

Тема 5. ОБОРУДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

5.1. Компрессоры

Компрессор является основным элементом холодильной установки. Он предназначен для отсасывания паров хладагента из испарителя и для сжатия паров перед их подачей в конденсатор.

Основные типы компрессоров:

- 1) поршневые с прямолинейным возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре;
- 2) ротационные с вращающимся и катящимся поршнем;
- 3) винтовые компрессоры с двумя или тремя роторами;
- 4) спиральные компрессоры (Scroll);
- 5) центробежные или турбокомпрессоры.

По холодопроизводительности Q_0 и потребляемой мощности N компрессоры можно разделить на три группы (при $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = +30^\circ\text{C}$):

- 1) малые – $Q_0 \leq 9,3$ кВт; $N \leq 5$ кВт;
- 2) средние – $Q_0 = 9,3 \dots 58$ кВт; $N = 5 \dots 20$ кВт;
- 3) крупные – $Q_0 \geq 58$ кВт; $N \geq 20$ кВт.

По температуре испарения компрессоры делятся на две группы:

- 1) одноступенчатые с $t_0 = +10 \dots -25^\circ\text{C}$;
- 2) многоступенчатые с $t_0 = -30 \dots -110^\circ\text{C}$.

5.1.1. Поршневые компрессоры

В холодильных машинах чаще применяются поршневые компрессоры. Они обслуживают холодильные установки с холодопроизводительностью до 250 кВт и при этом имеют наилучшие технико-экономические показатели. По конструктивному исполнению поршневые компрессоры многообразны (рис. 5.1):

– по расположению цилиндров они делятся на горизонтальные, вертикальные, угловые (V-, W-образные), радиальные;

– по способу прохождения пара через цилиндры – на прямоточные (движение паров в одном направлении от всасывания до нагнетания) и непрямоточные (с изменяющимся направлением движения пара);

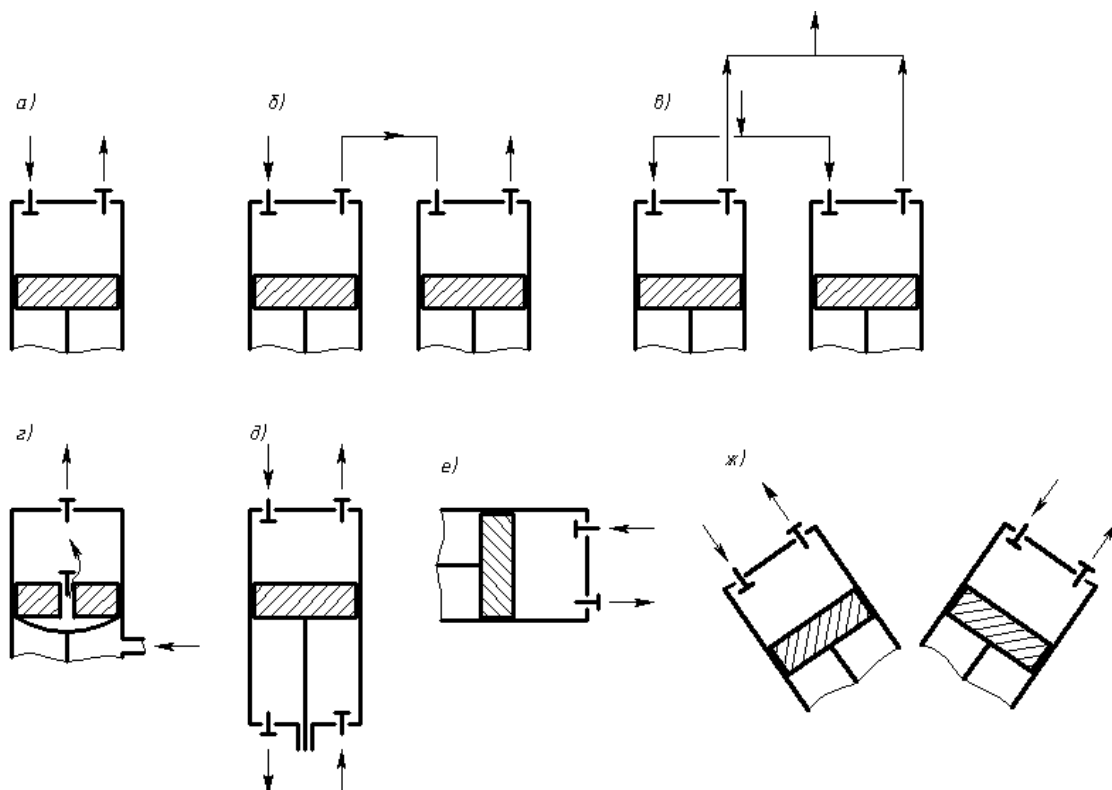


Рис. 5.1. Конструктивные схемы поршневых компрессоров:

а – вертикальный непрямоточный; б – последовательное соединение; в – параллельное соединение; г – вертикальный прямоточный; д – вертикальный двойного действия; е – горизонтальный непрямоточный; ж – V-образный.

– по устройству кривошипно-шатунного механизма и количеству рабочих полостей сжатия – на бескрейцкопфные 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 блок-картерные и с отдельными цилиндрами;

– по типу привода – с непосредственным соединением вала электродвигателя с валом компрессора через муфту, с приводом через ременную передачу и на одном валу с электродвигателем.

Компрессор имеет следующие основные элементы: станину, кривошипно-шатунный механизм (цилиндры, поршни, клапаны, шатуны, вал, подшипники), сальники.

Компрессоры оборудуют системой охлаждения, системой смазки, маслоотражающими устройствами, регуляторами, предохранительными клапанами, запорной арматурой, контрольными приборами.

Конструктивно компрессоры, предназначенные для работы на хладагонах, отличаются от компрессоров, работающих на аммиаке, только сортом материала резинотехнических изделий и различным материалом приводной шестерни масляного насоса, а также отсутствием водяного охлаждения цилиндров. Хладоновые компрессоры изготавливают с воздушным охлаждением, т. к. температура сжатого хладагона невелика. Кроме того, в хладоновых компрессорах устанавливается нагревательный элемент, предотвращающий вспенивание масла при пуске компрессора после длительных стоянок при низких температурах. Современные вертикальные и наклонные компрессоры холодильных установок обычно выполняют прямоточными, с одноступенчатым сжатием и многоцилиндровыми.

Теоретическая холодопроизводительность компрессора Q_0 , Вт, выражается произведением объема пара, всасываемого компрессором в цилиндр V_n , м³/с, и объемной холодопроизводительности q_v , Дж/м³

$$Q_0 = V_n \cdot q_v. \quad (5.1)$$

Теоретическая объемная производительность поршневого компрессора зависит от геометрических характеристик компрессора (диаметра цилиндра и хода поршня), частоты вращения вала компрессора, числа цилиндров. Величина объема пара, м³/с, всасываемого в компрессор, определяется размерами цилиндра и частотой вращения вала

$$V_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot n \cdot s \cdot z, \quad (5.2)$$

где D – диаметр цилиндра, м;
 n – частота вращения вала, сек⁻¹;
 s – ход поршня, м;
 z – число цилиндров.

Из цилиндра компрессора в конденсатор нагнетается не весь парообразный хладагент. Некоторое его количество остается в зазоре между поршнем и днищем цилиндра, в каналах клапанов. Объем, который занимает оставшийся в цилиндре хладагент, получил название «мертвый объ-

ем». Чем меньше величина мертвого объема, тем меньше потери компрессора и лучше характеристики работы компрессора.

Действительная производительность компрессора в реальных условиях несколько меньше теоретической и может быть вычислена по зависимости

$$V_o = \lambda \cdot V_n, \quad (5.3)$$

где λ – коэффициент подачи компрессора, учитывающий все объёмные потери в компрессоре.

Коэффициент подачи λ характеризует уменьшение производительности компрессора по холоду в действительном процессе по сравнению с теоретическим. Он определяется по индикаторной диаграмме при испытании компрессора и приводится в его техническом паспорте. Коэффициент подачи λ зависит от типа компрессора, объёма мёртвого пространства цилиндра, диаметра цилиндра, хода поршня и частоты вращения и может быть определен по зависимости

$$\lambda = \lambda_{mn} \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_t \cdot \lambda_{ym}, \quad (5.4)$$

где λ_{mn} – объёмный коэффициент, учитывающий влияние объёма мёртвого пространства и степень сжатия паров в цилиндре;

λ_{dp} – коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение количества засасываемых паров вследствие сопротивления при всасывании и нагнетании. Для температур испарения до -30°C его принимают равным 0,94...0,97;

λ_t – коэффициент подогрева, характеризующий теплообмен между парами хладагента со стенками цилиндра, имеющими более высокую температуру (в результате пар подогревается и расширяется, а, следовательно, уменьшается масса пара поступившего в компрессор);

λ_{ym} – коэффициент плотности, учитывающий утечки паров через неплотности в поршневых кольцах и клапанах, его принимают равным 0,96...0,98.

Объёмный коэффициент λ_{mn} можно определить по формуле

$$\lambda_{mn} = 1 - c \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{1/n} - 1 \right], \quad (5.5)$$

где c – коэффициент вредного пространства, который принимается для крупных компрессоров равным 0,02, а для малых – 0,05;

n – показатель политропы, который принимается для хладоновых компрессоров равным 1; для аммиачных – 1,1.

p_k и p_0 – давление паров в компрессоре и испарителе, Па.

Объёмный коэффициент λ_{mn} и коэффициент дросселирования λ_{dp} учитывают объёмные потери компрессора и их произведение называется индикаторным коэффициентом подачи λ_i

$$\lambda_i = \lambda_{mn} \cdot \lambda_{dp} \approx \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \cdot \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right], \quad (5.6)$$

где $\Delta p_n, \Delta p_{вс}$ – повышение давления нагнетания и снижение давления всасывания соответственно, происходящие из-за преодоления усилия пружин клапанов и силы инерции пластины всасывающего клапана, принимаемые равными $\Delta p_n = \Delta p_{вс} = 5 \dots 10$ кПа.

Коэффициенты подогрева λ_t и плотности λ_{ym} учитывают «невидимые» потери компрессора, и было предложено определять их произведение $\lambda_{t'} = \lambda_t \cdot \lambda_{ym}$ по следующим эмпирическим формулам:

– для крупных горизонтальных компрессоров

$$\lambda_{t'} = \frac{T_0}{T_k + 26}; \quad (5.7)$$

– для вертикальных прямоточных компрессоров

$$\lambda_{t'} = \frac{T_0}{T_k}, \quad (5.8)$$

где T_k и T_0 – температура соответственно конденсации и испарения, К.

Таким образом, с учетом коэффициента подачи компрессора действительная его холодопроизводительность может быть выражена следующим образом

$$Q_0 = \lambda \cdot V_n \cdot q_0 = \lambda \cdot V_n \cdot \frac{q_0}{v_1}, \quad (5.9)$$

где q_0 – удельная массовая холодопроизводительность, Дж/кг;
 v_1 – удельный объем всасываемого перегретого пара, м³/кг.

Вращение вала компрессора обеспечивается электродвигателем. Мощность электродвигателя оценивается на основе соотношения

$$N_{эл} = \frac{N_m}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_{пр}}, \quad (5.10)$$

где N_m – теоретическая мощность компрессора, Вт;
 η_i, η_m – индикаторный и механический коэффициенты компрессора;
 $\eta_{эл}, \eta_{пр}$ – коэффициенты энергетических потерь в электродвигателе и приводе электродвигателя, принимаемые равными 0,9...0,97.

Теоретическую мощность, потребляемую компрессором на адиабатное сжатие холодильного агента, устанавливают на основе соотношения

$$N_m = G \cdot l = G \cdot (i_2 - i_1), \quad (5.11)$$

где G – массовая производительность компрессора, кг/с;
 $l = (i_2 - i_1)$ – энергия, затрачиваемая на адиабатное сжатие холодильного агента в компрессоре (процесс 1'-2), Вт.

Массовую производительность компрессора выражают отношением холодопроизводительности холодильной машины к удельной массовой холодопроизводительности 1 кг холодильного агента

$$G = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (5.12)$$

В действительном цикле компрессора присутствуют потери, приводящие к увеличению мощности. Мощность, затрачиваемая в действительном цикле компрессора на сжатие хладагента, называют индикаторной

мощностью N_i . Индикаторная мощность всегда больше теоретической на величину потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями при движении хладагента через клапаны, теплообменом в цилиндре компрессора и другими факторами.

Соотношение между теоретической и индикаторной мощностями принято называть индикаторным коэффициентом полезного действия

$$\eta_i = \frac{N_m}{N_i}. \quad (5.13)$$

Индикаторный коэффициент связан с коэффициентом «невидимых» потерь и может быть определен по формуле

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \cdot t_0, \quad (5.14)$$

где t_0 – температура кипения с соответствующим знаком;

b – эмпирический коэффициент (для аммиачных крейцкопфных машин $b = 0,002$; для бескрейцкопфных машин $b = 0,001$; для хладоновых $b = 0,0025$).

Индикаторный КПД не учитывает потерь на трение в подшипниках и всех движущихся частей компрессора. Эффективная мощность или мощность, подведенная к валу компрессора, учитывает все потери на трение

$$N_e = N_i + \Delta N_{mp}, \quad (5.15)$$

где ΔN_{mp} – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения во всех движущихся частях компрессора (потери на трение), Вт, зависит от размеров и режима работы компрессора и может быть определена по формуле

$$\Delta N_{mp} = V_m \cdot p_{mp}, \quad (5.16)$$

где p_{mp} – удельное давление трения (для бескрейцкопфных прямоточных аммиачных машин $p_{mp} = 49...69$ кПа, для хладоновых прямоточных – $39...69$ кПа, для непрямоточных – $19...34$ кПа)

Отношение индикаторной мощности к эффективной получило название механического коэффициента полезного действия

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}. \quad (5.17)$$

Для хладоновых малых и средних по производительности холодильных компрессоров величина механического КПД составляет 0,84...0,97.

Эффективным коэффициентом полезного действия называется отношение теоретической мощности к эффективной

$$\eta_e = \frac{N_m}{N_{эл}} = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (5.18)$$

Отношение холодопроизводительности компрессора к его мощности называется эффективной удельной холодопроизводительностью компрессора и является основной величиной, характеризующей экономичность компрессора.

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_e}. \quad (5.19)$$

5.1.2. Ротационные компрессоры

Компрессор, в котором ротор (поршень) вращается относительно цилиндра, называется ротационным. По характеру движения ротора ротационные компрессоры разделяют на две основные группы – с катящимся ротором и пластинчатые.

На рис. 5.2 изображена схема ротационного компрессора с катящимся ротором.

По неподвижной поверхности цилиндра 1 катится ротор 2, приводимый в движение валом с эксцентриком. Так как ось ротора смещена относительно оси цилиндра, то между цилиндром и ротором образуется серповидная полость, положение которой непрерывно меняется в зависимости от угла поворота ротора. Серповидная полость разделена пластиной (лопастью) 3, плотно прижимаемой пружиной 4 к ротору, на две изолированные части – всасывающую и нагнетательную. Когда ротор находится в верхнем

положении *I* и отжимает лопасть в паз, в цилиндре образуется одна серповидная полость, заполненная парами хладагента. При дальнейшем вращении ротора пластина под действием массы и силы пружины опускается *II*, разделяя цилиндр на две изолированные полости. Объем серповидной полости, находящейся за ротором, увеличивается, и полость заполняется паром из всасывающего трубопровода. Процесс всасывания заканчивается, когда всасывающая полость занимает максимальный объем *III*. По мере движения ротора объем полости перед ротором уменьшается, в результате чего пар сжимается; когда давление пара несколько превышает давление в нагнетательном трубопроводе (т. е. в конденсаторе), открывается нагнетательный клапан 5 и сжатый пар выталкивается в нагнетательный трубопровод *IV*.

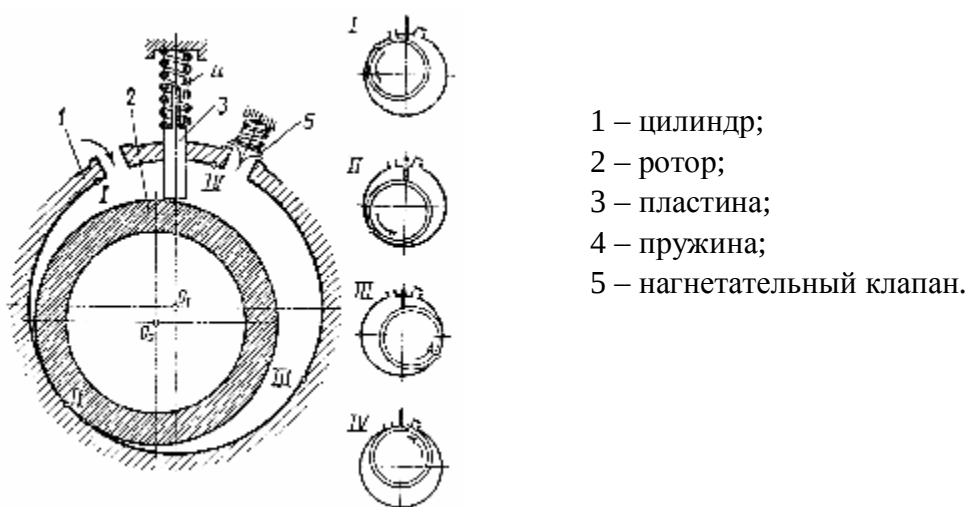


Рис. 5.2. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором.

На рис. 5.3 изображена схема ротационного пластинчатого компрессора с вращающимся ротором 2 в неподвижном цилиндре или корпусе 1.

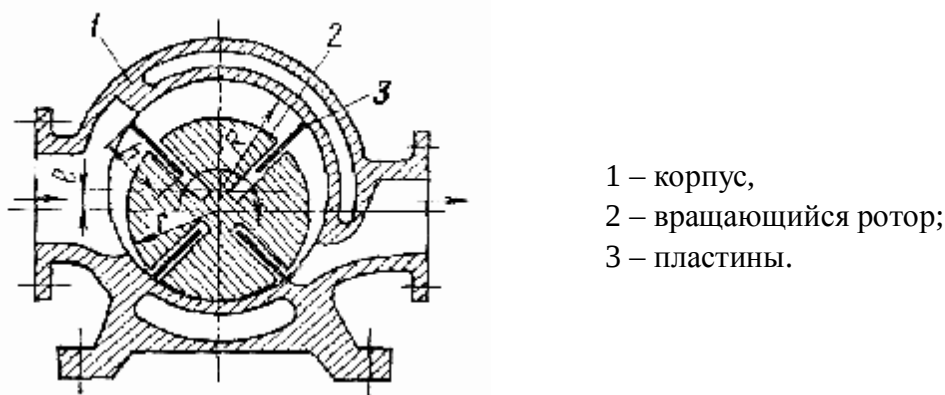


Рис. 5.3. Схема ротационного пластинчатого компрессора.

Ось вращения ротора смещена относительно оси цилиндра. В роторе имеются прорезы, в которых скользят пластины 3. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы выталкиваются из прорезей и упираются в поверхность цилиндра, затем вновь занимают первоначальное положение. Пространство между цилиндром и ротором делится пластинами на отдельные камеры, наибольший объем которых – в верхней части цилиндра, наименьший – в нижней части. Пар из всасывающего трубопровода захватывается пластинами и сжимается в камерах между пластинами. Когда камера достигает нагнетательного окна, пар выталкивается через окно в нагнетательный трубопровод. Ротационные пластинчатые аммиачные компрессоры в настоящее время применяют в качестве поджигающих для получения низких температур в двухступенчатой установке.

Ротационные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют ряд преимуществ: значительно меньшие габаритные размеры и массу; отсутствие всасывающих, а часто и нагнетательных клапанов; хорошую уравновешенность, что дает возможность отказаться от фундаментов, устанавливать компрессоры на верхних этажах зданий и применять их в транспортных установках. Вследствие небольшого количества движущихся частей, подвергающихся износу и поломке, ротационные компрессоры надежны в эксплуатации даже при работе «влажным ходом» и просты в обслуживании. Существенный их недостаток по сравнению с поршневыми компрессорами – необходимость большой точности изготовления, так как высокий КПД этих машин можно обеспечить при минимальных неплотностях между ротором и торцами цилиндра или пластинами и стенками.

5.1.3. Винтовые компрессоры

Различают два типа винтовых компрессоров:

- компрессоры сухого сжатия, которые сжимают и нагнетают газ, не загрязненный маслом, т. е. в полость сжатия таких компрессоров масло не поступает;
- маслозаполненные компрессоры, в полость сжатия которых подается большое количество масла.

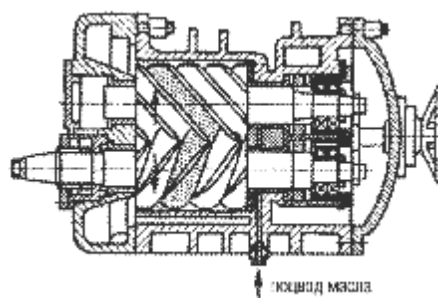
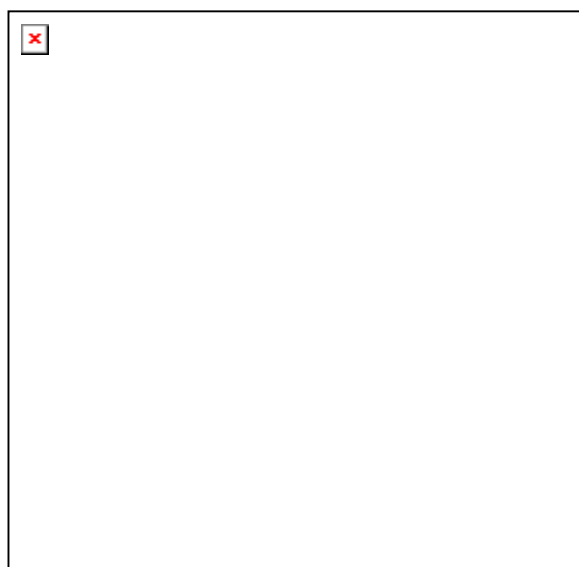
В холодильной технике применяются в основном маслозаполненные винтовые компрессоры. По сравнению с компрессорами сухого сжатия маслозаполненные имеют преимущества: масло охлаждает сжимаемый газ и уплотняет зазоры между элементами компрессора, что уменьшает внутренние перетечки пара и повышает объемную подачу компрессора, а также

снижает температуру пара при нагнетании, что позволяет упростить конструкцию компрессора, снизить частоту вращения, уменьшить шум, расширить область одноступенчатого сжатия, приблизить процесс к наиболее выгодному изотермическому, повысив надежность и долговечность компрессоров, осуществить полную их автоматизацию. К их недостаткам относится наличие развитой системы смазки, что приводит к увеличению массы и габаритов компрессорных агрегатов, повышению их стоимости.

Винтовые компрессоры имеют преимущества и перед поршневыми: отсутствуют всасывающие и нагнетательные клапаны, возвратно-поступательно движущиеся части, нет трения между ротором и корпусом, что повышает их надежность и долговечность и увеличивает межремонтные сроки. Однако энергетическая эффективность винтовых маслозаполненных компрессоров несколько ниже, чем поршневых. С учетом перечисленных преимуществ и недостатков, по данным ВНИИхолодмаша, винтовые маслозатопленные компрессоры целесообразно применять в диапазоне холодопроизводительности от 400 до 1750 кВт.

Степень сжатия газа зависит от соотношения чисел зубьев. Газ нагнетается, когда впадины, в которых он заключен, сообщаются с нагнетательным окном, расположенным с другой торцевой стенки корпуса. Наличие нескольких впадин и винтовое расположение их на роторах обеспечивает непрерывность подачи газа.

Компрессор состоит из корпуса, ведущего и ведомого роторов (винтов) и регулятора производительности (золотника) (рис. 5.4).



- 1 – ведомый винт (ротор);
- 2 – регулятор производительности (золотник);
- 3 – ведущий ротор (винт);
- 4 – корпус.

Рис. 5.4. Схема винтового компрессора

Принцип действия винтового компрессора следующий. При вращении роторов постепенно начиная от торца всасывания освобождаются впадины между зубьями. Эти впадины благодаря создаваемому в них разрежению заполняются паром, поступающим через окно всасывания из камеры всасывания. К моменту, когда одна из впадин ротора полностью освобождается от заполнявшего ее зуба и объем впадины будет максимальным, она пройдет окно всасывания и на этом закончится процесс всасывания. Объем пара окажется заключенным между поверхностями роторов и корпуса. По мере вращения роторов зуб ведущего ротора начинает заполнять впадину ведомого ротора, уменьшая ее объем и тем самым, сжимая пар. Затем впадина ведомого ротора соединится с соответствующей впадиной ведущего, образуя общую парную полость. Несколько позже последующий зуб ведущего ротора начинает заполнять рассматриваемую впадину ведомого, сжатие пара в парной полости ускоряется и происходит до того момента, когда полость подойдет к кромке окна нагнетания, и в момент, когда парная полость соединится с камерой нагнетания, начинается процесс нагнетания. Процессы всасывания, сжатия и нагнетания пара последовательно чередуются для каждой отдельно взятой парной полости, но благодаря непрерывному следованию полостей одна за другой с большой скоростью обеспечивается непрерывная подача пара компрессором.

Конструкция винтового компрессора позволяет плавно регулировать производительность в пределах от 10 до 100%. В нижней части цилиндра есть прорезь, в которой перемещается золотник вдоль оси роторов с помощью электродвигателя через червячный редуктор. При крайнем положении золотника на стороне всасывания производительность компрессора будет номинальной. При перемещении золотника в сторону нагнетания рабочая длина роторов уменьшается и снижается производительность. Золотник также разгружает компрессор во время пуска для уменьшения пускового момента и снижения пусковых нагрузок. Золотник имеет и ручной привод с помощью маховика, расположенного на корпусе червячного редуктора.

5.1.4. Спиральные компрессоры

Спиральные компрессоры относятся к одновальным машинам объемного принципа действия. Рабочий орган спирального компрессора образуют две спирали: подвижная (ПСП) и неподвижная (НСП) (рис.5.5).

Неподвижность спирали НСП обеспечивается креплением ее на неподвижной платформе. Платформа приблизительно в центре имеет сквоз-

ное нагнетающее отверстие для выхода сжатого газа (рис. 5.6). Оно расположено рядом с носиком неподвижной спирали.

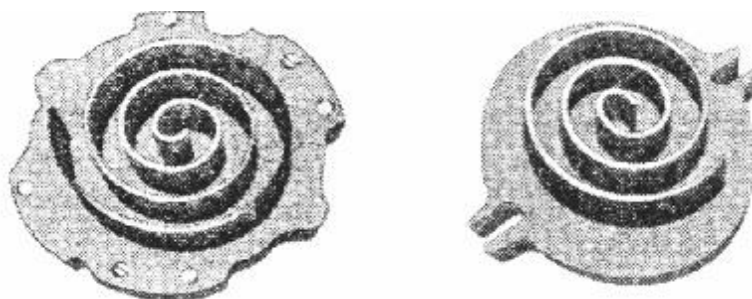


Рис.5.5. Спирали компрессора: неподвижная (слева) и подвижная.

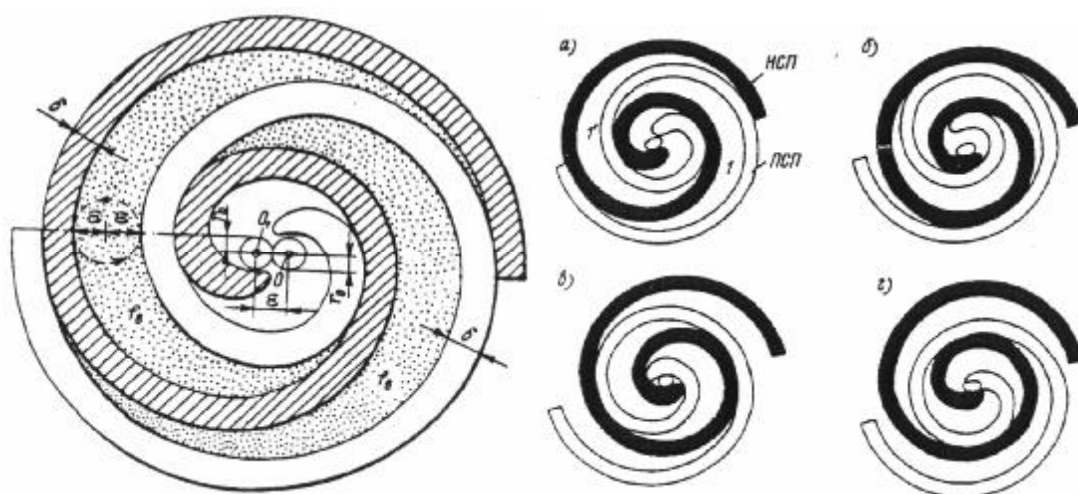


Рис. 5.6. Схема спирального компрессора

Подвижную спираль, имеющую такие же размеры, вставляют в неподвижную с эксцентриситетом ϵ и с разворотом относительно ее на угол в 180° . Величина ϵ равна расстоянию между центрами O и O_1 основных окружностей спиралей. При этом между стенками спиралей образуются полости, в том числе и замкнутые серповидные ячейки. При перемещении подвижной спирали по замкнутой орбите (без поворота вокруг своей оси) образованные спиральями серповидные ячейки перемещаются по направлению к центру спиралей, уменьшаясь в объеме.

На периферии спиралей с определенном положении ПСП образуется открытая полость, которая при дальнейшем перемещении подвижной спирали перекрывается и осуществляется прогонка локализованного объема газа к центру спиралей, как уже отмечено, с уменьшением его объема. Кольцевое пространство между корпусом компрессора и внешними эле-

ментами спиралей и образует всасывающую полость, сообщающуюся с всасывающим отверстием. На рис.5.6 видно, что в позиции *a* внешние элементы спиралей сомкнуты, далее при повороте ПСП четко прослеживается раскрытие и образование внешней ячейки, которая в позиции *г* имеет максимальный объем и при возврате в положение *a* закрывается, образовав ячейку 1. По позициям *a*, *б* и *в* четко прослеживается процесс уменьшения объема ячейки, сообщающейся с нагнетающим отверстием, это и есть цикл нагнетания.

Спиральные компрессоры бывают сухого сжатия, маслозаполненные и с впрыском капельной жидкости (холодильного агента). По исполнению – герметичные, бессальниковые, и сальниковые, с горизонтальным и вертикальным расположением вала.

Основные достоинства спиральных компрессоров:

- высокая энергетическая эффективность (их эффективный КПД составляет 80...86%);
- высокая надежность и долговечность, определяемая долговечностью подшипников;
- хорошая уравновешенность, незначительное во времени изменение крутящего момента на валу; малые скорости движения газа в машине; все это в совокупности с наличием противовеса ПСП обеспечивает низкий уровень вибрации и шума спирального компрессора;
- высокая быстроходность (число оборотов вала компрессора изменяется в пределах 1000...1300 об/мин);
- отсутствие мертвого объема, малая доля внутренних перетечек, и, как следствие, высокий коэффициент подачи ($\lambda = 0,8...0,95$);
- всасываемый компрессором газ не соприкасается с нагретыми элементами конструкции компрессора, вследствие чего не уменьшается масса всасываемого газа;
- процессы всасывания и особенно нагнетания газа растянуты по углу поворота вала и поэтому даже при большой частоте вращения его скорости движения перемещаемого хладагента невелики, что определяет низкие внутренние гидродинамические потери;
- отсутствие клапанов на всасывании и часто на нагнетании;
- может работать на любом газе (хладагенте), в том числе и с впрыском жидкой фазы перемещаемого газа;
- малое число деталей, отсутствие быстро изнашиваемых деталей.

К недостаткам спиральных компрессоров следует отнести следующее: для изготовления спиралей и некоторых других элементов компрес-

сора требуются совершенные технологии и высокоточные станки для обработки металлов; на подвижную спираль действует сложная система осевых, тангенциальных и центробежных сил, требующих реализации сложных мероприятий по их уравниванию.

5.1.5. Турбокомпрессоры

В турбокомпрессорах, в отличие от поршневых, ротационных и винтовых машин, где давление рабочего тела возрастает вследствие периодического уменьшения объема рабочей полости, давление увеличивается в результате передачи энергии потоку при обтекании лопаток рабочего колеса. По конструкции турбокомпрессоры делятся на:

- радиальные (центробежные);
- осевые.

Одно рабочее колесо обеспечивает лишь небольшое приращение энергии потока. Для создания необходимого повышения давления рабочего тела турбокомпрессоры выполняют многоступенчатыми. Последовательное сжатие рабочего тела в ступенях позволяет использовать в холодильных машинах с центробежными турбокомпрессорами более экономичные циклы, например многократное дросселирование рабочего тела, полное промежуточное охлаждение пара.

Центробежные турбокомпрессоры применяют в газовых и крупных паровых холодильных машинах.

Осевые турбокомпрессоры используются при сжатии больших количеств рабочего тела в газовых холодильных машинах.

Центробежные компрессоры конструктивно выполняются из сборки роторов, насаженных на один вал (рис.5.7). Каждый ротор помещается в отдельной полости, выполняя функцию отдельной ступени сжатия.

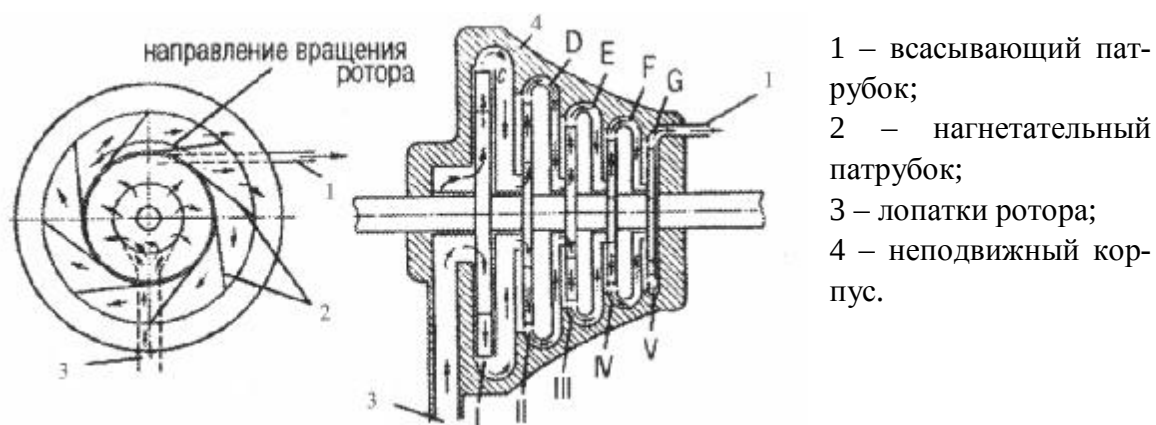


Рис. 5.7. Ступень сжатия в центробежном компрессоре

Вал связан с приводом через редуктор, и рабочее колесо вращается с большой скоростью. При вращении вала газ поступает на лопатки рабочего колеса и под действием центробежных сил выталкивается в каналы диффузора. При увеличении площади проходного сечения скорость газа уменьшается, а его давление повышается. Через направляющий канал газ поступает на следующее рабочее колесо, где давление газа ещё больше возрастает. Холодильный агент последовательно переталкивается из одной полости в другую ($D \rightarrow E \rightarrow F \rightarrow G$). Число рабочих колёс определяет требуемую степень сжатия холодильного агента. Для регулирования холодопроизводительности на всасывающей стороне турбокомпрессоров установлен лопаточный аппарат. Поворотом лопаток изменяется площадь проходного сечения и соответственно от 100 до 30% меняется количество подаваемого сжатого холодильного агента в конденсатор.

К числу достоинств турбокомпрессоров относятся:

- отсутствие смазки в проточной части в связи с чем рабочее тело не загрязняется маслом;
- большая скорость движения рабочего тела и непрерывность процесса сжатия;
- турбокомпрессоры значительно компактнее поршневых компрессоров на такую же производительность;
- отсутствие знакопеременных сил инерции и трущихся поверхностей, вследствие чего турбокомпрессоры более надёжны и долговечны.

К недостаткам турбокомпрессоров относятся:

- ограниченность их зоны работы по производительности – при уменьшении расхода до 0,7...0,8 от расчетного в турбокомпрессоре возникают пульсации потока – помпаж, работа при котором недопустима;
- трудно создать турбокомпрессор для небольших объемных производительностей;
- турбокомпрессоры нуждаются в тщательной балансировке роторов;
- частота вращения ротора турбокомпрессора при небольшой производительности оказывается больше 300 с^{-1} , поэтому между приводом и компрессором приходится устанавливать мультипликатор.

5.2. Конденсаторы

Конденсатор – это теплообменный аппарат, в котором охлаждаются и конденсируются пары холодильного агента за счёт отнятия скрытой теплоты парообразования. Конденсатор в холодильном цикле устанавливается

после компрессора и служит для охлаждения до насыщенного состояния перегретых паров хладагента, полной конденсации их и переохлаждения ниже уровня температуры конденсации. В этом аппарате теплота выводится за пределы холодильного цикла и передается охлаждающей среде или теплоносителю. Классификация конденсаторов дана в представленной на рис.5.8 схеме.



Рис.5.8. Классификация конденсаторов

В холодильной технике применяются и конденсаторы, не попавшие в данную классификацию, как по конструктивным признакам, так и по технологии применения. К ним, например, относятся конденсаторы-испарители каскадных холодильных машин и конденсаторы, в которых охлаждающей средой являются технологические теплоносители.

Расчёт конденсаторов заключается в определении их площади теплопередающей поверхности и объёмного расхода воды, охлаждающей конденсатор.

Площадь теплопередающей поверхности F , м^2 , определяется по формуле

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \theta_m}, \quad (5.20)$$

где Q_k —количество теплоты отводимой от хладагента в конденсаторе, Вт;

k —коэффициент теплопередачи конденсатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;

θ_m —средний логарифмический температурный напор между холодильным агентом и теплоносителем, $^\circ\text{С}$, определяемый по формуле

$$\theta_m = \frac{t_{\theta 2} - t_{\theta 1}}{2,3 \lg \frac{t_{\kappa} - t_{\theta 1}}{t_{\kappa} - t_{\theta 2}}}, \quad (5.21)$$

где $t_{\theta 1}$ и $t_{\theta 2}$ – температура воды, °С, соответственно входящей в конденсатор и выходящей из него;

t_{κ} – температура конденсации, °С.

Коэффициент теплопередачи конденсатора k , Вт/(м²·°С), для необребрѐнной теплопередающей поверхности труб, отнесѐнный к внутренней их поверхности, можно определить по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\theta}} \cdot \frac{d_{\theta}}{d_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (5.22)$$

где α_{θ} – коэффициент теплоотдачи от хладагента к внутренней стенке трубы, Вт/(м²·°С);

α_n – коэффициент теплоотдачи от наружной стенки трубы к охлаждающей воде или воздуху, Вт/(м²·°С);

d_{θ} и d_n – соответственно внутренний и наружный диаметр трубы, м;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений стенки трубы и отложен-

ний (масляной плѐнки, водного камня, краски и т. д.), м²·°С/Вт.

Для определения коэффициентов α_{θ} используются зависимости, в основе которых лежит формула Нуссельта, полученная аналитическим путѐм для плѐночной конденсации неподвижного пара на поверхности вертикальной и горизонтальной стенки

$$\alpha_{\theta} = C \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot \theta_a \cdot l}}, \quad (5.23)$$

где C – коэффициент, равный 0,72 для горизонтальной и 0,943 для вертикальной поверхностей;

r – теплота парообразования, Дж/кг;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

μ – динамическая вязкость, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

θ_a – относительная разность температур конденсации и стенки;

l – определяющий размер, м .

Определение коэффициентов теплоотдачи со стороны охлаждающей среды α_n производится по критериальным уравнениям, учитывающим условия омывания средой теплопередающую поверхность.

Объёмный расход охлаждающей конденсатор воды V_g , $\text{м}^3/\text{с}$, определяется по формуле

$$V_g = \frac{Q_k}{c_g \cdot \rho_g \cdot (t_{g2} - t_{g1})}, \quad (5.24)$$

где c_g – теплоёмкость воды, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$;

ρ_g – плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

5.3. Испарители

Испаритель – это теплообменный аппарат, в котором хладагент кипит за счет теплоты, отнимаемой от хладоносителя.

По характеру охлаждаемой среды испарители делятся на две группы: – испарители для охлаждения жидких хладоносителей, называемые испарителями;

– испарители для охлаждения воздуха, которые разделяются на воздухоохладители и камерные приборы (батареи непосредственного охлаждения).

По конструкции испарители для охлаждения жидких хладоносителей бывают:

- кожухотрубные затопленного типа;
- кожухотрубные с кипением внутри труб;
- панельные;
- оросительные.

Воздухоохладители бывают

- поверхностные (сухие), в которых воздух охлаждается, отдавая теплоту рабочему телу через стенку трубы;
- контактные (мокрые), в которых теплота передаётся при прямом контакте с холодной поверхностью хладоносителя;

– комбинированные, в которых воздух охлаждается вследствие соприкосновения с холодной поверхностью змеевиков и с поверхностью хладоносителя.

Расчёт испарителей заключается в определении их площади теплопередающей поверхности и объёмного расхода рассола.

Площадь теплопередающей поверхности F_u , м^2 , определяется по формуле

$$F_u = \frac{Q_0}{k \cdot \theta_m}, \quad (5.25)$$

где Q_0 – холодопроизводительность холодильной машины, Вт;

k – коэффициент теплопередачи испарителя, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

θ_m – средний логарифмический температурный напор между рассолом и кипящим холодильным агентом, $^\circ\text{C}$, определяемый по формуле

$$\theta_m = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{2,3 \lg \frac{t_{p1} - t_0}{t_{p2} - t_0}}, \quad (5.26)$$

где t_{p1} и t_{p2} – температура рассола, $^\circ\text{C}$, соответственно входящего в испаритель и выходящего из него;

t_0 – температура испарения хладагента, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи кожухотрубного испарителя затопленного типа k_3 , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, отнесённый к внутренней поверхности труб, можно определить по формуле

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \cdot \frac{F_e}{F_n}}, \quad (5.27)$$

а коэффициент теплопередачи кожухотрубных испарителей с кипением внутри труб $k_{\text{кин}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, относится к наружной неоребрённой поверхности трубы:

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{F_n}{F_g}}, \quad (5.28)$$

где α_g – коэффициент теплоотдачи к внутренней стенке трубы, Вт/(м²·°C);

α_n – коэффициент теплоотдачи от наружной стенки трубы, Вт/(м²·°C);

F_g и F_n – площадь соответственно внутренней и наружной поверхности трубы, м²;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений стенки трубы и отложений (масляной плёнки, водного камня, краски и т. д.), м²·°C/Вт.

Коэффициенты теплоотдачи определяются в зависимости режима течения жидкости и условий теплообмена.

Объёмный расход циркулирующего рассола V_p , м³/с, определяется по формуле

$$V_p = \frac{Q_0}{c_p \cdot \rho_p \cdot (t_{p1} - t_{p2})}, \quad (5.29)$$

где c_p и ρ_p – соответственно теплоёмкость, Дж/(кг·°C), и плотность рассола, кг/м³.

5.4. Вспомогательное оборудование холодильных машин

Рабочая схема холодильной машины отличается от принципиальной наличием наряду с основными элементами вспомогательной аппаратуры, запорной арматуры, приборов автоматического регулирования и защиты, а также контрольно-измерительных приборов.

Назначением вспомогательного оборудования является повышение термодинамической и энергетической эффективности холодильной машины, создание условий безопасной работы, повышение надежности эксплуатации оборудования.

5.4.1. Ресиверы

Ресивером называется сосуд для сбора жидкого хладагента. В схеме холодильной машины ресиверы бывают трех видов: линейные, дренажные, циркуляционные.

Линейный ресивер устанавливается на стороне высокого давления после конденсатора. Он освобождает от жидкости поверхность конденсатора и создаёт равномерный поток жидкого холодильного агента к регулирующему вентилю. Кроме того, линейный ресивер является хорошим сборником воздуха и масла. В линейном ресивере создается запас хладагента, обеспечивающего нормальную работу холодильной установки.

Дренажный ресивер устанавливается на стороне низкого давления и служит для временного слива жидкого хладагента из батарей непосредственного охлаждения на период оттаивания горячими парами или ремонта батарей. Этот ресивер покрывают изоляцией.

Циркуляционный ресивер применяется в насосных циркуляционных схемах подачи хладагента в испарительную систему. Он устанавливается на стороне низкого давления.

Ресиверы представляют собой цилиндрические сосуды с патрубками, уравнивающей линией и комплектующими арматурой и приборами.

5.4.2. Маслоотделители

Если холодильный агент и масло ограниченно растворяются друг в друге, то масло в виде пленки оседает на теплопередающей поверхности аппаратов и является дополнительным тепловым сопротивлением, снижая коэффициент теплопередачи. Это приводит к уменьшению холодопроизводительности и увеличению расхода электроэнергии.

Для уменьшения количества масла, попадающего в теплообменные аппараты, нужно очищать от него парообразный хладагент. Для этого в установках, работающих на аммиаке, R13, R22, на нагнетательном трубопроводе между компрессором и конденсатором устанавливается маслоотделитель. Масло из потока хладагента выделяется в этих аппаратах за счёт резкого изменения направления движения потока, за счёт прохождения потока через слой сетчатой набивки, а также в результате действия центробежных сил. Для более полного улавливания частиц масла пар, выходящий из компрессора, охлаждается жидким хладагентом или водой, при этом масло конденсируется и выделяется в жидком виде.

5.4.3. Маслособиратели

Выпускать масло непосредственно из маслоотделителя при давлении конденсации опасно, так как вместе с маслом выпускается часть холодильного агента, поэтому в холодильных установках устанавливаются маслособиратели, предназначенные для спуска масла из маслоотделителя и маслоотстойников всех аппаратов и последующего его удаления из системы. Маслособиратели способствуют уменьшению потерь хладагента и повышают безопасность обслуживания системы.

5.4.4. Отделители жидкости

Отделители жидкости применяются в холодильных установках для отделения капелек жидкости от пара хладагента, и предотвращения попадания жидкого хладагента в цилиндры компрессора. Вследствие этого обеспечивается сухой ход компрессора. Отделение жидкости от пара происходит в результате резкого изменения направления движения и уменьшения скорости пара при прохождении через аппарат. При этом пары хладагента осушаются и из верхней части отделителя отсасываются компрессором, а жидкость, имеющая большую плотность, собирается внизу и поступает затем в испарительную систему. Отделители жидкости устанавливаются на всасывающей линии компрессора.

5.4.5. Промежуточные сосуды

Промежуточные сосуды применяются в холодильных установках двухступенчатого сжатия для охлаждения паров хладагента после сжатия их в первой ступени до температуры, соответствующей промежуточному давлению. Перегретый пар хладагента поступает из компрессора нижней ступени и, барботируя через слой жидкого хладагента, за счёт испарения жидкости охлаждается.

5.4.6. Воздухоотделители

В системе холодильной установки вместе с хладагентом могут находиться различные газы, не конденсирующиеся при давлениях и температу-

рах, имеющих место в холодильных машинах. Так как главной составной частью этих газов является воздух, то их называют воздухоотделителями.

Воздух попадает в систему следующим образом:

- при вскрытии компрессоров и аппаратов во время ремонта;
- при давлениях в испарительной системе ниже атмосферного;
- засасывается через сальник при работе компрессора с закрытым всасывающим вентилем;
- некоторое количество воздуха остается в системе после ее монтажа;
- во время первоначального заполнения системы хладагентом.

Воздух обычно скапливается в конденсаторе и линейном ресивере и вызывает повышение давления в конденсаторе и уменьшение коэффициента теплопередачи конденсатора, что уменьшает холодопроизводительность установки и повышает расход электроэнергии. Для выпуска его из системы служат воздухоотделители различных конструкций.

5.4.7. Фильтры

Фильтры бывают паровые, жидкостные и масляные.

Паровой фильтр (грязеуловитель) устанавливается на всасывающей стороне компрессора в непосредственной близости от него для защиты цилиндров от попадания в них загрязнений (ржавчины, окалины), которые создают риски и задиры на зеркале цилиндра.

Жидкостные фильтры устанавливаются на жидкостной линии перед автоматическими приборами для защиты их от загрязнений ржавчиной, окалиной.

5.4.8.осушители

осушители применяются в хладоновых холодильных установках для поглощения из хладона влаги, которая может попасть в систему при монтаже, ремонте, при эксплуатации, если в системе давление ниже атмосферного. В качестве материала, поглощающего влагу, используется помещенный в цилиндрический сосуд гранулированный силикагель (SiO_2 – окись кремния) с зернами 3-5 мм. Он поглощает до 40% воды (по отношению к своей массе). Кроме силикагеля применяются алюмогель и цеолит. По сравнению с силикагелем цеолит обладает рядом преимуществ: 1) для осушки R12 его требуется в 2,5 раза меньше; 2) вследствие малой зависимости адсорбционной способности от температуры осушительный патрон

можно устанавливать в любой части схемы; 3) примесь масла в хладоне не оказывает влияния на адсорбционную активность цеолита, тогда как активность силикагеля уменьшается. Недостатками цеолита являются недостаточная прочность и влагостойкость, взаимодействие с кислотами, образующимися в системе хладоновой холодильной машины, что уменьшает его активность.

5.4.9. Переохладители

Противоточные переохладители предназначены для охлаждения жидкого хладагента ниже температуры конденсации перед регулирующим вентилем. Для охлаждения может быть использована вода или кипящий хладагент.

Переохладитель для охлаждения водой представляет собой двухтрубный аппарат, в межтрубном пространстве которого протекает хладагент, а во внутренних трубах – вода.

Переохладители для охлаждения кипящим хладагентом используют в двухступенчатых холодильных машинах. В межтрубном пространстве протекает кипящий хладагент, в трубах переохлаждается жидкий.

Во фреоновых холодильных установках для переохлаждения жидкого хладагента и одновременного перегрева пара перед всасыванием применяют теплообменники «пар-жидкость». Их выполняют в виде кожухотрубных аппаратов, в которых по змеевику проходит жидкий агент, а в межтрубном пространстве – пар.

5.4.10. Трубопроводы и арматура холодильных машин

Трубопроводы и арматура соединяют отдельные элементы холодильных машин в единый технологический комплекс и предназначены для целенаправленного перемещения рабочих сред и изменения характеристик перемещаемых потоков, а в отдельных случаях и параметров рабочих сред.

По своему назначению трубопроводы холодильных машин являются технологическими трубопроводами, по ним перемещаются потоки хладагента (в жидком, парообразном и смешанном состоянии), хладоносители, охлаждаемые и охлаждающие среды (в жидком и газообразном состоянии), масла и т.д.

Арматура подразделяется на запорную, регулирующую, контрольную, предохранительную и защитную.

Запорная арматура (вентили, задвижки, краны, заслонки, клапана) предназначена для достижения предельных значений расхода перемещаемых сред. Ее рабочие органы могут находиться в полностью открытом или закрытом состоянии. Регулирующая арматура предназначена для текущего плавного изменения параметров потока. При этом в зависимости от ее назначения скорость изменения параметров потока может изменяться в широких пределах. Контрольная арматура предназначена для осуществления контроля за параметрами рабочих сред. К ней относятся смотровые окна, указатели уровня, различные устройства для подключения или размещения датчиков температуры, давления, пробники и т.д. Предохранительная арматура (предохранительные клапана) предназначена для защиты оборудования от предельных состояний: превышения давления, превышения температуры и т.п. К защитной арматуре относится прежде всего обратный клапан, предотвращающий движение потока вещества в обратном направлении.

Трубопроводы и арматура характеризуются диаметром, толщиной стенок, рабочим давлением и температурой перемещаемой среды. Важное значение для выбора вида трубопроводов и арматуры имеет и характеристика перемещаемой среды, т.е. ее степень агрессивности по отношению к конструкционным материалам, токсичность, взрыво- и пожароопасность, экологическая опасность, текучесть. В зависимости от этих характеристик перемещаемой среды трубопроводы подразделяются на категории.

Для перемещения аммиака и хладонов применяют стальные бесшовные холодно- или горячедеформированные трубы различных диаметров и штампованные (тоже бесшовные) фасонные части. Хладоновые трубопроводы малых диаметров могут изготавливаться из медных сплавов.

Соединения трубопроводов делают разъемными (резьбовые и фланцевые) и неразъемными (на сварке или пайке). Аммиачные и хладоновые трубопроводы соединяют в основном при помощи сварки, хладоновые малого диаметра могут иметь соединения с помощью пайки. Разъемные соединения применяют преимущественно при установке арматуры.

5.5. Оценка холодопроизводительности холодильных машин, работающих при различных температурных режимах

В справочных данных холодопроизводительность холодильной машины указывается при условии ее работы в номинальном (стандартном) тепловом режиме. Под номинальным режимом понимается режим холодильной машины, работающей в рамках фиксированных параметров температуры кипения t_0 и конденсации t_k , температуры холодильного агента перед его подачей в компрессор (температуры всасывания) $t_{вс}$ и температуры переохлаждения холодильного агента перед дросселированием $t_{п.охл}$.

Холодопроизводительность холодильной машины, работающей в номинальном режиме при стандартных условиях ($t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $t_{вс} = -10^\circ\text{C}$; $t_{п.охл} = +25^\circ\text{C}$), называют номинальной или стандартной холодопроизводительностью $Q_{0,ст}$.

Работа холодильной машины в температурном режиме, отличном от номинального, называют рабочим режимом, а его холодопроизводительность – рабочей холодопроизводительностью $Q_{0,раб}$.

Пересчет холодопроизводительности с рабочих условий на номинальные или наоборот производится на основании соотношения

$$\frac{Q_{0,раб}}{\lambda_{раб} \cdot q_{v,раб}} = \frac{Q_{0,ст}}{\lambda_{ст} \cdot q_{v,ст}}, \quad (5.30)$$

где $\lambda_{раб}, \lambda_{ст}$ – коэффициенты подачи при рабочих и стандартных условиях соответственно;

$q_{v,раб}, q_{v,ст}$ – рабочая и стандартная удельные объемные холодопроизводительности, Дж/м³.