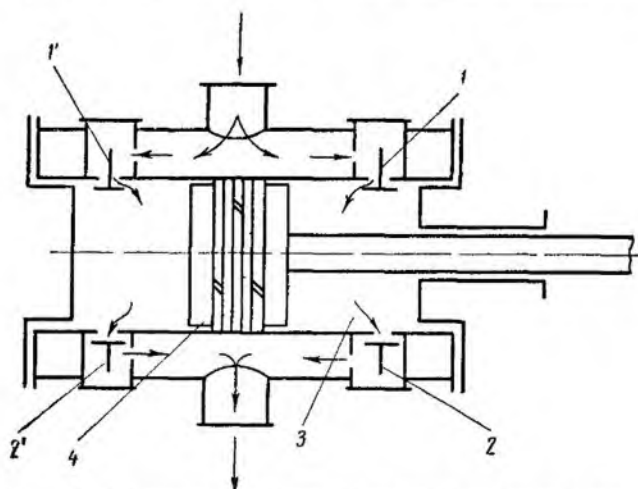


Рис. 35. Принцип действия горизонтального компрессора:

1, 1' — всасывающие клапаны; 2, 2' — нагнетательные клапаны;
3 — цилиндр; 4 — поршень

Седла и розетки изготовляют из стали 35 и 45, пластины — из листовой легированной стали марок 30ХГСА, пружины — из пружинной проволоки класса II.

Предохранительные клапаны. Для предотвращения аварии в случае повышения разности давлений нагнетания и всасывания выше допустимой применяют предохранительные клапаны. При нормальной работе компрессора предохранительный клапан должен быть закрыт, а при повышении разности давлений нагнетания и всасывания выше допустимой предохранительный клапан открывается и соединяет нагнетательную сторону со всасывающей, при этом часть пара переходит с нагнетательной стороны на всасывающую и возможность аварии исключается.

Для горизонтальных компрессоров применяют пружинные шпindelные предохранительные клапаны (рис. 38).

Шпindelный клапан имеет следующие основные части: клапан 1, направляющую 4, седло 5, пружину 3. Пружина плотно прижимает грибок к седлу клапана и разъединяет нагнетательную сторону со всасывающей. Пружинный предохранительный клапан должен начинать открываться при разности давлений для аммиака

$$1570 \text{ кн/м}^2 (16 \text{ кг/см}^2)$$

и быть полностью открытым при разности давлений

$$1800 \text{ кн/м}^2 (18,4 \text{ кг/см}^2).$$

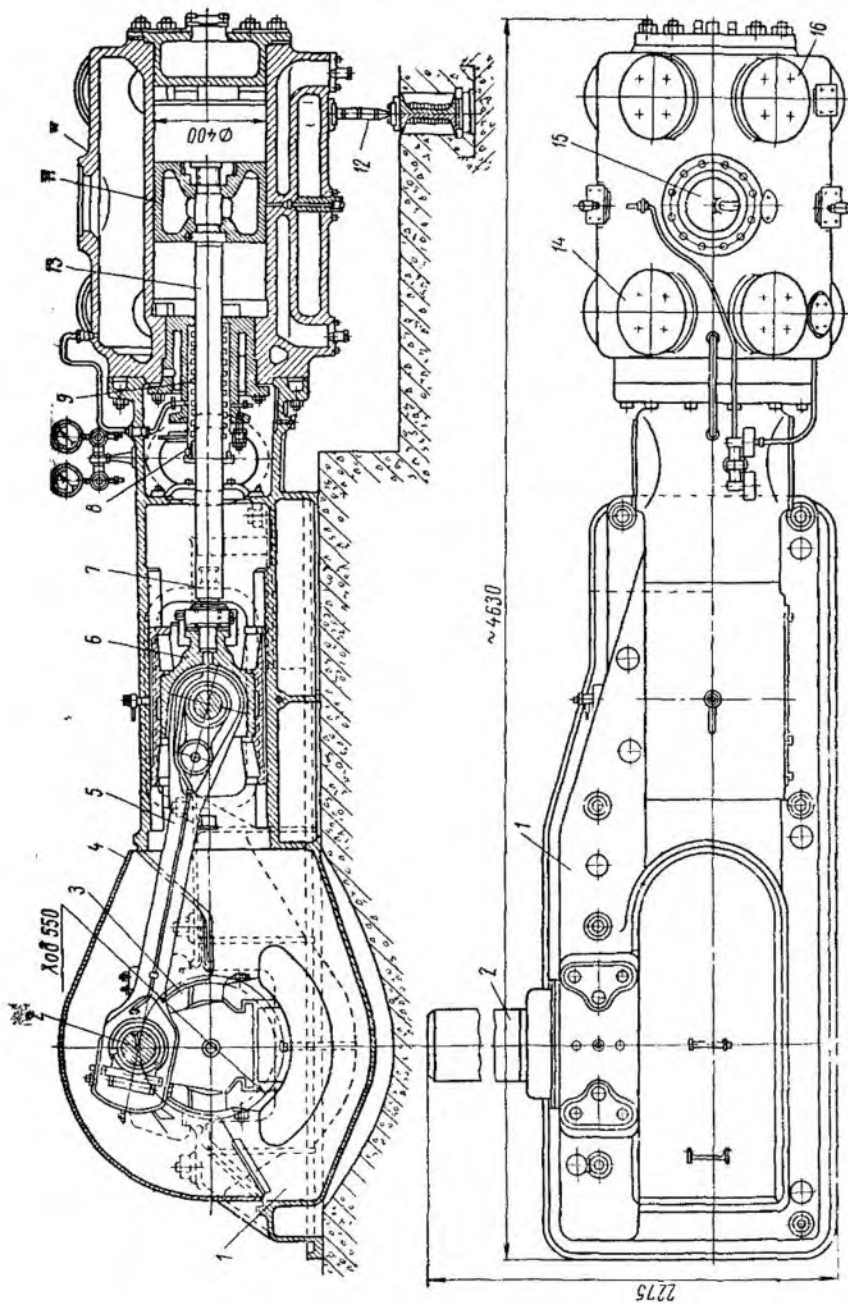


Рис. 36. Горизонтальный аммиачный компрессор двойного действия АГ-600:

1 — байонетная рама; 2 — коленчатый вал; 3 — коренной подшипник; 4 — кожух кривошипа; 5 — шатун; 6 — кресткофф; 7 — шток; 8 — предохранительный клапан; 9 — сальник; 10 — цилиндр; 11 — поршень с кольцами; 12 — подвижная опора цилиндра; 13 — всасывающий клапан; 14 — нагнетательный клапан; 15 — предохранительный клапан; 16 — предохранительный клапан

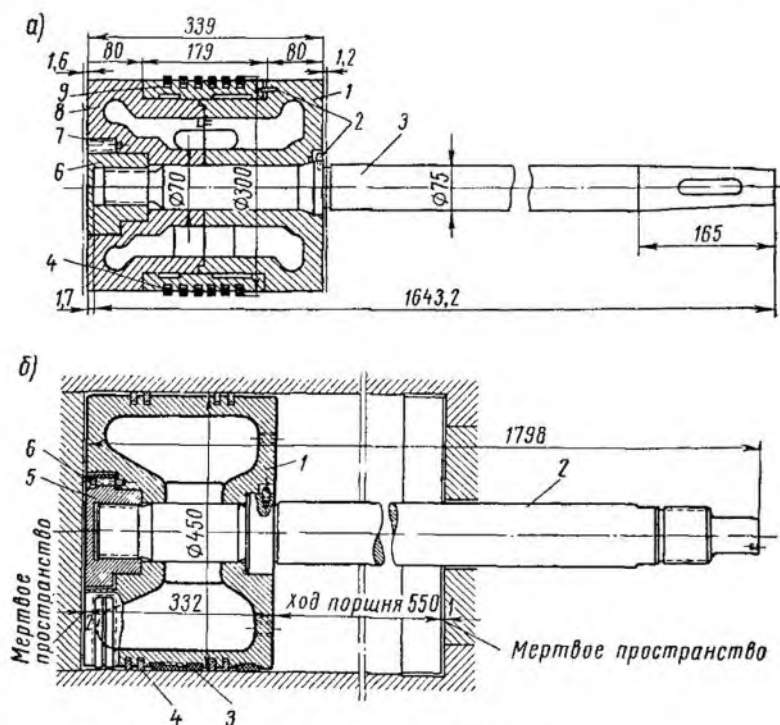


Рис. 39. Поршни горизонтальных компрессоров:

а — составной поршень: 1 — корпус; 2 — штифты; 3 — шток; 4 — поршневое кольцо; 5 — гайка; 6 — шплинт; 7 — стопорная шпилька; 8 — крышка; 9 — кольцевая вставка; 6 — целый поршень: 1 — поршень; 2 — шток; 3 — опорная поверхность поршня; 4 — поршневое кольцо; 5 — гайка; 6 — стопорный болт

Крейцкопфы выполняют с съемными башмаками 1 и 5, отлитыми из чугуна, или с заливкой баббитом. Материалом корпуса 2 служит стальное литье марки 150 или 20Л (ГОСТ 977—58) для крупных машин и чугун СЧ21—40 — для малых машин.

Башмаки и параллели рамы имеют цилиндрическую форму. Башмаки предназначены для передачи усилий, развивающихся в ползуне, параллелям, по которым они скользят.

Крейцкопф соединяется с шатуном с помощью пальца. Палец должен быть прочным, жестким и обладать высокой твердостью рабочей поверхности. Материалом для пальцев служит сталь 20Х (ГОСТ 4543—57). Поверхность пальца цементируют, закаливают и шлифуют.

Ш а т у н должен обладать жесткостью в отношении продольного изгиба и прочностью при минимальном весе. Он состоит (рис. 42) из стержня 1, кривошипной головки или мотылевого под-

шипника 8, крейцкопфной головки 9, двух шатунных болтов 3, двух корончатых гаек 4. Шатуны в крупных горизонтальных компрессорах выполняют коваными из стали марки 40 с точеным стержнем круглого сечения, слегка конусным по длине. Кривошипную головку шатуна при коленчатом вале выполняют открытого типа с отъемной крышкой, которую крепят к шатуну болтами. При кривошипном вале кривошипную головку шатуна выполняют закрытого типа, неразъемной. Неразъемная головка делает шатун более легким, простым и более надежным ввиду отсутствия шатунных болтов. В обоих случаях в кривошипные головки помещают разъемные стальные вкладыши, внутренняя поверхность которых залита баббитом марки Б83 или БН, и набор регулирующих прокладок, с помощью которых производится подтяжка подшипников.

Крейцкопфную головку шатуна выполняют неразъемной вместе со стержнем в виде проушины с вкладышем из двух частей, закрепленным с помощью клина. Вкладыши изготовляют из фосфористой бронзы марки ОФ6,5—0,15 (ГОСТ 5017—49).

Ш а т у н н ы е б о л т ы относятся к самым важным деталям компрессора. Их разрыв приводит к наиболее тяжелым авариям, так как вследствие сильных ударов колена вращающегося вала по оторвавшемуся шатуну шатун изгибается, повреждается вал, а иногда разрушаются рама и цилиндр, что приводит к полному выходу компрессора из строя. Материалом для изготовления шатунных болтов служит легированная термообработанная сталь 38ХА (ГОСТ 4543—57).

Болты затягивают корончатыми гайками, которые во избежание самоотвинчивания шплинтуют.

К о р е н н ы е в а л ы должны быть жесткими, прочными, а их трущиеся поверхности — износоустойчивыми.

Конструктивно валы выполняют кривошипными и коленчаты-

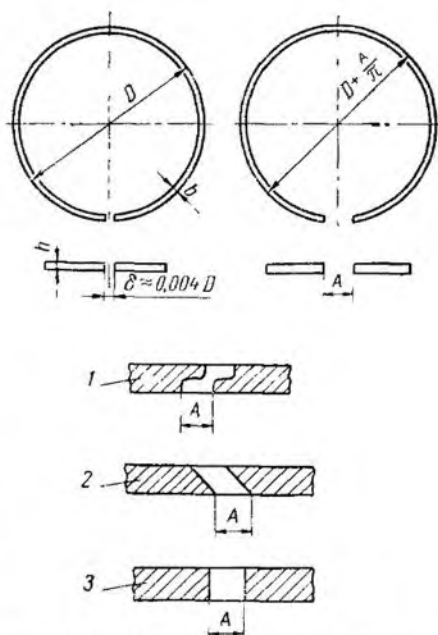


Рис. 40. Поршневые уплотнительные кольца:

1 — замок внахлестку; 2 — замок под углом 45°; 3 — замок прямой

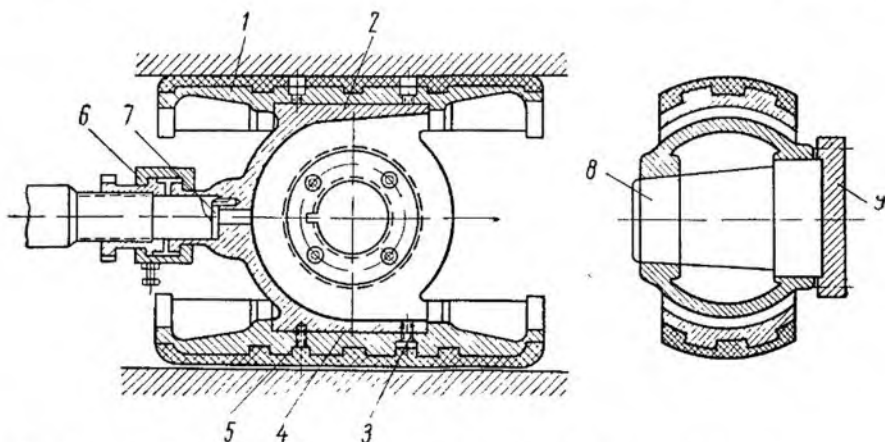


Рис. 41. Крейцкопф аммиачного горизонтального компрессора:

1 — верхний башмак; 2 — корпус; 3 — болты; 4 — лагунные прокладки; 5 — нижний башмак; 6 — муфта; 7 — упорная шайба; 8 — палец; 9 — нажимной фланец

ми. Кривошипный вал имеет только две опоры, что значительно упрощает монтаж и снижает чувствительность вала к перекосам опор. Крупные кривошипные валы в изготовлении проще коленчатых и применяются в крупных горизонтальных компрессорах. Кривошипный вал представляет собой сборную конструкцию из собственно вала, плеча кривошипа, пальца кривошипа и противовеса, уравновешивающего силы и момент инерции. Ротор или маховик крепят двумя тангенциальными шпонками.

У валов горизонтальных компрессоров со встречным движением поршней (опозитных) между парой опор расположено по два колена, смещенных на 180° , с длинной щекой, соединяющей их шейки (рис. 43).

Для подвода смазки от коренных подшипников к шатунным в теле вала просверлены каналы.

Валы изготовляют из высококачественных углеродистых сталей марок Ст. 40 и Ст. 45 или из легированной, подвергаемой закалке стали марки 40X. В качестве опор обычно применяют подшипники скольжения. Вкладыши выполняют из двух частей с горизонтальным разъемом. Смазку к подшипнику подводят с ненагруженной его стороны и распределяют вдоль шейки вала по канавкам (холодильникам).

Материалом вкладышей служит стальное литье или чугун. Для заливки применяют баббит марки Б83, а в последнее время стали применять свинцовый баббит марки Б16 или свинцово-никелевый — БН.

Маховики служат для обеспечения равномерности вращения электродвигателя и компрессора. Маховик или ротор электродвигателя крупных компрессоров снабжают специальным зубчатым венцом, с которым входит в зацепление ручной приводной механизм для его проворачивания перед пуском компрессора в ход.

Сальник. Для уплотнения штока в месте выхода из передней крышки и предотвращения утечки холодильного агента из цилиндра компрессора или подсоса воздуха в цилиндр при давлениях ниже атмосферных применяют сальники. В горизонтальных компрессорах наиболее распространены самоуплотняющиеся многокамерные сальники с чугунными или алюминиевыми кольцами (рис. 44).

Уплотнительные кольца 1 разрезаны, как показано на рис. 44. Каждое из колец охватывается по окружности браслетной пружиной 2, создающей предварительное уплотнение между элементами сальника и штоком.

Основное усилие, прижимающее уплотнительные кольца к штоку, создает пар за счет

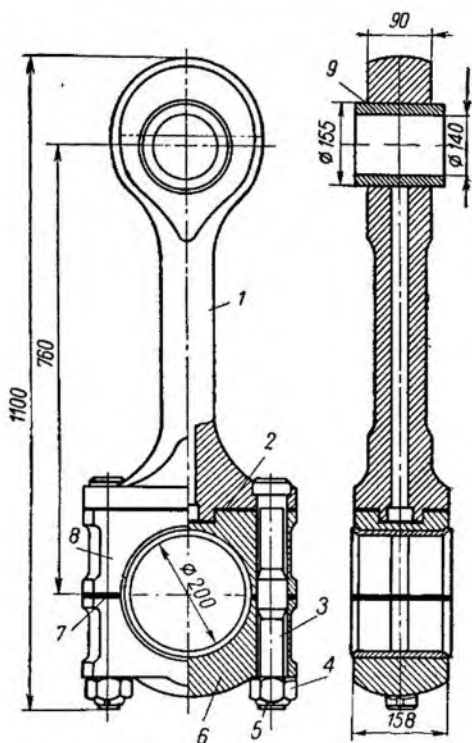


Рис. 42. Точеный шатун горизонтального компрессора с отъемной нижней головкой:

1 — стержень; 2 — прокладки для регулирования линейного мертвого пространства; 3 — болт; 4 — корончатая гайка; 5 — шплинт; 6 — скоба шатуна; 7 — прокладка для регулирования диаметра отверстия головки; 8 — верхняя часть головки; 9 — втулка верхней головки

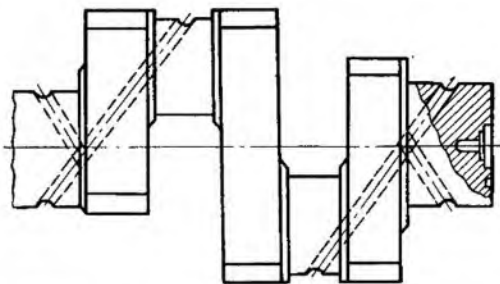


Рис. 43. Коленчатый вал компрессора со встречным движением поршней

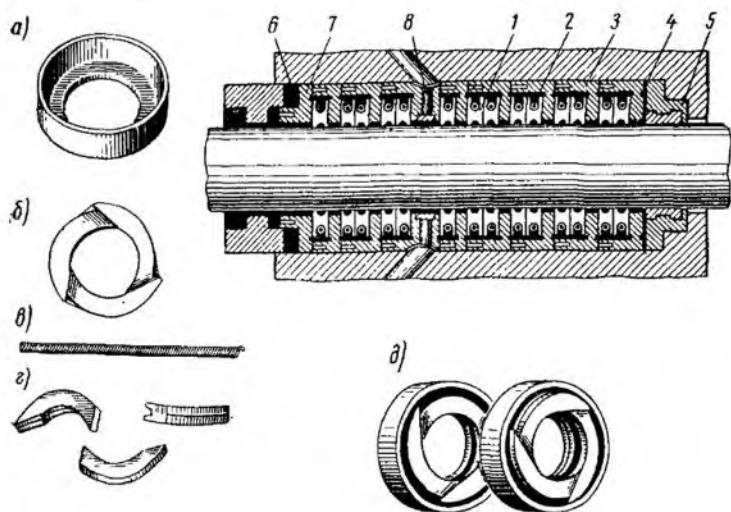


Рис. 44. Сальник горизонтального компрессора:

a — обойма (чугун); *б* — кольцо с пружиной; *в* — пружина (сталь); *г* — части кольца (чугун); *д* — кольца в обоймах; *1* — разрезное кольцо; *2* — пружина; *3* — обойма; *4* — клингеритовая прокладка; *5* и *7* — буксы; *6* — резиновое кольцо; *8* — фонарь

разности давлений в камере и в масляной пленке в зазоре между кольцами и штоком. Для установки пружины и для создания масляной пленки по наружной и внутренней поверхности колец имеются канавки. Такая конструкция кольца обеспечивает саморегулировку сальника: при разогреве штока и его расширении пружина растягивается и кольцо расширяется, при охлаждении штока пружина сжимается и прижимает кольцо радиально к штоку, то же происходит и при износе штока.

Кольца попарно устанавливают в обоймы *3* или камеры, притертые друг к другу торцами. Камер может быть от четырех до шести при диаметре штока от 50 до 160 мм. Масло для смазки сальника подается через фонарь *8*, представляющий собой полу втулку, соединенную с масляным насосом и со всасывающей стороной компрессора. Пар, неизбежно проникающий в сальник, через фонарь отсасывается компрессором и, таким образом, сальник разгружается от давления, а шток охлаждается. После фонаря сальник уплотняет уже небольшой перепад давлений (давление всасывания и атмосферное).

Для создания уплотнения по наружной поверхности сальниковой набивки после набивки устанавливают резиновое кольцо *6*, а после буксы *5*, залитой баббитом марки Б16, расположенной непосредственно у цилиндра и притертой к штоку, — клингерито-

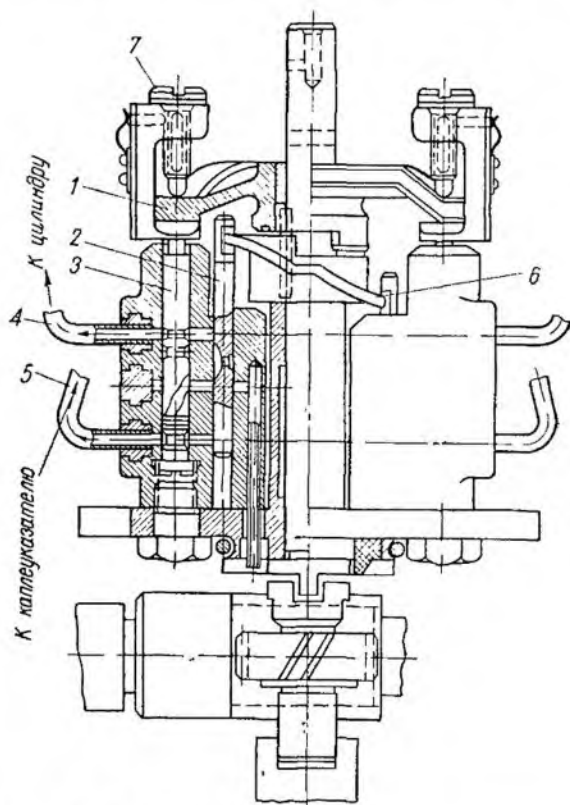


Рис. 45. Лубрикатор:

1 — верхний профилированный диск; 2 — распределительный золотник; 3 — плунжер; 4 — верхний отвод; 5 — нижний отвод; 6 — нижний профилированный диск; 7 — винт

вую прокладку 4. Такие сальники длительно работают без ухода, сохраняя плотность, но они несколько сложны по конструкции и со временем срабатывают шток. Кроме сальника, устанавливают предсальник, состоящий из трех-четырех хлопчатобумажных колец и резинового кольца с нажимной втулкой. Предсальник препятствует выходу масла из сальника по штоку.

Смазка компрессора. Система смазки компрессора должна быть простой и надежной, так как ее нарушение приводит к износу и даже к выходу из строя компрессора. В компрессоре смазывают все трущиеся поверхности: поршень в цилиндре, палец в головке шатуна, кривошип в параллелях, кривошипную шейку вала в головке шатуна, вал в коренных подшипниках, уплотнение што-

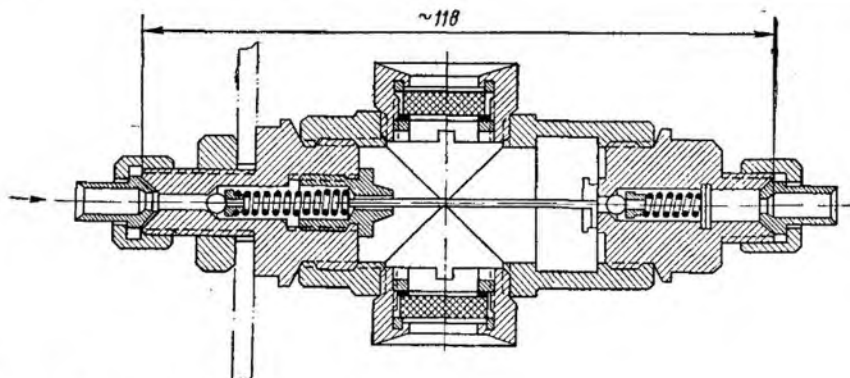


Рис. 46. Каплеуказательный глазок

ка — сальник. В крейцкопфных компрессорах имеются две самостоятельные системы смазки: 1) смазка цилиндра и сальника; 2) смазка кривошипно-шатунного механизма. Цилиндр и сальник смазывают под давлением с помощью лубрикатора, представляющего собой многоплунжерный насос с отдельными насосными элементами, каждый из которых питает только один ввод в цилиндре.

В л у б р и к а т о р е (рис. 45) насосные элементы расположены вокруг вертикального вала, на который насажены два профилированных диска. Верхний 1 из них приводит в действие плунжеры 3 насосов, а нижний 6 — распределительные золотники 2. Диски профилированы таким образом, что при каждом обороте вала золотник делает один двойной ход, а плунжер — два хода. Окна золотника расположены так, что при первом ходе плунжера вниз масло из резервуара подается по нижнему отводу 5 в каплеуказатель, а при втором ходе вниз масло, поступившее из каплеуказателя, по верхнему отводу 4 нагнетается в цилиндр компрессора. Подачу регулируют вращением винта 7, которым изменяют свободный ход в скобе плунжера. Лубрикатор имеет привод от крейцкопфа или коренного вала. Для подачи масла вручную перед пуском компрессора лубрикаторы имеют рукоятку.

Для контроля подачи масла применяют каплеуказательные глазки (рис. 46). Баллончик глазка, имеющий два смотровых окошка из плексигласа, заполнен глицерином. Вдоль его оси натянута проволочная нить, по которой скользят поднимающиеся вверх капли масла. На входе и выходе масла установлены обратные клапаны. Для смазки применяют масло ХА (ГОСТ 5546—59) с температурой застывания не выше -40°C , температурой вспышки не ниже 160°C .

Кривошипно-шатунный механизм (коренные и шатунные подшипники вала, пальцы и башмаки крейцкопфов) смазывают под

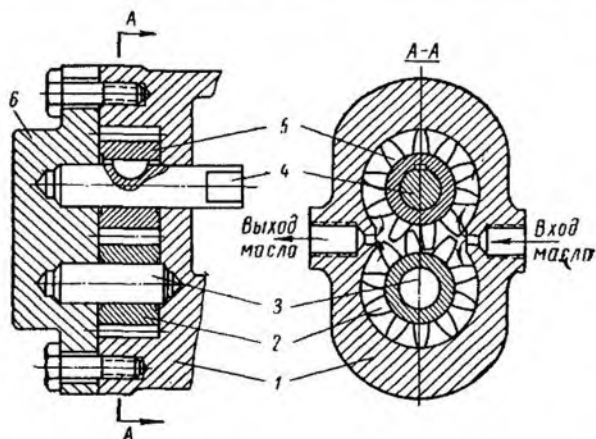


Рис. 47. Шестеренчатый масляный насос:

1 — корпус насоса; 2 — ведомая шестерня; 3 — валик (ось);
4 — валик ведущий; 5 — ведущая шестерня; 6 — крышка

давлением от шестеренчатого насоса (рис. 47) маслом марки «Индустриальное 50» («Машинное СУ») (ГОСТ 1707—51) с температурой застывания не выше -20°C и температурой вспышки не ниже 200°C . Насос забирает масло из бачка и подает к коренным подшипникам и параллелям крещкопфа. От подшипников по каналам в коленчатом валу масло поступает к кривошипным шейкам и вдоль шатуна — к пальцу крещкопфа. Стекающее из мест смазки масло возвращается самотеком в бачок, где охлаждается. Схема смазки приведена на рис. 48.

2. Бескрейцкопфные поршневые компрессоры большой производительности

Принцип действия бескрейцкопфного прямоточного компрессора показан на рис. 49. При движении поршня вниз объем цилиндра увеличивается и давление пара снижается. Когда давление в цилиндре станет несколько меньше давления в испарителе, откроется всасывающий клапан 1, и пар из всасывающего трубопровода начнет поступать в цилиндр компрессора. При перемещении поршня вверх всасывающий клапан закрывается, пар сжимается, и, когда давление пара в цилиндре станет выше, чем давление в нагнетательном трубопроводе, откроется нагнетательный клапан 2, и пар будет выталкиваться из цилиндра.

На рис. 50 показан бескрейцкопфный У-образный четырехцилиндровый компрессор. Он имеет следующие основные части:

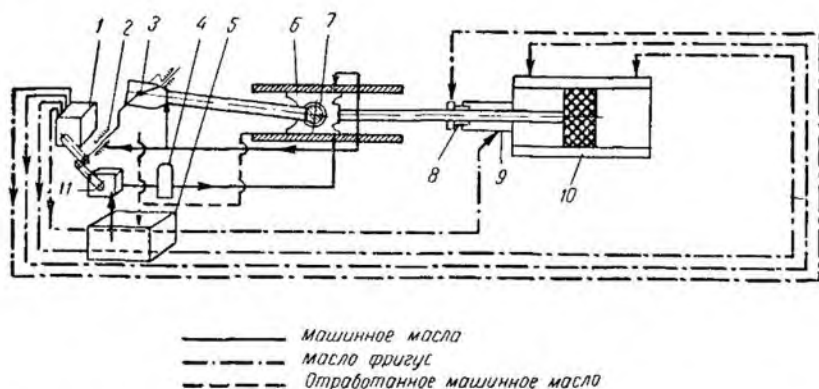


Рис. 48. Схема смазки горизонтального компрессора:

1 — насос-лубликатор; 2 — коренные подшипники; 3 — мотылевый подшипник
4 — фильтр; 5 — масляный бак; 6 — крепкопф; 7 — головка шатуна; 8 — предсальник; 9 — сальник; 10 — цилиндр

картер, блок цилиндров, всасывающий и нагнетательный клапаны, поршень с поршневыми кольцами, кривошипно-шатунный механизм, сальник, смазочное устройство.

Картер. Как и рама горизонтального компрессора, картер является опорной деталью компрессора, на которой крепят цилиндры, коренной вал и другие детали.

Картеры бескрейцкопфных компрессоров находятся под давлением всасываемых паров холодильного агента, поэтому они должны быть особенно герметичными. Герметичность достигается уменьшением числа разъемов. Для этого у многих компрессоров картер отливается заодно с цилиндрами. Материалом для изготовления картера служит чугун СЧ18—36.

Картер некоторых компрессоров разделен перегородкой на две полости — масляную и кривошипную. В масляной полости расположен механизм смазки, а в кривошипной — кривошипно-шатунная группа.

Картеры обычно имеют четыре окна с крышками: два боковых служат для доступа к мотылевым подшипникам, через переднее окно возможен доступ к смазочному механизму, в четвертой задней крышке монтируют сальник.

Цилиндры. В многоцилиндровых компрессорах для уменьшения расстояния между цилиндрами выполняют блоки цилиндров в одной отливке. Цилиндры обычно имеют вставные сменные гильзы. Это упрощает и удешевляет их ремонт, а также позволяет увеличивать диаметр цилиндров при работе компрессоров на фреоне-12. Гильзы уплотняют по верхнему и нижнему наружным поясам рези-

новыми кольцами. Верхнее кольцо препятствует перетеканию пара из полости нагнетания, а нижнее — проникновению масляного тумана из картера в полость всасывания. Цилиндровый блок имеет общие всасывающее и нагнетательное окна. В прямооточных компрессорах нижняя часть цилиндра соприкасается с холодными парами и имеет сравнительно низкую температуру. В верхней части цилиндра находится сжатый пар с высокой температурой. Для уменьшения «вредного» теплообмена верхние части цилиндров охлаждаются.

Компрессоры, работающие на аммиаке и фреоне-22 с высокими температурами нагнетания, имеют в верхней части цилиндров водяные рубашки.

В компрессорах, работающих на фреоне-12 и фреоне-142 с невысокими температурами нагнетания, применяют воздушное охлаждение; для этой цели верхнюю часть цилиндров и крышек выполняют ребристыми. В новейших моделях используют и водяное охлаждение.

Цилиндры, гильзы и крышки выполняют из высококачественных чугунов марок СЧ21—40 и СЧ24—44.

Поршень. В прямооточных бескрейцкопфных компрессорах применяют тронковые с сильно развитой боковой поверхностью проходные поршни, в которых всасывающие клапаны расположены в верхней части. Полость всасывания от картера отделяется сферической перегородкой в поршне. Для облегчения веса поршни делают пустотелыми с вырезами на боковой поверхности; вырезы также уменьшают работу трения (рис. 51).

Кроме уплотнительных колец, на тронковых поршнях имеются маслоъемные кольца, предназначенные для удаления с поверхности цилиндра излишков масла, попадающего из картера. Маслоъемные кольца устанавливают у нижней кромки поршня так, чтобы в нижней «мертвой» точке кромка кольца выходила в полость картера, а в верхней «мертвой» точке — не доходила на величину высоты кольца до нижней кромки всасывающих окон. При отсутствии маслоъемных колец или неправильной их установке масло падает в цилиндр

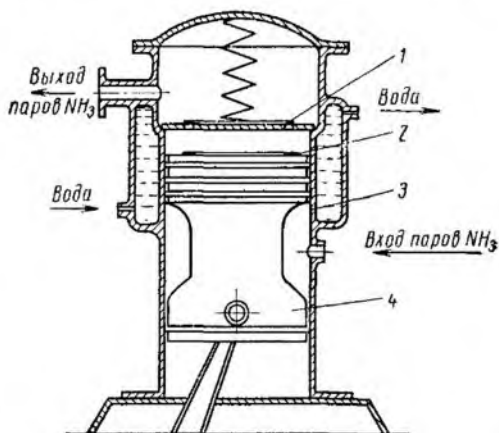


Рис. 49. Принцип действия вертикального компрессора:

1 — всасывающий клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — цилиндр; 4 — поршень

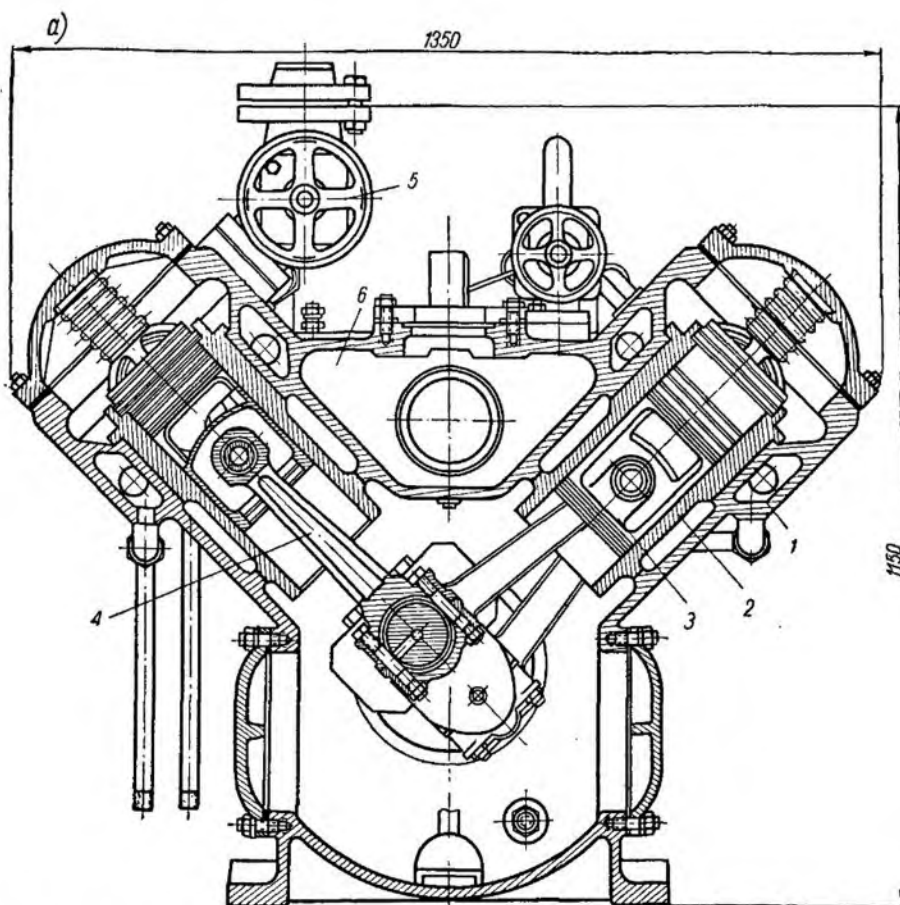
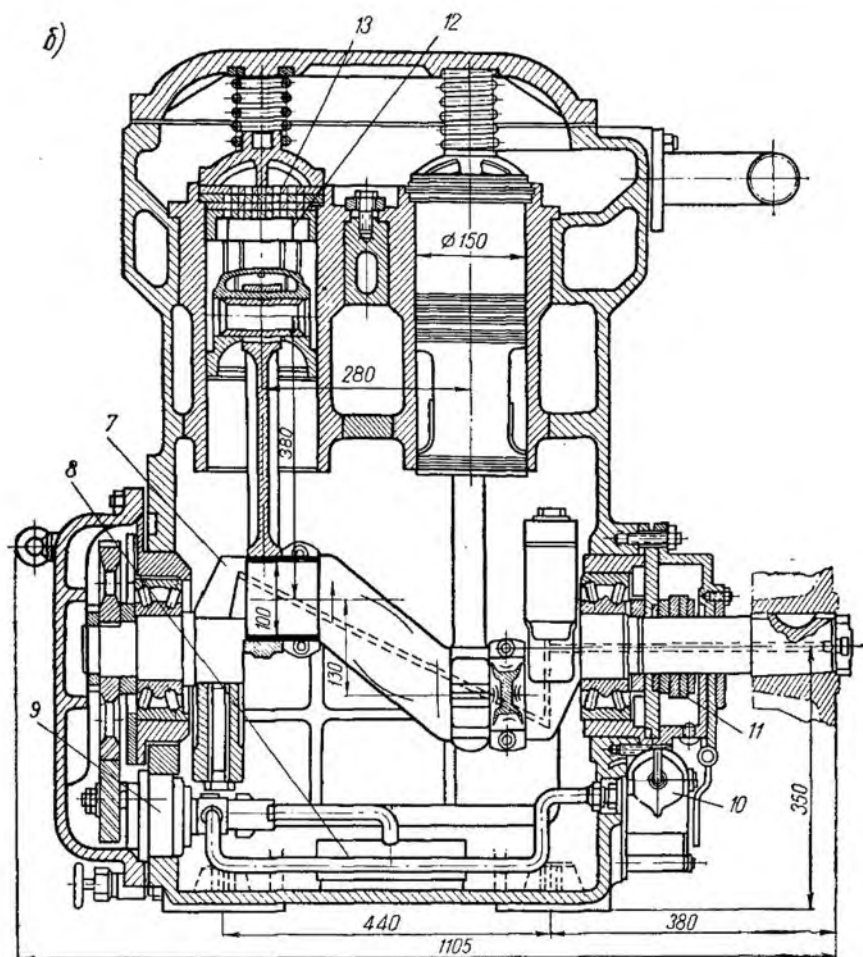


Рис. 50. Четырехцилиндровый компрессор АУ-200:

a — продольный разрез; *b* — поперечный разрез; 1 — водяная рубашка; 2 — цилиндры; 7 — коленчатый вал; 8 — фильтр грубой очистки масла; 9 — шестеренчатый нагнетательный клапан

в избыточном количестве, что приводит к излишнему его расходу, образованию нагара на клапанах и в трубопроводах, а также оседанию масляной пленки на поверхностях теплообменных аппаратов, которая ухудшает работу последних.

Маслосъемные кольца по наружной поверхности срезаны на конус. Масло, собираясь между стенками цилиндра и поверх-



вая гильза; 3 — поршень; 4 — шатун; 5 — нагнетательный ventиль; 6 — всасывающая насос; 10 — щелевой масляный фильтр; 11 — сальник; 12 — всасывающий клапан; 13 —

ностью кольца, отжимает кольцо в канавку и стекает внутрь поршня, для чего в кольцевой проточке под линией острой кромки кольца имеются отверстия. Такие же отверстия сделаны в канавке маслосъемного кольца для выхода пара.

Поршни делают литыми из чугуна или из алюминиевого сплава.
Кривошипно-шатунный механизм. В бескрейцкопфном комп-

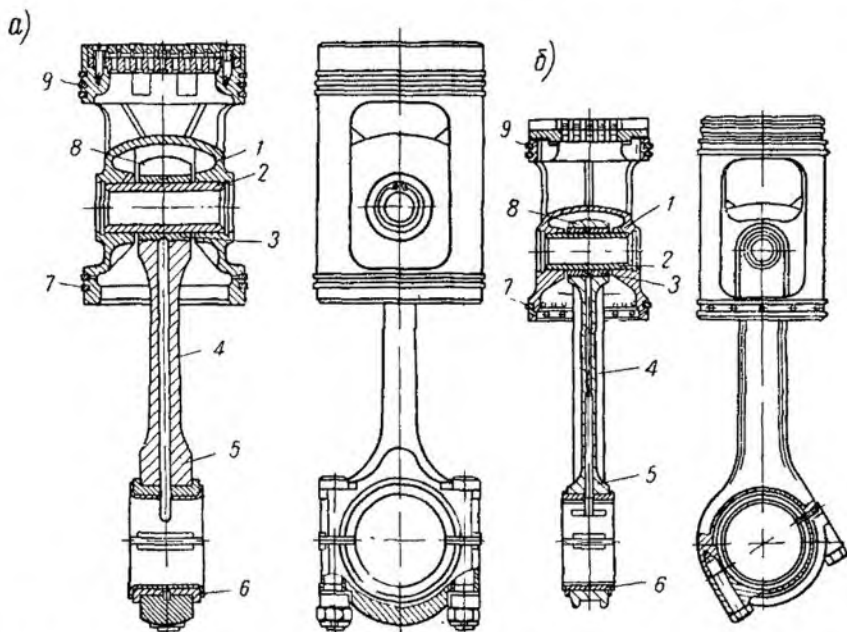


Рис. 51. Шатунно-поршневые группы аммиачных прямооточных компрессоров:
 а — точеный шатун с прямым разъемом; б — штампованный шатун с косым разъемом
 1 — поршень; 2 — палец; 3 — бронзовая втулка; 4 — стержень шатуна; 5 — разъемная головка шатуна; 6 — стальные вкладыши, залитые баббитом; 7 — маслосъемные кольца; 8 — глухая головка шатуна; 9 — уплотнительные кольца

рессоре кривошипно-шатунный механизм предназначен для превращения вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение поршня.

Поршень непосредственно соединяют с шатуном с помощью поршневого пальца (см. рис. 51).

В бескрейцкопфных машинах применяют плавающие полые пальцы. Их не стопорят в каком-либо положении, поэтому они могут свободно проворачиваться в поршне и верхней головке шатуна. От осевого перемещения в бобышках поршня пальцы удерживаются пружинными кольцами.

Шатуны кованые точеные с верхней неразъемной головкой (где запрессована бронзовая втулка) и нижней разъемной головкой с двумя стальными вкладышами, залитыми баббитом, и регулируемыми прокладками. Скобу шатуна крепят к стержню двумя болтами на корончатых гайках. Изготавливают и штампованные шатуны двутаврового сечения.

Коленчатый вал имеет два колена, расположенных под углом 180° один к другому, с чугунными противовесами. Его уста-

навливают на двух коренных подшипниках качения, входящих в расточки картера.

Сальники. В бескрейцкопфных компрессорах сальники уплотняют вал в месте выхода его из картера. В современных конструкциях применяют сальники с упругим элементом — мембраной и пружинные с уплотнительными кольцами трения.

На рис. 52, а показан мембранный сальник, применяемый в аммиачных и фреоновых компрессорах с диаметром вала до 150 мм. Он устроен следующим образом: стальное уплотнительное кольцо 1 закрепляют на валу шариковой шпонкой, и оно вращается вместе с валом. Между стальным кольцом и валом имеется уплотняющая свинцовая прокладка 15, к стальному подвижному кольцу 1 прижимаются два бронзовых кольца 2 и 7, закрепленных в центре стальных мембран 4 и 5. Мембраны зажимают в свинцовых прокладках: внутреннюю — между втулкой 13 сальника и фланцем картера, наружную — между втулкой 13 и крышкой 12 сальника. Масло подается шестеренчатым насосом из картера через боковое сверление втулки в пространство между мембранами и образует масляный затвор. Давление в масляной камере всегда выше, чем в картере, поэтому внутренняя мембрана 4, прогибаясь, прижимает бронзовое кольцо 2 к подвижному стальному кольцу 1, а наружная мембрана 5, прогибаясь в сторону крышки сальника и упираясь в кольцевой уступ, прижимает бронзовое кольцо 7 к подвижному кольцу. Из сальника масло вытекает сначала в масляный бачок, расположенный над сальником, а затем в картер компрессора. Наличие масла в бачке создает необходимое давление масла в сальнике при остановленном компрессоре. Растеканию масла по валу препятствует масляное уплотнение 8.

Мембранные сальники надежны в работе, не изнашивают вал, но требуют очень точной сборки, так как для надежной его работы подвижное кольцо должно быть установлено строго перпендикулярно оси вала. Мембраны изготовляют из стали 65Г (ГОСТ 1050—57).

Пружинный сальник с кольцами трения показан на рис. 52, б. Он, так же как и мембранный сальник, состоит из подвижных и неподвижных частей. К подвижным частям относятся подвижные стальные уплотнительные кольца 2 с упругими кольцами из маслостойкой резины 6, пружины 10, заключенные в сепараторе 9. Неподвижные части: промежуточная крышка 11 и наружная крышка 3, в которые установлены неподвижные чугунные кольца 1 с графитовыми уплотнительными вставками. Для изготовления графитовых вставок применяют специальный металлизированный графит марок 6ЕС и 15ЕС ВТУ Московского электродного завода. Подвижное кольцо выполняют из закаленной стали марки 20 или легированной стали 20Х (ГОСТ 4543—57). Между неподвижными крышками и валом имеется зазор. Пружины прижимают

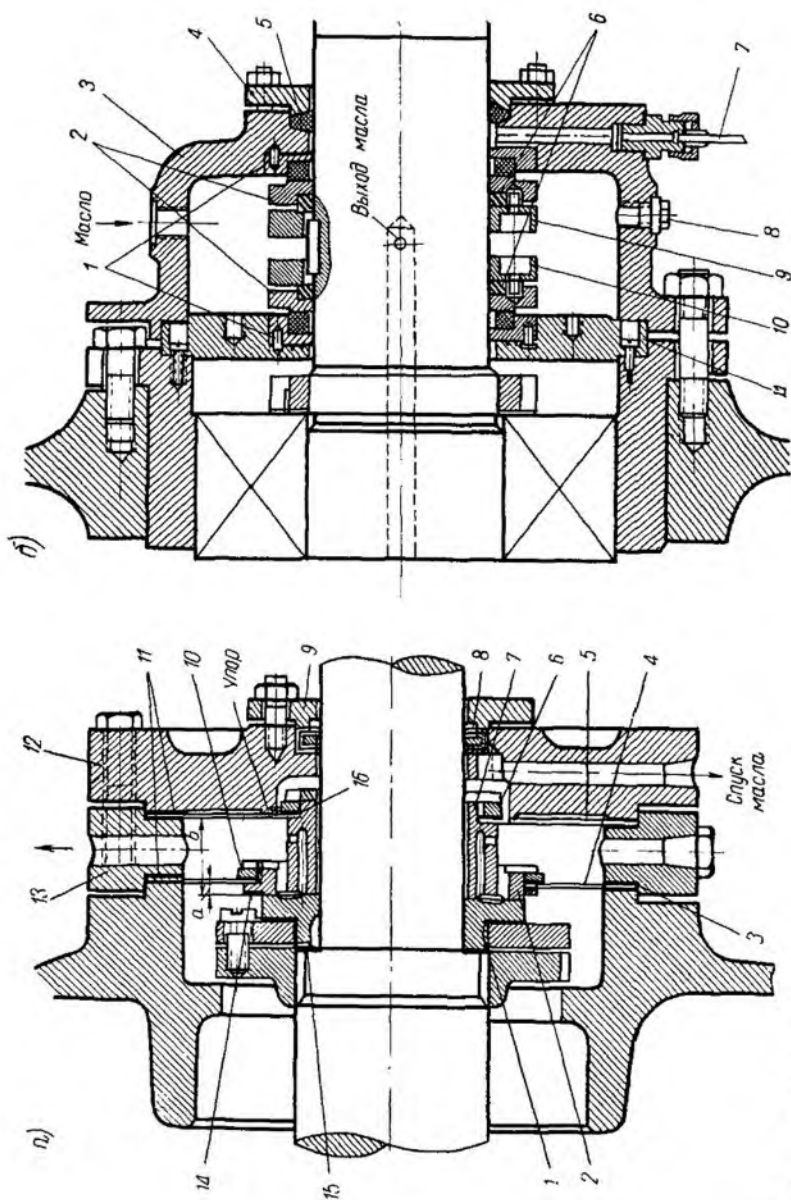


Рис. 52. Сальники:

а — мембранный сальник; 1 — стальное уплотнительное кольцо; 2 и 7 — бронзовые кольца; 3, 11, 14, 15, 16 — прокладки; 4 и 5 — мембраны; 6 и 10 — гайки; 8 — упругий манжет; 9 — крышка манжета; 12 — крышка сальника; 13 — ступка; 6 — пружинный сальник с кольцами трения; 1 — чугунные кольца с графитовыми уплотнительными вставками; 2 — поджимные уплотнительные кольца; 3 — наружная крышка; 4 — крышка манжета; 5 — манжет; 6 — упругие кольца из маслостойкой резины; 7 — трубка утечки масла из сальника; 8 — маслоступная пробка; 9 — сепаратор пружины; 10 — пружина; 11 — промежуточная крышка

стальные подвижные кольца 2 к неподвижным графитовым вставкам, создавая надежное уплотнение. Масло для смазки сальника подается через верхнее отверстие в крышке, а возвращается в картер по каналу вала.

Преимуществом этих сальников является простота монтажа и эксплуатации и небольшая трудоемкость в изготовлении основных деталей (подвижного и уплотнительного колец).

• Клапаны. В промежуточных компрессорах применяют самодействующие пластинчатые клапаны. Всасывающие

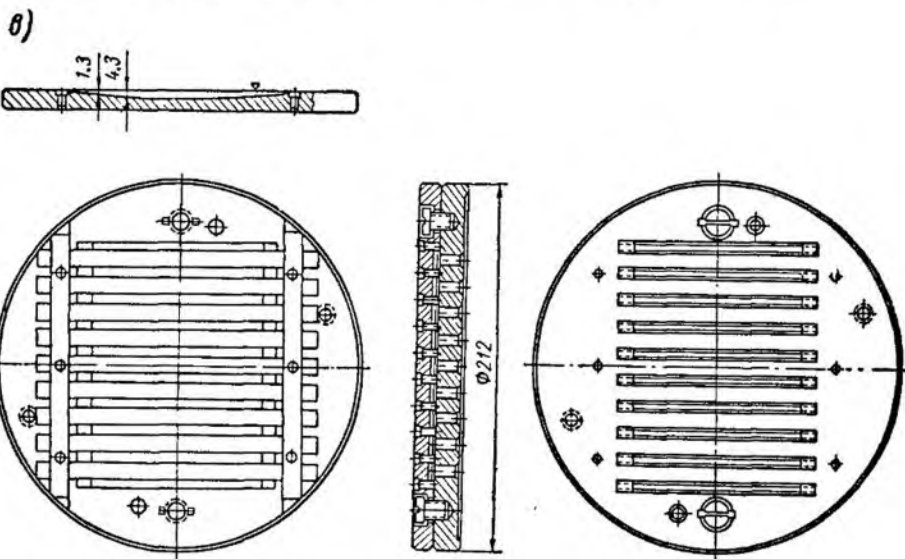
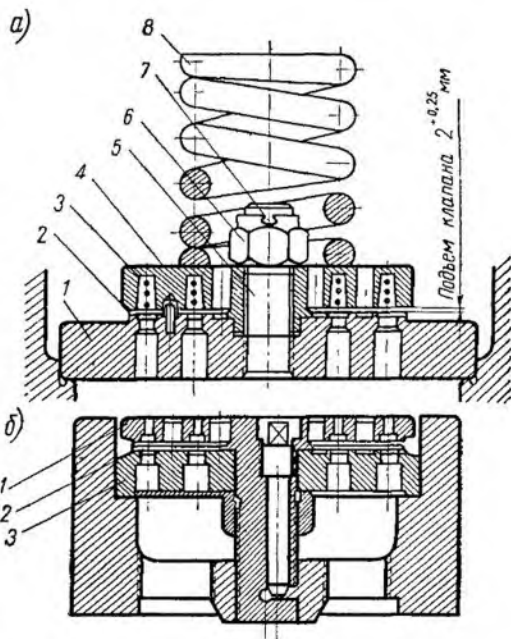


Рис. 53. Клапаны пластинчатые:

а — кольцевой всасывательный: 1 — седло (ложная крышка); 2 — кольцевые пластины; 3 — пружина; 4 — розетка; 5 — шпилька; 6 — корончатая гайка; 7 — шплинт; 8 — буферная пружина; б — кольцевой всасывающий: 1 — розетка; 2 — кольцевые пластины; 3 — седло; в — полосовой

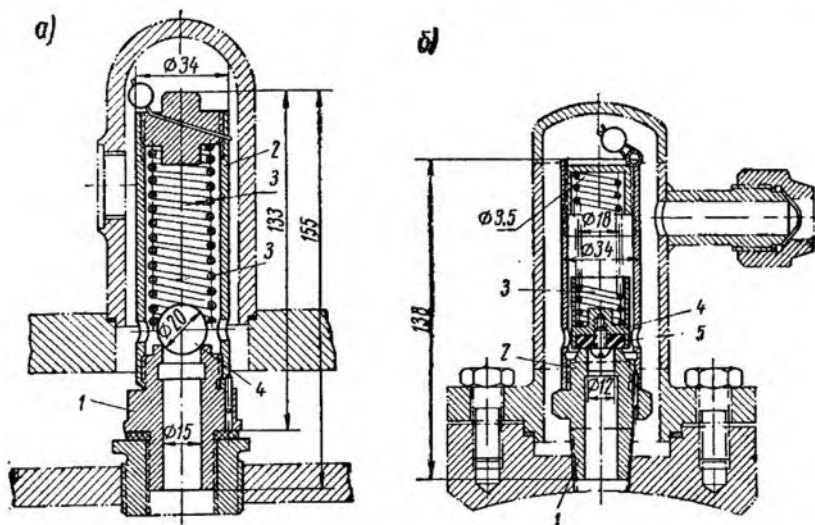


Рис. 54. Предохранительные клапаны:

а — шариковый; б — наперстковый; 1 — седло; 2 — корпус; 3 — пружина; 4 — клапан; 5 — уплотнительное резиновое кольцо

клапаны выполняют как с пружинами (рис. 53, б), так и без пружин, в последнем случае открывание и закрывание клапана происходит под действием сил инерции, нагнетательные клапаны кольцевые пружинные (рис. 53, а).

Кроме кольцевых клапанов, большое распространение получили полосовые самопружинящиеся клапаны (рис. 53, в). В таких клапанах вместо кольцевых пластин применяют полосовые пластины, посадка на седла которых происходит за счет упругой деформации пластины, стремящейся принять прямолинейную форму, и обратного давления пара.

Седла и розетки клапанов выполняют из углеродистой стали марок Ст. 40 или Ст. 45 или чугуна СЧ24—44. Материалом для изготовления кольцевых пластин служат хромистые легированные стали марок 30ХГСА или 3Х13, для полосовых пластин — светлые холоднотянутые стали марки 70С2Х (ГОСТ 2052—53) или У10А (ГОСТ 1435—54). Пружины навивают из стальной проволоки марок П и В.

В аммиачных компрессорах, а иногда и во фреоновых нагнетательный клапан скрепляется с цилиндром не жестко, а прижимается к буртику цилиндра буферной пружиной, образуя ложную крышку. Ложная крышка предохраняет компрессор от гидравлического удара при попадании жидкости в цилиндр. Проходные сечения нагнетательных клапанов рассчитывают на высокие скорости пара. Они не обеспечивают выход жидкости, поэтому при попадании жидкости

в цилиндре возрастает давление, под действием которого буферная пружина сжимается, ложная крышка приподнимается, и холодильный агент, не прошедший через нагнетательный клапан, через кольцевое пространство между крышкой и буртиком цилиндра выходит в нагнетательную полость.

Вредное пространство в цилиндре компрессора. Для компенсации тепловых расширений деталей механизма движения, а также неточностей при изготовлении и сборке компрессора, поршень никогда вплотную не подходит к крышке; остается небольшой зазор, который называют линейным мертвым пространством. Чем больше длина механизма движения, тем больше оставляют линейное мертвое пространство.

Для крейцкопфных компрессоров со стороны передней крышки мертвое пространство составляет 1 мм, а со стороны задней крышки — 2 мм, у бескрейцкопфных компрессоров — примерно 1 мм.

Объем, определяемый линейным мертвым пространством, составляет только часть мертвого объема. Другой частью является объем отверстий в клапанах. Общее объемное мертвое пространство составляет в более крупных компрессорах 2—6%, а в мелких — 5—8% от объема цилиндра.

Предохранительные клапаны. В крупных бескрейцкопфных компрессорах применяют пружинные самодействующие шариковые и наперстковые предохранительные клапаны (рис. 54). На рис. 54, а показан шариковый предохранительный клапан. Он состоит из седла 1, корпуса 2, пружины 3 и шарикового клапана 4. В таких клапанах между металлическими рабочими поверхностями клапана и седла часто не обеспечивается полное уплотнение после первого же сброса давления. В последнее время применяют наперстковые клапаны (рис. 54, б), в которых создается мягкое уплотнение клапана резиновым кольцом. Наперстковый клапан состоит из седла 1, корпуса 2, пружины 3, клапана 4 с уплотнительным резиновым кольцом из маслостойкой резины. Пружину рассчитывают на предельную разность давлений, при которой она сжимается, клапан открывается и перепускает пар с нагнетательной стороны на всасывающую. Резиновое кольцо обеспечивает надежную плотность клапана при нормальной работе компрессора.

Смазочное устройство. В крупных компрессорах применяют смазку от шестеренчатого насоса, затопленного в масле. Насос находится в картере компрессора и приводится в движение от закрытого конца коленчатого вала посредством косозубой передачи и вертикального вала или цилиндрической пары шестерен. На всасывающей линии насоса устанавливают сетчатый фильтр грубой очистки на расстоянии 10—15 мм от дна картера. На нагнетательной линии насоса устанавливают щелевые пластинчатые фильтры тонкой очистки. Фильтры снабжают перепускным пружинным клапаном, который открывается в случае загрязнения, что приводит к резкому

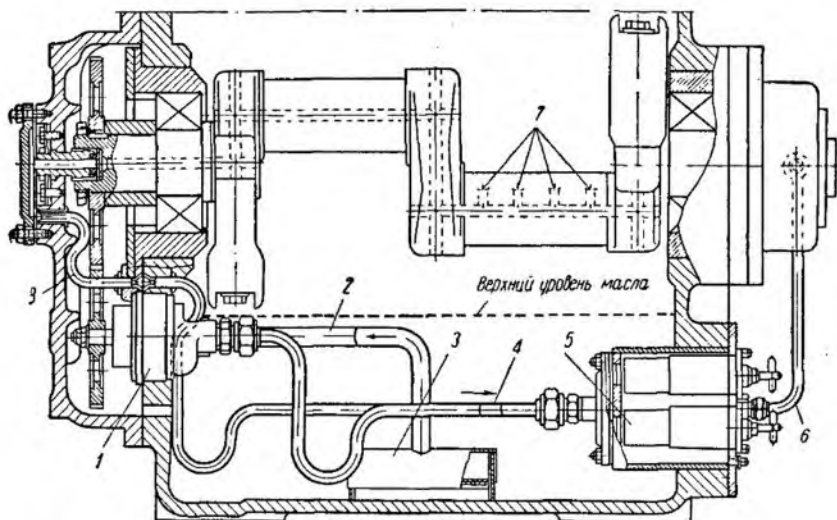


Рис. 55. Схема принудительной циркуляционной смазки бескрейцкопфного компрессора:

1 — шестеренчатый масляный насос; 2 — трубка к масляному насосу; 3 — фильтр грубой очистки масла; 4 — трубка от насоса к масляному фильтру тонкой очистки; 5 — фильтр тонкой очистки масла; 6 — трубка к сальнику; 7 — выходы на шатунную шейку; 8 — трубка к коленчатому валу

повышению давления масла. Конструкция щелевого фильтра позволяет очищать его во время работы компрессора путем проворачивания вручную.

От масляной магистрали масло подается при коренных подшипниках качения сначала к сальнику, а из сальника по масляным каналам вала к шатунным подшипникам, откуда вдоль шатуна по сверлению или по трубке, укрепленной на шатуне, к поршневому пальцу. При коренных подшипниках скольжения все масло от насоса подводится к подшипникам, а затем по каналам в валу — к сальнику и шатунам. В некоторых компрессорах масло подается в цилиндр и поршневой палец не по шатуну, а разбрызгивается из торцовых зазоров шатунных подшипников. Существует и отдельная подача масла к сальнику и подшипникам. Схема смазки бескрейцкопфного компрессора приведена на рис. 55.

Давление в масляной системе измеряют масляным манометром, установленным после насоса и фильтра. Манометр показывает разность между абсолютным давлением масла и абсолютным давлением пара в картере. Эта разность должна составлять $59\text{--}118\text{ кн/м}^2$ ($0,6\text{--}1,2\text{ кг/см}^2$). Давление регулируют перепускным клапаном, сбрасывающим масло из нагнетательного трубопровода в картер.

Температура масла в картере компрессора может на $30\text{--}40^\circ\text{C}$ превышать температуру окружающей среды. В крупных компрессо-