

МИНСЕЛЬХОЗ РОССИИ
Мичуринский филиал
ФГБОУ ВО «Брянский государственный аграрный университет»

**Монтаж, техническая эксплуатация и обслуживание
холодильно-компрессорных машин и установок (по
отраслям)**

Учебное пособие
Часть 1

Брянск, 2015

УДК 621.57 (07)
ББК 31.392 я 73
М 77

Монтажу, техническая эксплуатация и обслуживание холодильно-компрессорных машин и установок (по отраслям): учеб. пособ. В 2-х ч. Ч. 1 / Сост. Л.Н. Захарцова - Брянск: Мичуринский филиал ФГБОУ ВО Брянский ГАУ, 2015. –108 с.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 15.02.06 Монтаж и техническая эксплуатация холодильно-компрессорных машин и установок (по отраслям), изучающих профессиональный модуль ПМ 01 Ведение процесса по монтажу, технической эксплуатации и обслуживанию холодильно-компрессорных машин и установок и имеет своей целью помочь в организации самостоятельной работы студентов и облегчить им изучение теоретического и практического курса профессионального модуля.

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент Брянского ГАУ Е.М. Байдаков
Преподаватель Мичуринского филиала Брянского ГАУ С.В. Костикова.

Печатается по решению методического совета Мичуринского филиала
Брянского ГАУ

УДК 621.57 (07)
ББК 31.392 я 73

© Захарцова Л.Н. 2015
© Мичуринский филиал
ФГБОУ ВО Брянский
ГАУ, 2015

Содержание

стр.

Введение

Тема История развития холодильной техники

Тема Физические принципы искусственного охлаждения

Тема Понятие о теплоте и холоде. Способы получения низких температур

Тема Тепловые диаграммы

Тема Обратный круговой процесс

Тема Холодильные агенты

Тема Свойства R717

Тема Хладоносители

Тема Воздушная компрессионная холодильная машина

Тема Паровая компрессионная холодильная машина с расширительным цилиндром

Тема Действительный цикл паровой компрессионной холодильной машины

Тема Многоступенчатое сжатие

Тема Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

Тема Расчет теоретического цикла двухступенчатой холодильной машины с полным промежуточным охлаждением

Тема Двухступенчатый цикл с теплообменником

Тема Холодильная машина двухступенчатого сжатия с применением поджимающего компрессора

Тема Цикл трехступенчатого сжатия

Тема Назначение и классификация компрессоров холодильных машин

Тема Поршневые одноступенчатые компрессоры

Тема Устройство и принцип работы прямоточных компрессоров АВ-1000; АУ-200

Тема Устройство и принцип работы не прямоточных компрессоров

Тема Основные узлы и детали компрессоров П-80; П-40

Тема Бессальниковые компрессора ФВ-6

Тема Герметичные компрессоры

Тема Условные обозначения холодильных компрессоров

Тема Поршневые двухступенчатые компрессоры

Тема Ротационные компрессора

Тема Винтовые компрессора

Тема Спиральные компрессора

Тема Турбокомпрессоры (центробежные компрессоры)

Тема Действительный рабочий процесс поршневого

компрессора

Тема Объемные потери действительного компрессора

Тема Холодопроизводительность компрессора

Тема Тепловой расчет и подбор одноступенчатого компрессора

Тема Тепловой расчет и подбор двухступенчатого компрессора

Тема Рабочий процесс ротационного компрессора

Тема Рабочий процесс винтового компрессора

Тема Рабочий процесс турбокомпрессора

Тема Классификация конденсаторов. Теплопередачи при конденсации

Тема Проточные конденсаторы

Тема Оросительные конденсаторы

Тема Испарительные конденсаторы

Тема Конденсаторы с воздушным охлаждением

Тема Расчет конденсатора

Тема Устройства для охлаждения воды

Тема Расчет охлаждающих устройств

Тема Испарители. Назначение и принцип работы

Тема Классификация испарителей

Тема Приборы охлаждения. Расчет и подбор батарей

Список используемой литературы

Введение

Холодильная машина -представляет собой замкнутую систему из аппаратов и устройств, предназначенных для осуществления холодильного цикла, который совершает рабочее вещество. Холодильные машины используют для охлаждения тел ниже температуры окружающей среды и для непрерывного поддержания заданной температуры в течение необходимого времени.

Холодильная установка -включает в себя холодильную машину, трубопроводы и сооружения, необходимые для проведения технологических процессов при низких температурах.

Внедряются и совершенствуются системы автоматизации работы холодильного оборудования. Отечественное холодильное машиностроение освоило выпуск современного холодильного оборудования, в том числе одно- и двух-ступенчатых агрегатов с винтовыми компрессорами, унифицированных холодильных машин и агрегатов нового поколения, автоматизированных блочных машин полной заводской готовности.

Искусственный холод широко применяют во всех отраслях народного хозяйства - пищевой и химической, в торговле и общественном питании, при проходке шахт и тоннелей, кондиционировании воздуха, закалке стальных изделий, в медицине, шелководстве, цветоводстве, фармацевтической промышленности и др. Это стало возможным в результате широкого развития комплексны научно-исследовательских работ в области холодильной техники больших достижений холодильного машиностроения, совершенствования и унификации оборудования.

Тема: История развития холодильной техники

План:

1. Холодильная техника
- 2.Искусственный холод

1. Холодильная техника

Холодильная техника достигла современного уровня, пройдя длительный путь развития. В середине XVIII в. У. Кулен (William Gullen) создал первый лабораторный аппарат для получения искусанного холода, но только во второй половине XIX в. машинное охлаждение приобретает промышленную основу и начинает приме- ся при заготовке и транспортировании скоропортящихся продуктов. Первая холодильная установка для замораживания мяса построена в Сиднее (Австралия) в 1861 г. В 1876 г. впервые на судне-рефрижераторе с искусственным машинным охлаждением была осуществлена перевозка мяса. Первые стационарные холодильники были построены в Бостоне и Лондоне в 1881 г. В России впервые искусственный холод был применен в 1888 г. на рыбных промыслах в Астрахани, и в том же году на Волге начала эксплуатироваться рефрижераторная баржа с воздушной холодильной машиной, положившая начало развитию отечественного рефрижератор- водного транспорта. В 1889 г. были смонтированы холодильные установки на пивоваренных заводах и кондитерских фабриках, 1895 г. в Белгороде был построен первый заготовительный яично-птичный холодильник вместимостью 250 т.

До революции холодильное хозяйство в России развивалось не медленно, и

молодой республике в наследство досталось небольшое число холодильников общей вместимостью 57 тыс. т, расположенных в основном в Петербурге и Москве.

Кроме того, во время Гражданской войны треть построенных предприятий выбыла из строя, остальные находились в полуразрушенном состоянии. В 1925 г. завершаются восстановление и реконструкция старых предприятий, намечается строительство новых холодильников. К началу 1941 г. холодильная вместимость по сравнению с дореволюционной увеличилась в 6,5 раза. Большой ущерб холодильному хозяйству был нанесен в годы Великой Отечественной войны. Было разрушено 95 тыс. т холодильной вместимости, восстановление которой в основном было завершено к 1947 г. В годы последующих пятилеток развернулось строительство новых холодильников с равномерным их размещением по всей стране, в том числе в сельскохозяйственных районах и промышленных центрах, что способствовало улучшению круглогодичного снабжения населения скоропортящимися продуктами. Общая вместимость холодильников в стране к 1985 г. достигла почти 8 млн т, холодообеспеченность на душу населения составила 28 кг. Общая холодопроизводительность компрессоров, установленных в машинных отделениях производственных и торговых холодильников,

оставляла более 7500 млн кВт. Современное холодильное оборудование обеспечивает поддержание температур в камерах замораживания и хранения соответственно $-30...-35$ и $-20...-25^{\circ}\text{C}$, что позволяет сократить продолжительность замораживания и потери массы продуктов при их хранении.

В настоящее время большинство холодильных предприятий оснащается импортным холодильным оборудованием.

На молочных предприятиях применяют аккумуляторы холода, позволяющие уменьшить холодопроизводительность установок и расход энергоресурсов. С этой же целью внедряется естественный холод.

В послевоенные годы предприятия торговли и общественного питания стали интенсивно оснащаться мелкими холодильными установками (шкафами, прилавками, витринами), и в настоящее время темпы оснащения все нарастают. Отечественные заводы изготавливают 40 типоразмеров торгового холодильного оборудования и 15 типов холодильных агрегатов к ним. Из года в год увеличивается выпуск бытовых холодильников. Освоено производство двухкамерных холодильников и морозильников, а также высококомфортных холодильников класса ЗИЛ-65 с принудительной циркуляцией охлаждающего воздуха.

Большой путь развития прошла и холодильная техника, используемая на рефрижераторном транспорте, который является важнейшим звеном непрерывной холодильной цепи, обеспечивающим сохранность скоропортящихся продуктов от момента производства до реализации. В настоящее время железнодорожным холодильным транспортом осуществляется около 95 % перевозок продуктов. К 1917 г. по железным дорогам 97 % скоропортящихся грузов перевозили в обычных крытых вагонах. В эксплуатации было лишь 6000 вагонов-ледников грузоподъемностью до 10 т. С 1983 г. вагоны-ледники перестали эксплуатировать, в настоящее время изотермический парк состоит из 5-вагонных секций и автономных рефрижераторных вагонов. С 1989 г. началась эксплуатация изотермических контейнеров с машинным охлаждением и электрическим отоплением.

Двадцатые годы стали началом развития российского морского и океанического рыболовства, в связи с чем рыбопромышленный ют начали оснащать

добывающими, обрабатывающими и транспортными судами с высокоэффективным холодильным оборудованием.

К 1986 г. единовременная вместимость береговых рыбных холодильников достигла 773 тыс. т, а рефрижераторных судов — 2294 тыс. т с производительностью морозильных установок соответственно 4,33 и 57,15 тыс. т в сутки. Существенное развитие получил и автомобильный холодильный транспорт, используемый внутригородских и межгородских перевозок небольших партий скоропортящихся грузов.

2. Искусственный холод

Искусственный холод широко применяют во всех отраслях народного хозяйства - пищевой и химической, в торговле и общественном питании, при проходке шахт и тоннелей, кондиционировании воздуха, закалке стальных изделий, в медицине, шелководстве, цветоводстве, фармацевтической промышленности и др. Это стало возможным в результате широкого развития комплексны научно-исследовательских работ в области холодильной техники больших достижений холодильного машиностроения, совершенствования и унификации оборудования.

Вместе с тем общий уровень развития холодильной техники в нашей стране отстает от современных требований и уровня, достигнутого в развитых странах. Периоды застоя и перестройки отразилась и на состоянии холодильного хозяйства, которое нуждается в коренном переоборудовании, направленном на ускорение научно-технического прогресса в этой области.

В развитии научно-технического прогресса в холодильной технике важную роль должно сыграть улучшение подготовки кадров специалистов-эксплуатационников для холодильных предприятий чему должен способствовать настоящий учебник, так как обслуживание современных холодильных установок требует глубоких знаний физических основ холодильной техники, процессов, происходящих в холодильной машине, и конструкций применяемого оборудования.

Вопросы:

- 1 Дайте определение холодильной машине
- 2 Дайте определение холодильной установке
- 3 В каком году была изобретена первая холодильная установка
- 4 Где применяется искусственный холод

Тема Физические принципы искусственного охлаждения

План:

1. Температура
2. Единицы количества теплоты
3. Теплоемкость

1. Температура

Физическая природа теплоты и холода одна и та же, разница состоит только в скорости движения молекул и атомов. Когда теплота отводится, движение молекул замедляется, и тело охлаждается. Если же теплота подводится, то

движение молекул ускоряется, и тело нагревается, т. е. причиной нагрева и охлаждения является движение молекул, из которых состоит любое физическое тело. Охлаждение нагретого тела до температуры окружающей среды происходит самопроизвольно, естественным путем в результате отдачи теплоты в окружающую среду (воздух, вода) без применения холодильной техники. Охлаждение тела до температуры ниже температуры окружающей среды можно осуществить с помощью холодильных машин или источников без машинного холода (на пример, льда).

Тепловое состояние физического тела характеризуется степенью его нагрева, или температурой. Международная практической (t) система единиц (СИ) предусматривает для измерения температуры применение двух температурных шкал: термодинамической (Т) и Международной практической (t). Температуры по каждой из этих шкал выражаются в градусах Кельвина (К) и в градусах Цельсия (°С) в зависимости от начала отсчета (положения нуля) по шкале.

Шкала Кельвина начинается с абсолютного нуля, причем единица 1 кельвин (К) определена как 1/273,16 часть термодинамической температуры тройной точки воды:

$$1\text{К} = \frac{T_{\text{т.т.}} - T_{\text{а.н.}}}{273,16}$$

где $T_{\text{т.т.}}$, $T_{\text{а.н.}}$ — соответственно термодинамические температуры тройной точки и абсолютного нуля, К.

Температура Кельвина обозначается латинской буквой Т, разности температур также выражаются в кельвинах и обозначаются греческой буквой Θ.

Если шкала начинается с точки таяния льда, то температура измеряется по шкале Цельсия. Нулевая

точка этой шкалы лежит на 273,15 К выше абсолютного нуля и на 0,01 К ниже тройной точки воды.

$$1^{\circ}\text{C} = \frac{t_{\text{т.к.}} - t}{100}$$

где $t_{\text{т.к.}}$, $t_{\text{т.т.л.}}$ — соответственно температуры точки кипения воды и точки таяния льда при нормальном атмосферном давлении.

Один градус Цельсия (°С) равен по величине одному кельвину (К). Температура Цельсия обозначается буквой t. Таким образом:

$$t = T - 273,15^{\circ}\text{C} \approx T - 273^{\circ}\text{C}$$

Один градус Цельсия (°С) равен по величине одному кельвину (К). Температура Цельсия обозначается буквой t. Таким образом:

$$t = T - 273,15^{\circ}\text{C} = T - 273^{\circ}\text{C}$$

2. Единицы количества теплоты

В системе единиц СИ в качестве единой меры энергии всех видов и

количества теплоты принят джоуль (Дж).

Джоуль — это механическая работа силы в 1 Н при перемещении тела на расстояние в 1 м в направлении действия силы. В холодильной технике применяют килоджоуль (кДж), равный 1000 Дж.

В технике в настоящее время для измерения количества теплоты д применяют еще внесистемную тепловую единицу — килокалорию (ккал), т. е. количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг воды от 19,5 до 20,5 °С при нормальном атмосферном давлении:

$$1 \text{ ккал} = 4186,8 \text{ Дж} = 4,1868 \text{ кДж}.$$

Как форму энергии теплоту можно сопоставить с электрической или механической энергией:

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Вт} \cdot \text{с} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3. Теплоемкость

Для нагревания одинакового количества различных физических тел одной и той же массы на одно и то же число градусов необходимо подвести различное количество теплоты. Это объясняется различной теплоемкостью тел. Теплоемкость—это отношение количества теплоты ΔQ , сообщаемого телу, к соответствующему изменению его температуры: $C = \Delta Q / \Delta T$. Отношение теплоемкости C к массе тела m называют удельной теплоемкостью

$$c = C / m, \text{ или } c = \Delta Q / (m\Delta T)$$

В СИ удельная теплоемкость выражается в Дж/(кг· К). Теплоемкость зависит от химического состава и состояния тела, процесса сообщения ему теплоты, его температуры. С понижением температуры теплоемкость в большинстве случаев уменьшается.

Вопросы:

1. Дайте определение температура
2. Дайте определения Джоуля
3. Дайте определение теплоемкость

Тема Понятие о теплоте и холоде. Способы получения низких температур

План:

1. Охлаждение при фазовых превращениях веществ
2. Охлаждение путем расширения газов
3. Охлаждение с помощью вихревого эффекта

1. Охлаждение при фазовых превращениях веществ

Охлаждение при фазовых превращениях веществ. Агрегатное состояние вещества (твердое, жидкое, газообразное) зависит от внешних условий — температуры t и давления p . При определенном изменении этих условий форма связи между молекулами в теле меняется и оно переходит в другое агрегатное состояние. Переход однородного тела из одного агрегатного состояния в другое называют фазовым превращением.

Фазовые превращения однородных тел происходят при постоянной температуре, зависящей от внешнего давления. Для осуществления фазового превращения необходимо подводить или отводить теплоту, называемую теплотой фазового перехода, которая расходуется на внутреннюю работу по перегруппировке молекул тела и вызывает скачкообразное изменение плотности тела без химических изменений.

Процессы изменения агрегатного состояния тела изображены на рис. 1, а, на примере диаграммы равновесия фаз диоксида углерода. В диаграмме линия АБ разделяет области твердого вещества и газа, линия АВ — области твердого вещества и жидкости, линия АГ — области жидкости и газа. В отдельных точках линий 1

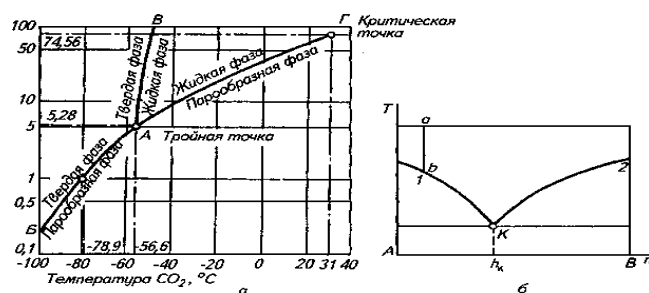


рис. 1. Диаграмма равновесия фаз

АБ, 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. Такое состояние называют эвтектическим. Параметры тройной точки зависят от физических свойств вещества. При $t > t_k$ (в точке Г — критической) остается только газообразная фаза.

Для получения холода используют такие фазовые превращения, которые протекают при низких температурах с поглощением теплоты из охлаждаемой среды: плавление, кипение, сублимация.

Плавление. Переход вещества из кристаллического состояния в жидкое называют плавлением. При нагревании твердого кристаллического тела его температура плавно возрастает до определенного значения, при котором тело начинает переходить из твердого состояния в жидкое, плавиться.

Соответствующую температуру называют температурой плавления V . Теплота, затрачиваемая на плавление 1 кг твердого вещества, называется удельной скрытой теплотой плавления. В холодильной технике широко используют плавление водного льда для охлаждения при $t > 0$ °C. Для получения более низких температур в лед или снег добавляют соль. Смеси готовят из веществ, которые в процессе растворения поглощают теплоту. Соль и вода образуют двойную систему. Процессы изменения состояния различных компонентов этой смеси А и В показаны на рис. 1, б в координатах температура T — концентрация p . При охлаждении раствора от точки а вначале его температура понижается при постоянной концентрации до точки Б, в которой начинают образовываться кристаллы компонента А, плавающие в жидкости В. При этом температура жидкости понижается по линии 1 до точки К. В точке К начинается и заканчивается

кристаллизация компонента В. Раствор состава а отличается от всех других тем, что он замерзает при постоянной температуре, наиболее низкой для данных компонентов. Эта температура называется эвтектической, или криогидратной. Наиболее распространенные смеси для охлаждения: хлорид натрия со льдом (до -21,2 °С) и хлорид кальция со льдом (до -55 °С). С понижением температуры плавления компонентов раствора t_m уменьшается и теплота плавления охлаждающей смеси.

В практике для охлаждения применяют лед из эвтектических растворов, низшая температура плавления t_m которого определяется эвтектической точкой. Так, например, водные растворы тио-сульфита натрия ($\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$) и нитраты натрия (NaNO_3) имеют температуру замерзания t_3 соответственно —11 и -18,5 °С.

Низкие температуры можно получить при смешении льда с разведенными кислотами. Например, смесь из равных количеств 66%-ной серной кислоты (H_2SO_4) и снега или измельченного льда

имеет t_3 -37 °С. С уменьшением количества кислоты температура замерзания t_3 раствора повышается.

Кипение. Процесс испарения насыщенной жидкости при подводе к ней теплоты с образованием пузырьков пара называют кипением. Соответствующую этому процессу температуру называют точкой или температурой кипения t_0 . Температура кипения зависит от внешнего давления — давления кипения p_0 . Чем больше давление кипения, тем выше и температура кипения. Количество теплоты, подведенное к 1 кг насыщенной жидкости для превращения в сухой насыщенный пар при постоянных t_0 p_0 , называют скрытой теплотой кипения или парообразования $q_{п}$. Для охлаждения применяют жидкости, имеющие при атмосферном давлении $P_{ат}$ низкую температуру кипения t_0 и большую теплоту парообразования $q_{п}$; t_0 и $q_{п}$ зависят от p_0 : с увеличением его t_0 повышается, а $q_{п}$ уменьшается. Процесс кипения жидкости широко применяют в циклах паровых холодильных машин, т. е. при искусственном охлаждении.

Сублимация. Процесс, когда тело переходит из твердого состояния в парообразное, минуя промежуточное жидкое, называют сублимацией или возгонкой. Для охлаждения применяют сублимирующий твердый диоксид углерода или «сухой» лед. Температура сублимации «сухого» льда при $P_{ат}$ равна —78,9 °С, теплота сублимации 574 кДж/кг; уменьшая давление до вакуума, можно понизить температуру сублимации «сухого» льда до -100 °С.

2. Охлаждение путем расширения газов

Охлаждение путем расширения газов. В процессе адиабатического расширения сжатого газа температура его понижается, так как внешняя работа в этом случае совершается за счет внутренней энергии газа. Если воздух, сжатый до 9 МПа при $t = 25$ °С, адиабатического расширяется до 0,1 МПа, то при $k = 1,4$ конечная температура $A = 298(0,1/9)^{1/1,4}$ °С $W = 82,2$

$K_{кип} = 82,2 - 273 = 190,8$ °С. Такой метод получения низких температур применяют в технике глубокого холода и в воздушных холодильных машинах. Охлаждение дросселированием (эффект Джоуля—Томсона). дросселировании

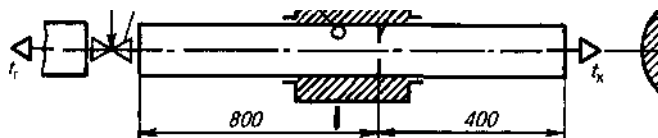


Рис. 2. Вихревая труба

называют снижение давления жидкости или газа при прохождении их через суженное отверстие (вентиль, эан). В этом процессе не совершается внешней работы, и энтальпия остается постоянной. Внутренняя энергия газа расходуется на Преодоление внутреннего трения при прохождении газа через суженное отверстие. Изменение температуры реального газа при дросселировании называют эффектом Джоуля—Томсона. Этот эффект применяют в технике глубокого охлаждения. Температура при дросселировании понижается во много раз меньше, чем при адиабатическом расширении.

3. Охлаждение с помощью вихревого эффекта

Охлаждение с помощью вихревого эффекта. Французский инженер попку в 1931 г предложил использовать для охлаждения вихревой эффект, получаемый с помощью специальной «вихревой трубы» . Воздух, сжатый в компрессоре и охлажденный до температуры окружающей среды $t_{\text{окр.ср}}$, поступает к соплу 2 и после расширения выходит из него с большой скоростью, образуя свободный вихрь, в котором угловая скорость вращения мала на периферии и очень велика вблизи оси трубы. По мере движения к дроссельному вентилю 1 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 1 нагретыми, а внутренние слои через отверстия в диафрагме 3 — охлажденными. Опыты показывают, что при умеренных давлениях воздуха $C_{t_{\text{окр.ср}}}$ можно получить холодный поток с $t_x = -10...50\text{ }^\circ\text{C}$ и горячий поток с $t_r = 100...130\text{ }^\circ\text{C}$.

Холодильный процесс в вихревой трубе требует большого расхода электроэнергии. Преимуществами этого метода охлаждения являются конструктивная простота вихревой трубы, надежность работы и быстрота пуска. Применение его целесообразно в отдельных случаях для эпизодического кратковременного получения низких температур, особенно при наличии сети пневматических трубопроводов.

Термоэлектрическое охлаждение. Оно 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 количество теплоты пропорционально силе тока / и времени t :

$$QП = ПIt$$

где $П$ —коэффициент Пельтье, зависящий от физических свойств применяемых материалов и температуры спаев.

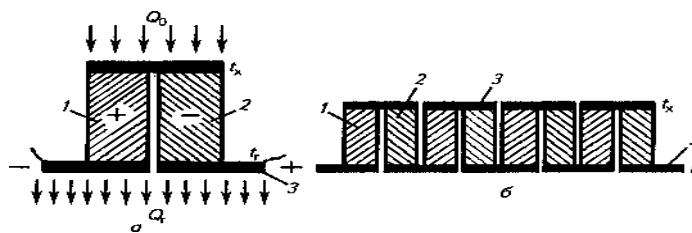


рис.3. Термоэлектрическое охлаждение
а- полупроводниковый термоэлемент; б- термобатарея

Явление Пельтье получило практическое применение, когда стали известны свойства полупроводников. Для охлаждения используют Термоэлементы, состоящие из двух полупроводников 1, 2, последовательно соединенных медными пластинками (спаями) 3. Термоэлементы можно последовательно соединять в батареи 1. Если через термоэлемент пропустить постоянный ток, то ; на одном из спаев поглощается теплота Q_0 и он охлаждается до x . На | Другом спае выделяется теплота Q_r , и он нагревается до (γ) .

Термоэлектрическое охлаждение — сравнительно новое направление в холодильной технике. Его преимущества — бесшумность, отсутствие веществ, находящихся под давлением, компактность ; недостатки — повышенный расход электроэнергии и высокая- стоимость. Исследования показали перспективность этого способа для очень малых холодильных установок. Расширение облети его применения связано с повышением эффективности термоэлементов и снижением их стоимости.

Вопросы:

1. Дайте определение плавлению
2. Дайте определение кипению
3. Дайте определение сублимации

Тема Тепловые диаграммы

План:

1. Диаграмма s-T
2. Диаграмма i-p
- 1. Диаграмма s-T**

Для определения параметров рабочего тела при расчетах циклов холодильных машин применяют таблицы хладагентов (приложения 1—5), а также тепловые диаграммы (приложения 16—20).

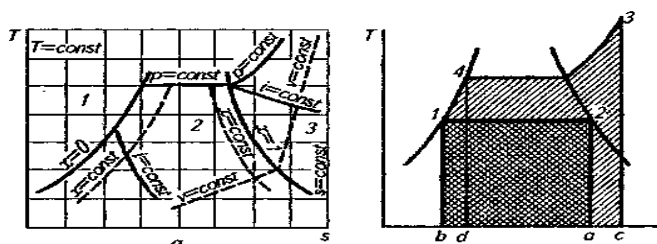


рис.4. Диаграмма s-T

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

Диаграмма $s-T$. В диаграмме $s-T$ по оси абсцисс откладывают значения

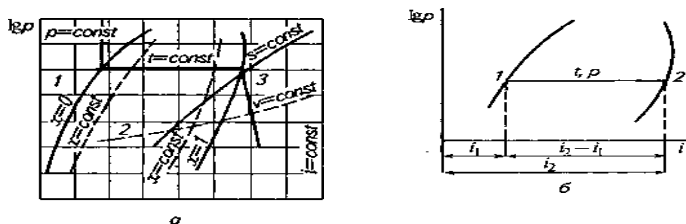


рис.5. Диаграмма $i-\lg p$

энтропии s и проводят вертикальные линии постоянных s — адиабаты; по оси ординат откладывают значения абсолютной температуры T и проводят горизонтальные линии постоянных T — изотермы. На полученную сетку из адиабат и изотерм наносят пограничные кривые, характеризующие состояние соответственно насыщенной жидкости (паросодержание $x = 0$) и сухого насыщенного пара ($x = 1$). Между обеими пограничными кривыми область влажного пара 2. Пограничная кривая $x = 0$ отделяет от области влажного пара 2 область переохлажденной жидкости 1, а кривая $x = 1$ — область перегретого пара от влажного. На диаграмме нанесены линии постоянных паросодержаний x ; постоянных давлений p — изобары; постоянных

удельных объемов v — изохоры; постоянных энтальпий — изоэнтальпы. Изобара в области влажного пара совпадает с изотермой, а в области перегретого пара круто поднимается вверх. Подведенное и отведенное количество теплоты, затраченная и полученная работы изображаются в диаграмме $s-T$ соответствующими площадями. Теплота, подведенная к телу в изотермическом процессе 1—2, соответствует площади 1—2— а—b; теплота, отведенная в изобарическом процессе 3—4 — площади 3—4 — d—c

2. Диаграмма $i-p$

Диаграмма $i-p$. Сетку диаграммы составляют горизонтальные линии — изобары и вертикальные линии — изоэнтальпы. Для удобства пользования диаграммой обычно по оси ординат применяют логарифмический масштаб ($\lg p$). На диаграмме нанесены линии постоянных t , s , x и V . Преимущество диаграммы $i-p$ состоит в том, что теплота и работа адиабатического процесса в ней изображаются не площадями, а отрезками по оси абсцисс. Так, теплота, подведенная в изотермическом процессе 1—2, равна разности энтальпий (отрезок 1—2).

Вопросы:

1. Расскажите про цикл Карно
2. Как изображается теплота и работа для адиабатического процесса в $s-T$ и $i-\lg p$ - диаграммах?

Тема Обратный круговой процесс

План:

1. Холодильный цикл
2. Удельная массовая и объемная холодопроизводительность
3. Комбинированный цикл

1. Холодильный цикл

В соответствии со вторым законом термодинамики непрерывное искусственное охлаждение не может происходить без затраты энергии. Совокупность процессов, которые протекают при этом, называют обратным круговым процессом, или обратным термодинамическим циклом. В прямом круговом процессе (или прямом термодинамическом цикле) теплота переносится от горячего тела к холодному (окружающей среде); при этом совершается работа. В обратном цикле теплота переносится от холодного тела к нагретому (окружающей среде); при этом затрачивается работа.

Холодильный цикл. Обратный цикл, в котором теплота от охлаждаемой среды передается окружающей среде (воде или воздуху), называют холодильным циклом.

Рассмотрим наиболее совершенный в термодинамическом отношении обратный цикл Карно, который осуществляется с минимальной затратой работы. Допустим, что в процессах теплообмена между рабочим телом и источниками теплоты разности температур — бесконечно малы.

На рисунке изображен обратный цикл Карно в диаграмме $s—T$.

состоит из двух изотермических и двух адиабатических процессов. В изотермическом процессе 4—1 к рабочему телу подводится количество теплоты q_0 (площадь 4—1—а—b), отнимаемое количество теплоты низкой температуры T_0 . В адиабатическом процессе 1—2 рабочее тело сжимается компрессором от начального давления p_0 до конечного давления p_k . При этом его температура повышается от T_0 до температуры окружающей среды или источника высокой температуры T_k . На сжатие затрачивается работа в изотермическом процессе 2—3 рабочее тело отдает источнику высокой температуры T_k теплоту (площадь 2—3—b—а). Чтобы рабочее тело вновь

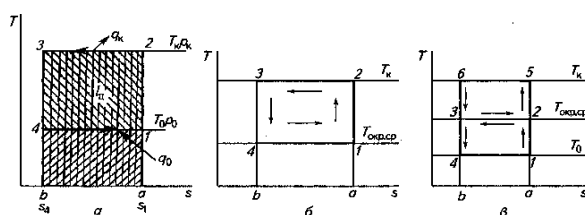


рис. 6. Обратные циклы:

- а) холодильный; б) теплонасосный; в) комбинированный

могло отнимать теплоту источника низкой температуры, оно адиабатически расширяется в детандере (процесс 3—4) от давления p_k до p_0 , при этом его температура снижается от T_k до T_0 , а рабочее тело совершает работу T_r . Таким образом, в результате осуществления обратного цикла теплота до отводится от источника низкой температуры T_0 и передается источнику высокой температуры T_k . Для этого затрачивается работа цикла l_c , равная разности затраченной в компрессоре и полученной в детандере работ.

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

$$q_0 + l_{\text{ц}} = q_{\text{к}}$$

Следовательно, величина $l_{\text{ц}}$ соответствует площади 1—2—3—4, равной разности площадей 2—3 — b—a, и 4—1 — a—b.

Эффективность холодильного цикла оценивается холодильным коэффициентом ϵ — отношением количества теплоты, отведенного от охлаждаемого источника, к затраченной работе:

$$\epsilon = q_0 / l_{\text{ц}}$$

Выражение показывает, что холодильный коэффициент цикла Карно не зависит от физических свойств рабочего тела, а является лишь функцией температур T_0 и $T_{\text{к}}$. Он тем больше, чем выше T_0 и чем ниже $T_{\text{к}}$. 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). Чем больше холодильный коэффициент, тем меньше работы затрачивается на получение единицы холода, т. е. выше экономичность работы холодильной машины. Исходя из этого при проектировании холодильной установки необходимо стремиться к возможно наиболее высокой температуре T_0 и к более низкой $T_{\text{к}}$.

Рабочее вещество холодильного цикла называют холодильным агентом (хладагентом).

Холодильные циклы применяют в холодильных машинах.

2. Удельная массовая и объемная холодопроизводительность

Количество теплоты, отводимое в единицу времени искусственным охлаждением, называют холодопроизводительностью холодильной машины.

Холодопроизводительность, отнесенную к единице массы хладагента, называют его удельной массовой холодопроизводительностью q_0 (кДж/кг). Удельную массовую холодопроизводительность, отнесенную к единице объема хладагента, называют объемной холодопроизводительностью хладагента q_v (кДж/м³):

$$q_v = q_0 / v$$

где v — удельный объем сухого насыщенного или перегретого пара, м³ / кг.

Зависимость холодопроизводительности от температур кипения t_0 и конденсации $t_{\text{к}}$. Из таблиц хладагентов (см. приложения 1—5) видно, что с понижением $t_{\text{к}}$ энтальпия жидкости уменьшается. С повышением t_0 энтальпия сухого насыщенного пара увеличивается и уменьшается его удельный объем. Следовательно, с понижением $t_{\text{к}}$ и повышением холодопроизводительность хладагента возрастает, а затрата работы уменьшается. При изменении температур более резко меняется объемная холодопроизводительность.

Цикл теплового насоса. Всякая холодильная машина по существу является тепловым насосом, так как служит для «перекачивания» теплоты с низкого температурного потенциала на более высокий. Однако в обычном холодильном цикле теплым источником служит окружающая среда, и задача состоит в

охлаждении тела до температуры более низкой, чем температура окружающей среды. Можно представить себе цикл, в котором, наоборот, окружающая среда будет холодильным источником, и задача будет состоять в том, чтобы получить теплоту при температуре, которая будет выше температуры окружающей среды. Этот цикл называют циклом теплового насоса.

3. Комбинированный цикл

Цикл Карно для теплового насоса изображается в диаграмме $s-T$ совершенно так же, как и для холодильной машины. Эффективность этого цикла оценивается отношением полученной теплоты к затраченной работе, называемым коэффициентом преобразования или коэффициентом отопления:

$$\mu = q_k / l_{\text{ц}}$$

Вопросы:

1. Что называется обратным круговым процессом
2. Расскажите про цикл теплового насоса
3. Расскажите про цикл Карно

Тема Холодильные агенты

План:

1. Требования к холодильным агентам
2. Группы и обозначения хладагентов
3. Влияние хладагентов на окружающую среду

1. Требования к холодильным агентам

Требования к холодильным агентам (хладагентам) делятся на четыре группы: термодинамические, физико-химические, физиологические и экологические, экономические.

Многообразие требований, предъявляемых к хладагентам, приводит к тому, что найти универсальное вещество, отвечающее всем требованиям, невозможно, поэтому хладагент в разных случаях выбирают с учетом назначения, условий работы и конструктивных особенностей холодильной машины.

Термодинамические требования:

1. Объемная холодопроизводительность q_v хладагента должна быть большой, так как при больших q_v значительно уменьшаются размеры и масса компрессора I вследствие малых объемов циркулирующего хладагента. Но это I требование при выборе хладагента не является решающим, так как с увеличением q_v растет разность давлений в холодильной машине, что также весьма нежелательно.

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

3. Давление кипения хладагента желательно иметь выше атмосферного, так как при вакууме в систему может засасываться I воздух, который отрицательно влияет на работу холодильной машины.

4. Отношение давлений P_k/p_0 должно быть небольшим, так как с

уменьшением значений p_0 уменьшается затрачиваемая работа и габариты компрессора, увеличивается его КПД.

5. Теплота парообразования должна быть большой, так как чем

И она больше, тем меньшая масса хладагента должна циркулировать для создания необходимой холодопроизводительности.

6. Температура затвердевания хладагента должна быть низкой,

а критическая температура — высокой, так как первая ограничивает возможность достижения низких температур, а при небольших значениях второй уменьшается холодильный коэффициент.

7. Плотность и вязкость хладагента должны быть небольшими для сокращения гидравлических потерь в трубопроводах и клапанах. Кроме того, с уменьшением вязкости увеличиваются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, что уменьшает расход металла на теплообменные аппараты.

К физико-химические требования:

1. Желательно, чтобы хладагенты растворялись в воде во избежание образования ледяных пробок И в дроссельных устройствах и нарушения работы системы. Кроме В того, свободная вода способствует коррозии металла.

2. Важное свойство хладагентов — растворимость их в масле. Если хладагент не растворяется в масле, то оно легко отделяется от хладагента, который кипит при $t = \text{const}$ независимо от количества масла в системе. Но на стенках теплообменных аппаратов образуется масляная пленка, ухудшающая теплопередачу, что является недостатком таких хладагентов.

Если хладагент растворяется в масле, то слой масла с теплопередающих поверхностей смывается почти полностью; это улучшает теплопередачу. Однако его трудно удалить из испарителя, что повышает температуру кипения при увеличении концентрации масла и может значительно ухудшить работу машины.

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

4. Они не должны быть горючими и взрывоопасными.

5. Хладагенты должны иметь легкий запах, цвет или другие свойства, позволяющие легко обнаружить утечку.

6. Они не должны разлагаться при высоких температурах.

Физиологические и экологические требования. Хладагенты не должны быть ядовитыми, не должны вызывать удушья и раздражения слизистых оболочек глаз, носа и дыхательных путей человека. Не должны отрицательно влиять на окружающую среду.

Экономические требования. Хладагенты должны быть дешевыми и недефицитными.

2. Группы и обозначения хладагентов

Группы и обозначения хладагентов. Все хладагенты делятся на индивидуальные вещества и смеси.

Среди индивидуальных веществ различают:

химические элементы — кислород O_2 , водород H_2 , гелий He , позволяющие достичь очень низких температур, поэтому их называют криогенными хладагентами;

неорганические соединения: вода H_2O , диоксид углерода (углекислый газ)

CO₂ и аммиак NH₃;

органические соединения, подразделяющиеся на три категории хладагентов, обозначаемые аббревиатурой, уточняющей воздействие хладагента на окружающую среду:

CFC, чрезвычайно вредные для окружающей среды, поскольку их молекулы содержат атомы хлора, например R12 — CF₂Cl₂;

HCFC, менее вредные для окружающей среды, так как их молекулы содержат меньшее, чем CFC, число атомов хлора, поскольку часть их замещена атомами водорода. Например, R22 — CHF₂Cl;

HFC, безопасные для окружающей среды хладагенты будущего, так как их молекулы не содержат атомов хлора. Например, R134a — C₂H₂F₄.

Смеси хладагентов делятся на две группы:

зеотропные или неazeотропные, состав которых в условиях термодинамического равновесия для жидкой и паровой фаз неодинаков, поэтому при постоянном давлении их температура меняется в ходе процессов кипения или конденсации. Этим смесям присвоена серия 400 с произвольным номером для каждого хладагента внутри серии;

azeотропные смеси, состав которых в условиях термодинамического равновесия одинаков, и поэтому температуры кипения и конденсации при постоянных давлениях остаются постоянными, как и для индивидуальных веществ. Azeотропные смеси обозначают серией 500, с произвольным номером для каждого хладагента внутри серии, например хладагент R502 состоит из 48,8% R22 и 51,2% R115.

Различные органические соединения обозначаются серией 600 с произвольным номером для каждого хладагента. Например: R600 — бутан, R600a — изобутан. Циклические углеводороды и их производные обозначаются серией 200. Например, R290 — пропан.

Для обозначения хладагентов в России принята разработанная Международной организацией по стандартизации (ИСО) специальная система. Согласно этой системе обозначение хладагентов состоит из наименования и числа. Наименованием является буква R или слово Refrigerant (хладагент). Цифры расшифровывают в зависимости от химической формулы хладагента. Вначале записывают: для метанового ряда -1, для этанового ряда -11, для пропанового -21, для бутанового -31, а затем цифру, равную числу атомов фтора. Число атомов водорода, если они есть, прибавляют у производных метана к первой цифре, а у других производных -I ко второй. Например: метан CH₄ имеет обозначение R50; фтортрихлорметан CFCl₃ -R11; дифтордихлорметан CF₂Cl₂ -R12, этан C₂H₆ -R170; трифтортрихлорэтан C₂F₃Cl₃ -R113 и т.д. Хладагентам неорганического происхождения присваивают номера, равные 700 плюс их молекулярная масса. Так, аммиак и воду обозначают соответственно R717 и R718.

3. Влияние хладагентов на окружающую среду

До 1980 г. хладагенты (хлорфторуглероды, или CFC) применялись широко в холодильной технике как безопасные и имеющие хорошие термодинамические свойства. Но после проведения исследований ученые пришли к выводу, что эти вещества оказывают вредное воздействие на окружающую среду в связи с повышением парникового эффекта и возможным разрушением озонового слоя.

Парниковый эффект позволяет поддерживать на поверхности Земли температуру, при которой возможна жизнь человека. Природный парниковый эффект является следствием того, что пары воды земной атмосферы задерживают инфракрасное излучение земной поверхности.

При отсутствии парникового эффекта температура поверхности земного шара была бы ниже, чем она есть, и Земля была бы необитаемой. Парниковый эффект, т. е. удержание инфракрасного излучения в природе, происходит не только благодаря парам воды, содержащимся в воздухе, но и другим газам, в частности диоксиду углерода CO_2 и хладагентам группы Z. Наличие в атмосфере CO_2 и CFC создает искусственный парниковый эффект, который добавляется к природному, обусловленному наличием паров воды. Хотя концентрация всех хлорфторуглеводородов CFC в атмосфере гораздо меньше, чем концентрации CO_2 , их влияние на парниковый эффект во много тысяч раз больше вследствие их очень длительного периода «жизни» в атмосфере. Например, 100 лет для R12 и 250 лет для R115, входящее в состав R502. Для сравнения хладагентов по степени их влияния на парниковый эффект введен показатель — потенциал парникового эффекта (возможности глобального потепления) за 100 лет. Этот показатель обозначают GWP (Global Warning Potential), Эмиссия в атмосферу Земли различных газов, влияющих на глобальное потепление, различна, но наиболее существенная доля

CO_2 . Значительная часть попадающего в атмосферу CO_2 выделяется на тепловых электростанциях при сжигании мазута, газа и угля. По данным ученых, вклад газов в парниковый эффект различен и составляет: CO_2 - 55%; CFC-17; HCFC -7; N_2O -6; CH_4 -15%.

Количество CO_2 , выделяемое при производстве энергии, зависит от используемого топлива:

Топливо	Количество выделяемого CO_2 , кг
Уголь	1,12
Нефть	0,94
Газ	0,57
Ядерное топливо	0

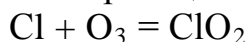
Первое слагаемое характеризует прямой вклад хладагента в глобальное потепление.

Второе слагаемое отражает косвенное воздействие и при сроке службы холодильного оборудования 15-20 лет становится преобладающим в общей оценке, достигая 0,95...0,98 TEWI.

Возможное разрушение озонового слоя Земли связано с энергетическим ультрафиолетовым излучением Солнца. Наиболее удаленным от Земли слоем атмосферы является стратосфера, которая представляет собой шаровой слой толщиной примерно 35 км, начинающийся на высоте 15 км от поверхности Земли. В этом слое находится озон O_3 , который поглощает 99 % ультрафиолетового излучения Солнца и выполняет роль защитного экрана для Земли. Разрушение озонового слоя происходит следующим образом. Хлорфторуглероды CFC медленно поднимаются вверх и через

2 года доходят до стратосферы, где их молекулы под действием

ультрафиолетового излучения распадаются с выделением атомов хлора, которые вступают в реакцию с озоном, образуя оксид хлора и молекулярный кислород:



Одна молекула хлора может вызвать разрушение многих тысяч молекул озона (от десяти до ста тысяч).

Вопросы:

1. Расскажите про термодинамические требования хладагентов
2. Расскажите про физико-химические требования хладагентов
3. Характеристика хладагентов
4. Как хладагент влияет на озоновый слой

Тема Свойства R717

План:

1. Аммиак
2. Вещества CFC, HCFC

1. Аммиак

Одним из наиболее распространенных хладагентов является аммиак R717, так как он имеет многочисленные преимущества.

По термодинамическим и теплофизическим свойствам аммиак является одним из лучших хладагентов и позволяет достичь высоких значений КПД установки. Объемная холодопроизводительность его достаточно высокая, что делает аммиачную установку более компактной по сравнению с установками, где используют другие хладагенты. Давление конденсации при обычных условиях не выше $1,18 \text{ МПа} = 12 \text{ кгс/см}^2$ и только при температуре воды выше $35 \text{ }^\circ\text{C}$ достигает $1,5 \text{ МПа} = 15,25 \text{ кгс/см}^2$. По сравнению с галоидопроизводными углеводородами аммиак имеет более высокий коэффициент теплоотдачи, могут быть использованы трубы меньшего диаметра. Физико-химические свойства аммиака также во многом отвечают требованиям, предъявляемым к хладагентам. Аммиак: химически нейтрален по отношению к большинству конструкционных материалов (черные металлы, алюминий, фосфористая бронза), за исключением цветных металлов (цинк, бронза, медь и ее сплавы);

неограниченно растворяется в воде, что исключает образование ледяных пробок в регулирующем вентиле. Допускается содержание влаги в аммиаке 0,2 % по массе; не растворяется в смазочном масле;

легко обнаруживается в случае утечек, даже самых незначительных, из-за резкого запаха;

не оказывает никакого влияния на парниковый эффект и разрушение озонового слоя;

имеет самую низкую закупочную стоимость.

Кроме того, аммиачные холодильные установки дешевле с точки зрения начальных капиталовложений и затрат на последующее обслуживание.

Аммиак имеет и отрицательные качества, которые в значительной мере ограничивают его более широкое применение:

высокая температура сжатия пара на выходе из компрессора заставляет применять термически стойкие холодильные масла в течение длительного периода

времени их эксплуатации. Так как аммиак не растворяется в смазочном масле, то требуется установка маслоотделителей, что усложняет схему и увеличивает стоимость холодильной машины;

в смеси с воздухом в пределах от 15...28 % (по объему) аммиак взрывоопасен;

растворение аммиака в воде и получение водных растворов сопровождается значительным выделением теплоты, что создает опасность ожога глаз в среде, насыщенной аммиаком;

аммиак имеет удушающее действие, при больших концентрациях вызывает сильное раздражение слизистой оболочки глаз и дыхательных путей, а пребывание человека в течение нескольких минут в помещении с концентрацией аммиака 0,5... 1 % по объему приводит к смертельному исходу. Предельно допустимая концентрация (ПДК) аммиака в воздухе 0,02 мг/л.

2. Вещества CFC, HCFC

Вещества CFC, HCFC и HFC. Характеристики и свойства этих хладагентов близки; основное их различие заключается в воздействии на окружающую среду.

Хладагенты категории CFC -это бесцветные, практически не токсичные вещества, не имеющие запаха. Они невоспламеняемы и взрывобезопасны. Но в присутствии открытого пламени или электрической дуги эти хладагенты могут разлагаться на HCl -соляную кислоту, HF - «плавиковую кислоту», которые легко обнаруживаются по резкому запаху даже при очень малых концентрациях. HF - бесцветный газ с резким запахом.

Плавиковая кислота» очень ядовита, сильно действует на слизистую оболочку носа и горла. Попадание HF на кожу вызывает тяжелое поражение ее, так как растворяет белок и проникает внутрь тканей.

Плавиковая кислота» и газообразный HF разрушают стекло и силикаты, так как реагируют с диоксидом кремния.

В продуктах распада содержатся и следы отравляющего вещества — фосгена.

В воде CFC практически не растворяются, поэтому содержание влаги в них не должно превышать 25 мг/кг (0,0025 % по объему). Полностью обезвоженные CFC не агрессивны по отношению к используемым конструкционным материалам, за исключением магния и алюминиевых сплавов, которые очень чувствительны даже к малейшим следам влаги.

Вещества CFC, HCFC, HFC неограниченно растворяются в смазочном масле, причем растворимость увеличивается с повышением давления и снижением температуры. Они хорошо растворяют многие органические вещества, поэтому обычная резина для изготовления прокладок непригодна, а применяют специальную маслостойкую резину или материалы, изготовленные из асбеста, каучука и наполнителей — севанит или поранит. Эти хладагенты проникают через малейшие неплотности в системе, даже через поры обычного чугуна, поэтому компрессоры для них изготавливают из плотного мелкозернистого чугуна. Их термодинамические свойства ниже, чем у аммиака.

Альтернативой HFC могут стать натуральные, природные хладагенты (неорганические соединения), которые не разрушают озонового слоя и не способствуют глобальному потеплению. К этим хладагентам, как было указано, относятся углеводороды HC и их смеси (пропан, изобутан, этан), R717, CO₂, H₂O.

Из хладагентов категории HCFC широко применяют R22. Этот хладагент не взрывоопасен, при высоких температурах неограниченно растворяется в масле (в конденсаторе), а при низких температурах имеет ограниченную растворимость, поэтому при кипении в верхней части испарителя образуется слой, богатый маслом. Легко проникает через неплотности, нейтрален к металлам, содержание влаги не должно превышать 0,0025 % по массе. Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации R22 на 25...30 %, а объемная холодопроизводительность почти на 60 % выше, чем у R12. Перспективной замены R22, так же как и R502, в настоящее время нет. Предлагаются смеси с базовым компонентом R32. Например, R32/R134a (30/70 или 25/75 % по массе) — азеотропная смесь имеет близкие с R22 термодинамические свойства, поэтому при переходе на эту смесь не 'потребуется вносить значительных изменений в конструкцию холодильного оборудования.

Азеотропная смесь R407 — R32/R125/R134a (30/10/60 % по массе). Есть и другие соотношения, тогда хладагенты обозначаются R407A, R407B, R407C. Наиболее приемлемой смесью является R407C (25/25/52 % по массе), и так как она менее пожароопасная, то по своим термодинамическим свойствам может заменить R22. Но поскольку пока альтернативы R22 не разработано, то он будет использоваться в развивающихся странах, в том числе и России, до 2030 г.

Хладагент R134a - это чистое вещество, изготовленное на базе этана (CH₂F-CF₃). Негорючий хладагент нетоксичен, но при соприкосновении с пламенем и горячими поверхностями разлагается, как и все производные углеводородов, с образованием высокотоксичных продуктов. Термодинамические и основные физико-химические свойства R134a аналогичны свойствам R12. Вследствие значительного GWP, равного 420, рекомендуется применять его в герметичных системах.

Вопросы:

1. Свойства аммиака
2. Расскажите про хладагенты категории CFC
3. Расскажите про хладагенты категории HCFC

Тема Хладоносители

План:

1. Свойства хладоносителей
2. Хладоносители нового поколения

1. Свойства хладоносителей

Хладоносители — это вещества, с помощью которых теплота отводится от охлаждаемых объектов и передается хладагенту. В холодильной технике хладоносители применяют в установках, где непосредственное охлаждение с помощью хладагента нежелательно или практически невозможно.

Хладоносители должны иметь: низкую температуру замерзания t_3 ; большие теплоемкость и теплопроводность; малые вязкость и плотность. Кроме того, они должны быть химически нейтральными по отношению к металлам и прокладочным материалам, безвредны и безопасны, а также иметь невысокую стоимость.

Самый доступный хладоноситель — это вода, но вследствие высокой

температуры замерзания ее используют в установках кондиционирования воздуха и в технологических процессах при $t > 0^{\circ}\text{C}$. Для $t < 0^{\circ}\text{C}$ применяют водные растворы солей хлорида натрия NaCl , хлорида кальция CaCl_2 .

Физические свойства растворов NaCl и CaCl_2 (рассолов) зависят от концентрации соли в растворе. На рис. 7 показана зависимость температуры замерзания рассола от концентрации соли. Кривые выделения льда 1 показывают, что с увеличением концентрации соли t_3 уменьшается. При достижении концентрации, которая называется криогидратной или эвтектической (точка К), раствор имеет самую низкую t_3 и называется эвтектическим (легко плавящимся). Самая низкая t_3 $-21,2^{\circ}\text{C}$ при концентрации 23,1 % соли на 100 кг раствора для хлорида натрия и t_3 -55°C

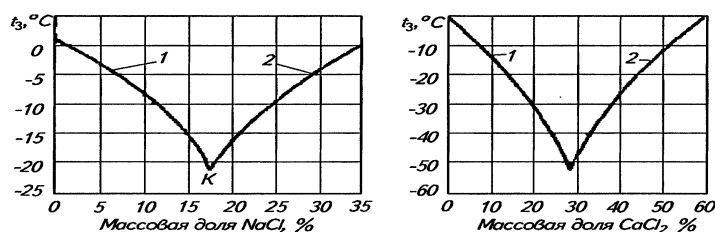


рис.7. Зависимость температуры замерзания рассола от концентрации соли

Зависимость температуры замерзания рассола от концентрации соли при концентрации 29,9% соли на 100 кг раствора — для хлорида кальция. Кривые выделения соли 2 показывают, что с увеличением концентрации выше криогидратной 3 раствора резко повышается.

Концентрация рассола всегда должна соответствовать режиму работы установки и никогда не должна быть больше концентрации, соответствующей криогидратной точке К. При увеличении концентрации увеличивается плотность рассола и уменьшается его теплоемкость, что приводит к росту затрат электроэнергии на работу рассольного насоса. Но концентрация рассола и не должна быть низкой для предотвращения замерзания его в испарителе. Поэтому принимают $t_3 < t_0$ на $5...8^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, при $t_0 > -(16... 13)^{\circ}\text{C}$ применяют хлорид натрия, а при более низких t_0 — хлорид кальция. Концентрацию раствора определяют по приложениям 6 и 7 в соответствии с t_3 . Зная объем рассольной системы V_p с (м^3), концентрацию π (%) и плотность рассола ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$), можно определить количество соли, необходимое для разведения рассола. Технический

CaCl_2 представляет собой отход производства бертолетовой соли и содержит до 2 % хлорноватокислых солей, очень агрессивно действующих на сталь.

Коррозирующее действие, которое оказывают на металлы растворы, можно снизить, поддерживая концентрацию водородных ионов рН (водородный показатель) на уровне 7... 10, при котором рассол не содержит активной кислоты или щелочи и является нейтральным или слабощелочным. При более низком или высоком рН коррозия ускоряется. Для поддержания рН рассола на должном уровне применяют свежегашеную известь для кислых рассолов при $\text{pH} < 7$ и газообразный диоксид углерода — для сильнощелочных при $\text{pH} > 10$. Кроме того, применяют пассиваторы (ингибиторы) (от лат. *inhibeo* — останавливаю, задерживаю). Эти вещества образуют на металлических поверхностях защитную пленку и замедляют

процесс коррозии. В качестве ингибиторов используют хроматы натрия Na_2CrO_4 , калия K_2CrO_4 , бихромат натрия $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ с гидроксидом натрия NaOH (каустической содой), гидрофосфат натрия $\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$. На 1 м³ рассола CaCl_2 расходуется 1,6 кг $\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ и 0,43 кг NaOH , а для рассола NaCl соответственно 3,2 кг и 0,86 кг. Для борьбы с коррозией применяют также цинковую пыль. В рассол ее нужно добавлять малыми порциями до 960 г/м³.

Для снижения энергозатрат на перемещение рассолов и увеличения объемной подачи насосов в рассолы иногда добавляют высокомолекулярные соединения — поверхностно-активные вещества (ПАВ) в количествах 0,03...0,07 %. ПАВ способствуют уменьшению потерь на трение и пропускной способности рассольных трубопроводов.

При $t < -50$ °С в качестве хладоносителей используют органические вещества: водный раствор этиленгликоля ($\text{HOCH}_2\text{CH}_2\text{OH}$) с $t_3 = -72$ °С, R30 с $t_3 = -96$ °С и R11 для $t = -90...-100$ °С с $t_3 = -111$ °С, R142b с $t_3 = -100$ °С.

Этиленгликоль — жидкость без цвета и запаха с $t_{\text{OH}} = +197,2$ °С. Для снижения коррозирующего действия этиленгликоля в раствор добавляют триэтаноламинфосфат. R30 (ди- хлорметан CH_2Cl_2) представляет собой бесцветную жидкость со слабым запахом ацетона, почти не растворяется в воде, практически не действует на металлы, за исключением бронзы и латуни; в минеральных маслах растворяется в любых количествах. По физиологическому воздействию R30 стоит между R11 и хлорметилем. Опасность отравления R30 может возникнуть при его застаивании в низких местах вследствие высокой плотности этого вещества (2,74 по отношению к воздуху).

При содержании R30 в воздухе 5,1...5,3 % по объему удушье наступает через 0,5 ч. Коэффициент теплоотдачи для R30 $t = -40$ °С примерно в три раза выше, чем для CaCl_2 с $t_{\text{OH}} = +40$ °С. Вследствие низкой температуры замерзания и малой вязкости R30 часто используют в качестве низкотемпературного хладоносителя. Недостатки его — небольшая теплоемкость, а также горючесть.

2. Хладоносители нового поколения

В настоящее время применяют хладоносители нового поколения, не оказывающие коррозионного воздействия на конструкционные материалы теплообменных аппаратов. Эти хладоносители разработаны под маркой «Экосол».

Основой для производства «Экосолов» служит этилкарбитол (этиловый эфир диэтиленгликоля) — малотоксичное вещество, которое производят крупные химические предприятия России. Санитарными органами страны «Экосол» разрешен к применению даже на предприятиях пищевой промышленности. Для предотвращения коррозии в состав антифризов «Экосолов» введены высокоэффективные ингибиторы и антиоксиданты. Отечественная промышленность выпускает «Экосолы» с температурой замерзания $-20, -40$ и -60 °С. В холодильной технике «Экосолы» рационально применять при температурах не ниже -15 °С, что связано с резким увеличением их вязкости при более низких температурах.

В диапазоне температур $-100...+50$ °С рекомендуется использовать хладоноситель «Экофрост», основными компонентами которого служат кислородсодержащие органические вещества. Выпускают пять марок «Экофростов»: 100; 80; 60; 40; 20. Цифра в марке хладоносителя соответствует минимальной отрицательной температуре его применения. Из-за отсутствия

токсичности допустим непосредственный контакт «Экофростов» с продуктами питания, что позволяет снизить температуру холодильной обработки до $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Применение хладоносителей нового поколения позволяет повысить экологическую безопасность и увеличить срок службы холодильных установок с промежуточными хладоносителями.

Вопросы:

1. Дайте определение хладоносителей
2. Расскажите про физические свойства растворов
3. Расскажите про свойства этиленгликоля
4. Расскажите про хладоноситель «Экосол»

Тема Воздушная компрессионная холодильная машина

План:

1. Принцип работы
2. Холодильный коэффициент цикла

1. Принцип работы

В воздушной компрессионной холодильной машине хладагентом служит воздух, который сохраняет свое агрегатное состояние во всех процессах.

Воздушную холодильную машину изобрел в 1845 г. американец Гарри, использовавший охлаждающий эффект расширения сжатого воздуха. Принцип действия воздушной холодильной машины показан на рис. 8. Холодный воздух при атмосферном давлении ОП и температуре T_4 (точка 4, рис. 8) поступает в охлаждаемое помещение ОП, где охлаждает окружающие предметы, отнимая от них теплоту и нагреваясь до T_4 (точка Г). Затем в компрессоре Км воздух адиабатически сжимается от давления p_0 до 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 — детандере Д до давления P_0 (точка 4). В процессе расширения температура воздуха уменьшается до T_4 и он вновь поступает в охлаждаемое помещение. В диаграмме $V-p$ (рис. 8) линия а—1 характеризует процесс всасывания воздуха в компрессор; линии 1—2 — процесс сжатия; 2—3 — процесс нагнетания из компрессора; 3—4 — адиабатическое расширение; 4—а — выход воздуха из детандера. Работа $l_{сж}$, затраченная в компрессоре, соответствует площади а—1—2—б. Работа l_p , полученная в детандере, соответствует площади б—3—4—а.

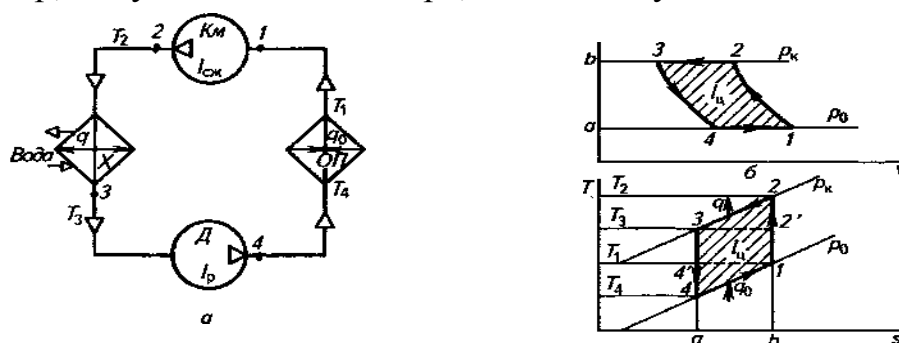


рис. 8 Схема (а) и цикл в диаграммах $v-p$ (б) и $s-T$ (в) воздушной холодильной машины

В диаграмме $s-T$ (рис. 8) процессы: 4—1—подвод теплоты к воздуху; 1—2—сжатие воздуха в компрессоре; 2—3—отвод теплоты от воздуха в холодильнике; 3—4 — расширение воздуха в детандере.

Теплота q_0 , подведенная к 1 кг воздуха, соответствует площади 4—1—b—a, или $q_0 = i_1 - i_4$, а так как 4—1 — изобарический процесс, то $i_1 = c_p T_1$;

то $i_4 = c_p T_4$ (c_p — удельная теплоемкость воздуха в изобарическом процессе), отсюда $q_0 = c_p(T_1 - T_4)$.

2. Холодильный коэффициент цикла

Теплота q , отведенная от 1 кг воздуха, соответствует площади 2—3—a—b, или $q = i_2 - i_3 = c_p(T_2 - T_3)$.

Работа $l_{сж}$, затраченная на сжатие, равна $i_2 - i_1$, или $l_{сж} = c_p(T_2 - T_1)$

Работа, полученная при расширении, равна $i_3 - i_4$, или $l_p = c_p(T_3 - T_4)$.

Работа цилиндра соответствует площади 1-2-3-4:

$$l_{ц} = q - q_0$$

Холодильный коэффициент цикла воздушной холодильной машины:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2 - T_3) - c_p(T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{(T_2 - T_3)}{(T_1 - T_4)} - 1}$$

Так как степени сжатия в компрессоре v_2/v_1 и расширения в детандере v_4/v_3 одинаковы, то из уравнения адиабаты следует:

$$T_2/T_1 = T_3/T_4 = (T_2 - T_3) / (T_1 - T_4)$$

Тогда окончательное выражение для холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной машины:

$$\varepsilon = T_1/(T_2 - T_1) = T_4/(T_3 - T_4)$$

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

Цикл Карно в пределах T_1 и T_3 (1—2'—3—4', рис. 10) имел бы холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_c = T_1/(T_3 - T_1)$$

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 еще меньше, чем в теоретическом, что приводит к увеличению расхода электроэнергии. Преимущества воздушной холодильной машины — безвредность и доступность хладагента (воздуха), а также компактность и небольшая масса, особенно при использовании быстроходных турбокомпрессоров (центробежных компрессоров) и турбодетандеров (расширителей).

Вопросы:

1. Кто изобрел воздушную холодильную машину
2. Расскажите принцип действия воздушной холодильной машины

3. Преимущества воздушной холодильной машины

Тема Паровая компрессионная холодильная машина с расширительным цилиндром

План:

1. Принципиальная схема паровой холодильной машины
2. Теоретический процесс паровой холодильной машины

1. Принципиальная схема паровой холодильной машины

В паровой компрессионной холодильной машине хладагент изменяет свое агрегатное состояние.

Применяя паровую компрессионную холодильную машину с расширительным цилиндром — детандером Д можно осуществить обратный цикл Карно. На рис 9, в изображена принципиальная схема такой машины. Хладагентом служит не газ, а легкокипящая жидкость. Хладагент поступает в установленный в охлаждаемом помещении испаритель И, где, отнимая от окружающей среда теплоту q_0 , кипит при постоянных t_0 и p_0 . Образующийся пар отсасывается компрессором Км, который поддерживает в испарителе Н постоянное низкое давление, обеспечивающее низкую температуру кипения t_0 , и сжимает адиабатически пар до такого давления p_k , при котором он превращается в жидкость при охлаждении окружающей средой. Далее пар конденсируется в конденсаторе Кд, отдавая теплоту q_k окружающей среде при постоянных p_k и t_k . Затем жидкий хладагент адиабатически расширяется в детандере Д до давления кипения p_0 , после чего он способен снова кипеть в испарителе И при низкой температуре и отнимать теплоту от охлаждаемой среды.

2. Теоретический процесс паровой холодильной машины

Теоретический процесс паровой холодильной машины, имитирующий цикл Карно (рис. 9,б), должен протекать в области влажного пара — между пограничными кривыми, так как только в этой области изобары совпадают с изотермами. Чтобы построить теоретический цикл в диаграммах, нужно провести изотерму t_k (2—3, рис. 9, б) и из точек 2 и 3 — адиабаты (вертикальные линии) до пересечения с изотермой t_0 в точках 1 и 4. Цикл Карно 1—3—4 характеризуется двумя изотермами (4—1 в испарителе И; 2—3 в конденсаторе Кд) и двумя адиабатами (1—2 в компрессоре Км; 3—4 в расширительном цилиндре РЦ). При этом холодопроизводительность 1 кг хладагента определяется площадью 4—1—а—б; количество теплоты q_k , отведенное от 1 кг хладагента в Кд, — площадью 2—3—б—а; работа компрессора Км — 1СЖ — площадью 1—3—5, расширительного цилиндра РЦ — 1р — площадью 3—4—5; работа цикла $l_{ц}$ — площадью 1—2—3—4.

холодильный коэффициент цинка равен холодильному коэффициенту цикла Карно.

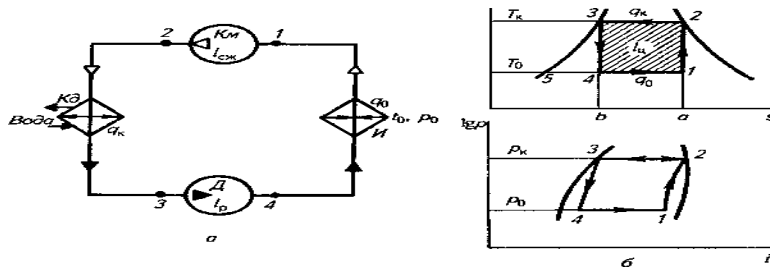


рис.8. Схема (а) и цикл в диаграммах s-T и i-lgr паровой холодильной машины с расширительным цилиндром

Вопросы:

1. Расскажите цикл паровой холодильной машины
2. Расскажите теоретический процесс паровой холодильной машины
3. Как найти холодильный коэффициент цикла

Тема Действительный цикл паровой компрессионной холодильной машины

План:

1. Цикл паровой холодильной машины с регулирующим вентилем
2. Цикл паровой холодильной машины с охлаждением жидкости перед регулирующим вентилем

1. Цикл паровой холодильной машины с регулирующим вентилем

Рабочий действительный процесс паровой компрессионной холодильной машины отличается от цикла Карно: 1) детандер; регулирующим вентилем (РВ); 2) жидкость перед РВ охлаждается ; 3) компрессор Км вместо влажного пара всасывает сухой пар.

Вследствие малого удельного объема жидкого аммиака, поступающего в детандер, размеры последнего малы, что затрудняет его конструирование и изготовление. Кроме того, работа I_p , получаемая при адиабатическом расширении жидкости, для распространенных хладагентов очень мала, а механические потери в детандере поглощают значительную часть этой работы. Поэтому детандер в паровых холодильных машинах никогда не применяют, а заменяют его регулирующим вентилем РВ (рис. 10, а), простым по устройству, что позволяет легко регулировать работу холодильной машины в различных условиях ее эксплуатации. При замене детандера регулирующим вентилем процесс адиабатического расширения 3—4 заменяется необратимым процессом дросселирования, который на диаграмме s—T (рис. 10, б) показан линией постоянной энтальпии 3—4'. Процесс дросселирования приводит к потерям: 1) теряется полезная работа расширения I_p , что увеличивает работу цикла $I_{ц} = I_{сж} = I$;

2) уменьшается холодопроизводительность 1 кг хладагента на $q_0 = i_4 - i_4'$ (пл. 4—4'—в—с) вследствие того, что при проходе через регулирующий вентиль работа сил трения превращается в теплоту, вызывая дополнительное испарение хладагента (отрезок 4—4'), т. е. возникают дроссельные необратимые потери. Работа детандера Д составляет $I_p = i_3 - i_4$ (пл.3—4—5). Так как процесс дросселирования изоэнтальпический, то $i_3 = i_4$,

а $l_p = i_4 - i_4 = q_0$. Следовательно, площадь 3—4—5 равновелика площади 4—4'—в—с. Обозначив работу и холодопроизводительность в цикле Карно соответственно l_c и q_{0c} , можно написать выражение для холодильного коэффициента в цикле с регулирующим вентилем.

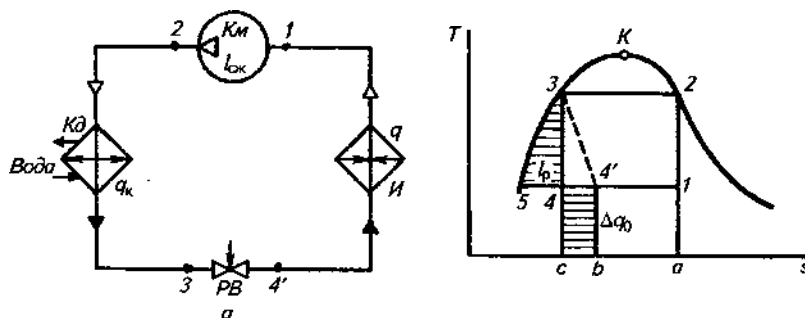


рис.10. Схема (а) и цикл в диаграмме s-T (б) паровой холодильной машины с регулирующим вентилем

2. Цикл паровой холодильной машины с охлаждением жидкости перед регулирующим вентилем

Так как числитель в приведенном выражении уменьшается, а знаменатель увеличивается по сравнению с соответствующими величинами для цикла Карно, то l_p в

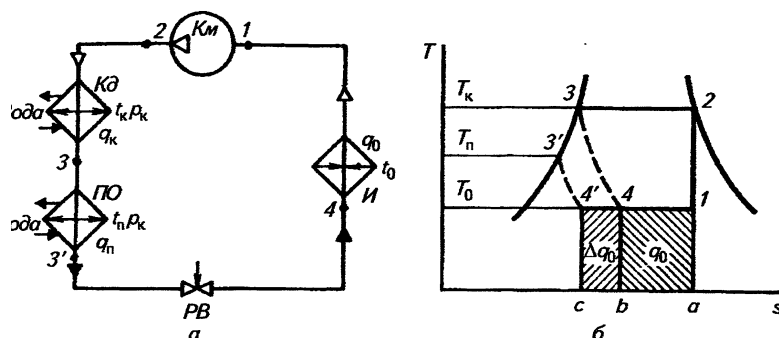


рис.11. Схема (а) и цикл в диаграмме s-T паровой холодильной машины с охлаждением жидкости перед регулирующим вентилем

Перед регулирующим вентилем жидкость охлаждается до $t_n < t_k$ при постоянном P_k . Этот процесс условно называется переохлаждением жидкости и достигается применением холодной воды в специальных аппаратах — переохладителях ПО (рис. 11, а). На рис. 11, б процесс переохлаждения изображен изобарой 3—3', которая в диаграмме s—T практически совпадает с левой пограничной кривой.

В результате переохлаждения содержание теплоты в жидком хладагенте перед ВВ уменьшается, а следовательно, «уменьшается и бесполезное парообразование в процессе дросселирования, и без дополнительной затраты работы увеличивается холодопроизводительность 1 кг холодильного агента на величину $q_0 = i_3 - i_3' = i_4 - i_4$ (пл. 4—4—в—с) и холодильный коэффициент.

В теоретическом цикле паровой компрессионной холодильной машины компрессор работает «влажным ходом», т. е. всасывает влажный пар и сжимает его

до состояния сухого насыщенного Чара. Теоретически такой режим работы является наиболее выгодным, так как позволяет осуществить обратный цикл, приближающийся к циклу Карно. В действительных условиях компрессор работает «сухим ходом», т. е. всасывает сухой насыщенный (точка 1, лежащая на пересечении изотерм T_0 с правой пограничной кривой, — рис. 12) или перегретый пар, сжимает его в области перепетого пара до пересечения адиабаты сжатия 1—2 с изобарой конденсации, которая в этой области не совпадает с изотермой, а круто поднимается вверх. В точке 2 перегретый пар с температурой перегрева $t_{\text{иср}}$ поступает в конденсатор Кд, в котором сначала охлаждается до t_k («сбив перегрева» процесс 2—2'), а затем конденсируется при постоянной t_k и постоянном p_k (процесс 2'—3). После конденсатора Кд жидкий хладагент переохлаждается в переохладителе ПО (процесс 3—3') до температуры t_n и направляется к регулирующему вентилю $PВ$ для дросселирования от давления p_k до p_0 в процессе 3'—4. При этом температура холодильного агента снижается до t_0 , соответствующей P_0 .

«Сухой ход» компрессора можно обеспечить с помощью отделителя жидкости или поддерживая небольшой перегрев пара после испарителя И ручным или автоматическим регулирующим вентилем (ТРВ). После регулирующего вентиля хладагент в виде влажного пара (точка 4) идет в отделитель жидкости, где в результате уменьшения скорости и изменения направления движения хладагента жидкость отделяется от пара, образующегося при дросселировании, и стекает вниз. Оттуда она поступает в испаритель И и кипит при постоянной температуре t_0 , соответствующей давлению p_0 , отнимая теплоту q_0 от охлаждаемой среды (процесс 4'—1). Образующийся влажный пар из испарителя И идет в отделитель жидкости, где жидкость, унесенная паром из испарителя И, оседает, откуда снова возвращается в испаритель И, а сухой насыщенный пар отсасывается компрессором Км. При «сухом ходе» компрессора увеличивается холодопроизводительность на $q_0 = i_1 - i_1(\text{пл. } 1'—1—d—a)$, а работа цикла на l (пл. 1—2—2'—1'), причем вследствие высокой $l_{\text{пер}}$ относительное приращение работы $l/l_{\text{больше}}$ относительного прироста холодопроизводительности q_0/q_0 . Холодильный коэффициент цикла с «сухим ходом»:

$$\epsilon_{\text{сх}} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{I + \Delta I} = \frac{q_0}{I} \left(\frac{1 + \frac{\Delta q_0}{q_0}}{1 + \frac{\Delta I}{I}} \right)$$

где $\epsilon_{\text{сх}}$ - холодильный коэффициент цикла с «сухим ходом» компрессора

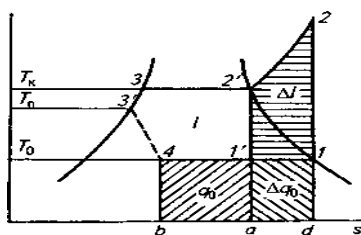


рис.12. «Сухой ход» компрессора в диаграмме s-T

Тема Многоступенчатое сжатие

План:

1. Цикл многоступенчатого сжатия
2. Общая затрата работы

1. Цикл многоступенчатого сжатия

При уменьшении давления кипения p_0 и увеличении давления конденсации p_k компрессор будет работать с большим отношением давлений p_k/p_0 . Большое значение отношения p_k/p_0 приводит к уменьшению рабочих коэффициентов компрессора, значительно снижающих его экономичность, а также к увеличению дроссельных потерь в регулирующем вентиле, что вызывает уменьшение удельной холодопроизводительности хладагента. Кроме того, с увеличением p_k/p_0 повышается температура в конце сжатия, что ухудшает условия смазки компрессора и может вызвать самовозгорание масла, смазывающего цилиндр. Для уменьшения отношения давлений в одном цилиндре применяют многоступенчатое сжатие хладагента в двух, трех и более последовательно соединенных цилиндрах.

Рассмотрим многоступенчатое сжатие на примере паровой компрессионной двухступенчатой машины (рис. 13, а). Пар под давлением p_0 засасывается компрессором первой ступени или цилиндром низкого давления ЦНД, адиабатически сжимается в процессе 1'—2 (рис. 13, б, в) до промежуточного давления $p_{пр}$ и поступает в промежуточный холодильный ПХ, где охлаждается в процессе 2—3 до t_3 . Затем пар идет во вторую ступень или цилиндр высокого давления ЦВД и сжимается от $p_{пр}$ до p_k в процессе 3—4.

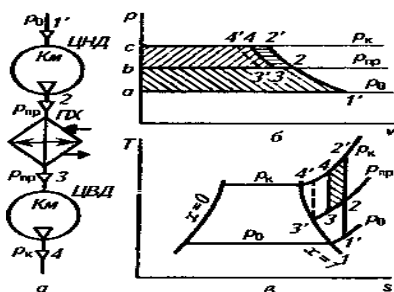


рис.13 Двух ступенчатое сжатие

Ступени низкого давления и высокого давления могут быть выполнены в виде одного двухступенчатого компрессора или двух одноступенчатых компрессоров.

2. Общая затрата работы

Общая затрата работы равна сумме работ обеих ступеней сжатия в диаграмме p — V , т. е. площади a —1'—2—3—4—с. Экономия работы, определяемая площадью

3—4—2', получена благодаря применению промежуточного охлаждения, и чем оно больше, тем больше экономия в работе. Охлаждение может быть полным и неполным. В первом случае температура пара на всасывании ком второй ступени соответствует состоянию сухого насыщенного пара (точка 3'). Полное охлаждение осуществляется кипящим жидким хладагентом при давлении $p_{пр}$. Во втором случае пар охлаждается водой и всасывается второй ступенью в перегретом состоянии

(точка 3).

На основании опытных данных установлено, выгоднее применять двухступенчатое сжатие.

Вопросы:

1. Как будет работать компрессор при увеличении давления
2. Расскажите цикл многоступенчатого сжатия
3. Какой площади равна затрата работы

Тема Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

План:

1. Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением
2. Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением

1. Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением. Схема и цикл в диаграммах $s-T$ и $i-lg p$ показаны соответственно на рис. 14, а, б, в. Процесс сжатия в машине происходит следующим образом. Жидкий хладагент в количестве m кг/с из конденсатора K_d поступает в переохладитель $ПО$, где в процессе $5-5'$ переохлаждается. Переохлажденная жидкость дросселируется в процессе $5'-5''$ в первом регулирующем вентиле $PВ1$ до промежуточного давления $p_{пр}$. Полученный влажный пар со степенью сухости x поступает в промежуточный сосуд $ПС$, где отделяется $m x$ сухого насыщенного пара от $m(1-x)$ жидкости, которая дросселируется вторично в процессе $6-6'$ и испаряется в испарителе $И$ при t_0 в процессе $6'-1$, отнимая теплоту Q_0 от охлаждаемой среды. Образующийся пар засасывается ЦНД и сжимается (процесс $1'-2$) до промежуточного давления $p_{пр}$. Сжатый пар с температурой перегрева 2 и давлением $p_{пр}$ охлаждается в водяном промежуточном холодильнике $ПХ$. Перед входом в ЦВД пар из $ПХ$ (состояние 3) смешивается с паром, отделенным в промежуточном сосуде $ПС$ (состояние 3'), образуя смесь состояния 3''. Таким образом, в ЦВД пар сжимается в адиабатическом процессе $3''-4''$, после чего поступает в конденсатор K_d , где охлаждается и конденсируется в процессе $4''-5$.

Итак, через разные элементы двухступенчатой машины циркулирует неодинаковое количество хладагента: m — через ЦВД, K_d , $ПО$ и m_1 — через $И$ и ЦНД. При этом очевидно, что $m x = m(1-x)$. Поэтому изображение процессов двухступенчатого цикла в термодинамических диаграммах условно, так как каждый процесс, показанный в диаграмме, относится к изменению состояния 1 кг хладагента. Неполное охлаждение применяется в том случае, если температура в конце сжатия пара в ЦНД выше температуры охлаждающей воды. В этом случае экономия в работе по сравнению с одноступенчатым сжатием изображается площадью $2-3''-4''-2'$. В случае двухступенчатого регулирования потребляемая работа уменьшается, так как пар, образовавшийся при первом дросселировании,

сразу поступает в ЦВД и не проходит через ЦНД, где нужно было бы затратить работу на его сжатие от p_0 до $p_{пр}$.

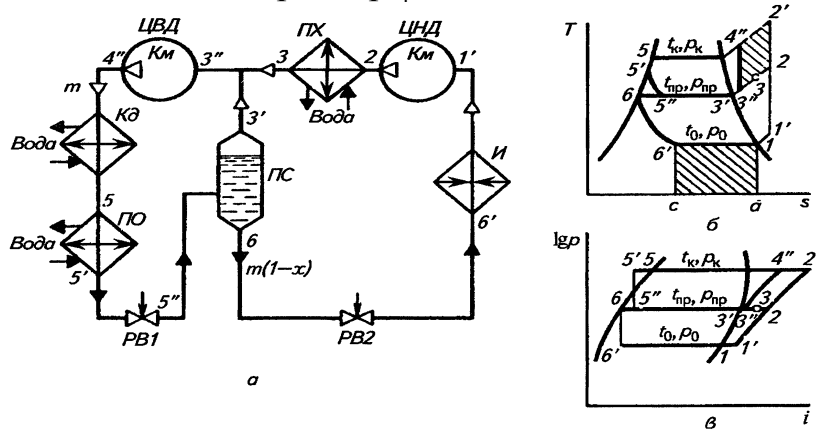


рис.14.Схема (а) и цикл в диаграммах s-T (б) и i-lgr (в) холодильной машины двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

2. Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением

В схеме с полным промежуточным охлаждением и одним испарителем (рис. 15, а) через регулирующий вентиль РВ2, испаритель И и ЦНД проходит $mх$ хладагента в количестве, несколько меньшем общего количества жидкости, полученной после первого дросселирования $m(1-x)$, и поступает в переохладитель ПХ для охлаждения водой до состояния 3, а затем — в промежуточный сосуд ПС, где охлаждается в процессе 3—3' до $t_{пр}$ за счет кипения жидкости, оставшейся в ПС (процесс 6—3'). При этом испаряется m' жидкости. Теплота, отданная паром в процессе охлаждения жидкости, равна теплоте, воспринятой жидкостью в процессе ее кипения, т. е.

$$m_1(i_3-i_3) = m'(i_3-i_6)$$

Из промежуточного сосуда ПС весь пар (m) отсасывается цилиндром высокого давления, причем

$$m = mх + m' + m_1 \text{ или } m = (m_1 + m') / (1 - х)$$

Холодопроизводительность в цикле с одним испарителем можно определить по формуле

$$Q_o = m_1(i_1 - i_6).$$

Выбор промежуточного давления. При расчетах оптимальное промежуточное давление определяют из равенства отношений давлений в обеих ступенях сжатия, а следовательно, и их работ:

$$P_k/P_{пр} = P_{пр}/P_o$$

Отсюда

$$P_{пр} = \sqrt{p_o p_k}$$

Вопросы:

1. Расскажите цикл двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и не полным охлаждением
2. Расскажите цикл двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и полным охлаждением

3. Как найти промежуточное давление

Тема Расчет теоретического цикла двухступенчатой холодильной машины с полным промежуточным охлаждением

План:

1. Массовый расход хладагента
2. Теплота и работа

1. Массовый расход хладагента

Для расчета теоретического цикла машины задаются условиями работы и холодопроизводительностью Q_0 (см. рис. 16, б, в).

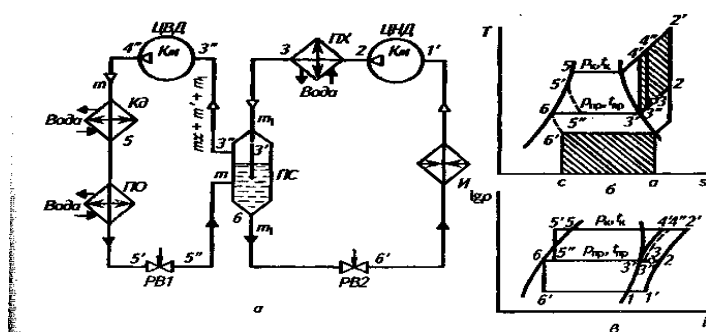


рис.20. Схема (а) и цикл в диаграммах s-T (б) и i-lgr (в) холодильной машины двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением

Массовый расход хладагента через ЦНД определяется из выражения :

$$M_1 = Q_0 / (i_1 - i_6)$$

массовый расход пара на полное промежуточное охлаждение — из выражения :

$$m' = m_1 (i_3 - i_3') / (i_3 - i_6)$$

массовый расход хладагента через ЦВД:

$$m (1 - x) = m_1 + m,$$

откуда

$$m = (m_1 + m') / (1 - x)$$

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

$$X = (i_5 - i_6) / (i_3 - i_6)$$

2. Теплота и работа

Теплота, отведенная от хладагента в конденсаторе

$$Q_k = m (i_4 - i_5)$$

Теплота, отведенная от холодильного агента в пере охладителя

$$Q_n = m (i_5 - i_5')$$

Работа ЦНД

$$\text{ЦНД} = M_1 (i_2 - i_1)$$

$$\text{ЦНД} = m_1 (i_4 - i_3)$$

Вопросы:

1. Как найти массовый расход
2. Как найти теплоту
3. Как найти работу ЦНД
4. Как найти работу ЦВД

Тема Двухступенчатый цикл с теплообменником**План:**

1. Принципиальная схема и цикл холодильной машины со змеевиком промежуточным сосудом
2. Расчеты системы со змеевиком промежуточным

1. Принципиальная схема и цикл холодильной машины со змеевиком промежуточным сосудом

На практике применяют промежуточные сосуды со змеевиками или теплообменниками. Принципиальная схема и цикл в диаграмме $i\text{-lg } p$ холодильной машины со змеевиковым промежуточным сосудом приведены соответственно на рис. 17, а, б; поток жидкого хладагента m из переохладителя ПО (состояния У) подходит к промежуточному сосуду ПС, где делится на две части. Часть жидкости m_1 направляется в змеевик промежуточного сосуда ПС, где охлаждается до $t_{3м} = t_{пр} + (2...3) \text{ } ^\circ\text{C}$ в процессе 5'—7. Другая часть жидкости ($m' + m''$) дросселируется в регулирующем вентиле РВ1 до промежуточного давления $p_{пр}$ и кипит в промежуточном сосуде ПС при этом давлении и промежуточной температуре $t_{пр}$, охлаждая жидкость, проходящую через змеевик промежуточного сосуда ПС, и пар, поступивший из ЦНД. Жидкость m_1 , охлажденная в змеевике промежуточного сосуда ПС, дросселируется во втором регулирующем вентиле РВ2 до давления p_0 и температуры t_0 в процессе 7—б' и направляется в испаритель И. Таким образом, основной поток жидкости не дросселируется в РВ1, а охлаждается в змеевике перед дросселированием в РВ2.

С термодинамической точки зрения этот цикл не выгоднее предыдущего, так как при охлаждении жидкости в змеевике в промежуточном сосуде ПС образуется столько же пара, сколько и в процессе дросселирования всей жидкости. Но эта схема имеет эксплуатационные преимущества: легко регулируется и автоматизируется, проста в эксплуатации, смазочное масло после ЦНД не попадает в испаритель И и не загрязняет его теплопередающей поверхности.

2. Расчеты системы со змеевиком промежуточным

Расчеты системы со змеевиковым промежуточным сосудом выполняют аналогично расчетам системы с обычным промежуточным сосудом, за исключением определения количества пара, засасываемого ЦВД. В промежуточный сосуд поступает $m_1 x$ пара из ЦНД и $(m' + m'')$ жидкости. После дросселирования $(m' + m'')$ жидкости образуется $(m' + m'')x$ пара, а жидкость расходуется следующим образом: $m_1 (1 - x)$ — на промежуточное охлаждение $m_1 x$, кг/с пара; $m_1''(1 - x)$ — на охлаждение $m_1 x$ кг/с жидкости в змеевике.

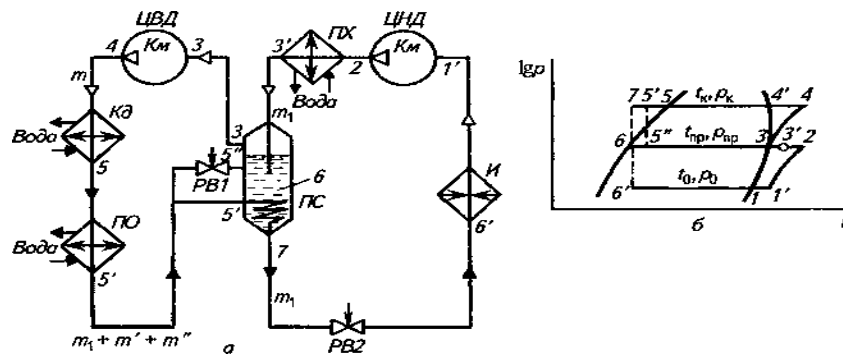


Рис. 17. Схема (а) и цикл в диаграмме $i-lgr$ (б) холодильной машины двухступенчатого сжатия со змеевиковым промежуточным сосудом

Таким образом

$$m(1-x)(i_3 - i_6) = m_1(i_2 - i_3)$$

$$m''(1-x)(i_3 - i_6) = m_1(i_5 - i_7)$$

Из выражений найдем m' и m

$$m' = m_1(i_2 - i_3) / [(i_3 - i_6)(1 - x)]$$

$$m'' = m_1(i_5 - i_7) / [(i_3 - i_6)(1 - x)]$$

где x —степень сухости пара в точке 5''

$$x = (i_5 - i_6) / (i_3 - i_6)$$

Подставив значения x в выражения получим:

$$m' = m_1(i_2 - i_3) / (i_3 - i_5)$$

$$m'' = m_1(i_5 - i_7) / (i_3 - i_5)$$

Массовый расход пара m через ДВД

$$m = m_1 + m' + m''$$

Вопросы:

1. Расскажите цикл холодильной машины со змеевиком
2. Как расходуется жидкость
3. Как найти массовый расход пара через ЦВД

Тема Холодильная машина двухступенчатого сжатия с применением поджимающего компрессора

План:

1. Работа испарителей
2. Цикл холодильной машины с пароструйным прибором

1. Работа испарителей

На практике возможны условия, когда работа испарителей с низкой температурой кипения t_0 является сезонной или эпизодической, поэтому невыгодно устанавливать сложные двухступенчатые машины. Для этого случая разработана схема двухступенчатого сжатия с пароструйными приборами вместо ступени низкого давления.

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

2. Цикл холодильной машины с пароструйным прибором

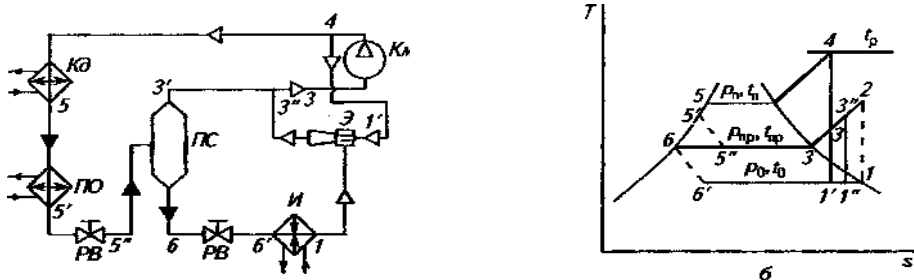


рис. 18. Схема (а) и цикл в диаграмме $s-T$ (б) холодильной с пароструйным прибором

Схему и процесс машины можно понять соответственно из рис. 18, а, б.

Пар с давлением p_0 (состояние 1) в количестве m_n подсасывается из испарителя И в камеру смешения пароструйного аппарата. Некоторое количество пара, отобранное после компрессора m_p (состояние 4), поступает в сопло эжектора Э, в котором расширяется в процессе 4—1' до давления P_0 , и затем в камере смешения смешивается с паром, поступившим из испарителя И (точка смеси 1'')-Выхода из сопла с большой скоростью, пар направляется в диффузор, где сжимается в процессе 1''—3''. В результате действия энергии пара, сжатого компрессором, повышается давление пара, полученного в испарителе И. Пар, вышедший из эжектора Э в количестве $m_{и\epsilon}$ соединяется с паром, полученным в промежуточном сосуде состояния 3', в результате чего образуется смесь (точка 3) с промежуточным давлением $p_{пр}$, которая сжимается в компрессоре КМ в процессе 3—4 до давления конденсации p_k . После компрессора сжатый пар разделяется на два потока. Основной поток направляется в конденсатор КД. Меньшая часть пара поступает в эжектор Э. Полученная в конденсаторе жидкость дросселируется в регулирующем вентиле РВ1 в процессе 5'—5'' до давления $p_{пр}$ и в промежуточном сосуде ПС отделяется от пара, образующегося при дросселировании. Затем жидкость дросселируется в регулирующем вентиле РВ2 до давления p_0 и поступает

в испаритель И, а пар смешивается с другим потоком пара, отобранном после компрессора *Км*.

Вопросы:

1. Преимущества холодильной машины с пароструйным прибором
2. Расскажите цикл холодильной машины с пароструйным прибором
3. На какие потоки разделяется сжатый пар

Тема Цикл трехступенчатого сжатия

План:

1. Схема трехступенчатого сжатия

1. Схема трехступенчатого сжатия

Каскадная парокompрессионная холодильная машина представляет собой систему, в которой осуществляется несколько холодильных циклов-каскадов. Конденсирующийся в одном цикле хладагент охлаждается кипящим в другом цикле хладагентом.

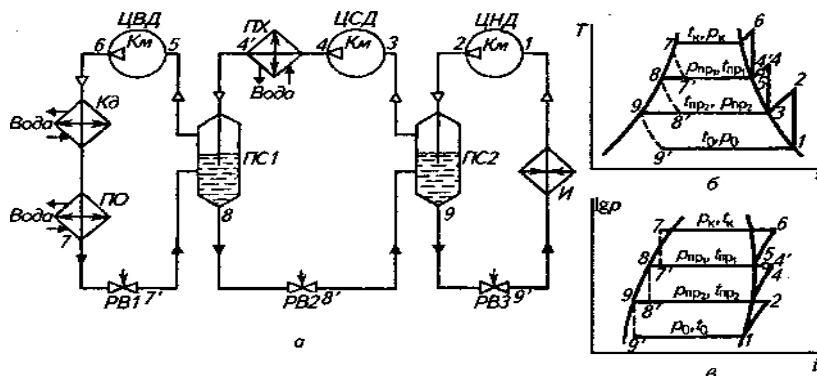


Рис. 19. Схема (а) и цикл в диаграммах $s-T$ (б) и $i-lgp$ (в) трехступенчатой холодильной машины

Часто при получении очень низких температур применение одного хладагента в многоступенчатой холодильной машине оказывается нецелесообразным или невозможным вследствие глубокого вакуума, затвердевания хладагента при заданной температуре кипения t_0 или больших размеров машин. Применяв каскадную холодильную машину, можно использовать в нижнем каскаде хладагенты с низкими температурами t_3 и p_T , а в верхнем каскаде — хладагенты, обычно используемые в одноступенчатых машинах.

Распространение получили каскадные холодильные машины с использованием R13 в нижнем каскаде и R22 — в верхнем. При этом верхний каскад выполняется в виде двухступенчатой машины, а в одноступенчатой машине нижнего каскада применяется значительный перегрев пара за счет переохлаждения жидкости в теплообменнике.

Вопросы:

1. Где применяют цикл трехступенчатого сжатия

2. На каком хладагенте работают каскадные холодильные машины
3. Как выполнен верхний каскад

Тема Назначение и классификация компрессоров холодильных машин

План:

1. Типы компрессоров
2. Степень герметичности

1. Типы компрессоров

Компрессоры холодильных машин предназначены для сжатия хладагента (от давления кипения до давления конденсации) и его циркуляции.

Основные типы компрессоров:

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

По холодопроизводительности Q_0 и потребляемой мощности N компрессоры можно разделить на три группы:

- 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 (при $t_0 = -15$ °С; $t_K = +30$ °С).

По температуре кипения хладагента t_0 компрессоры делятся на две группы:

- 1) одноступенчатые с $t_0 = +10 \dots -25$ °С;
- 2) многоступенчатые с $t_0 = -30 \dots -110$ °С.

Поршневые компрессоры обслуживают холодильные установки с Q_0 до 250 кВт и при этом имеют хорошие технико-экономические показатели. По конструктивному исполнению поршневые компрессоры многообразны. По расположению цилиндров они делятся на горизонтальные, вертикальные, угловые V, W-образные, радиальные; по способу прохождения пара через цилиндры — на прямоточные (движение пара в одном направлении от всасывания до нагнетания) и не прямоточные (с изменяющимся направлением движения пара).

2. Степень герметичности

По устройству кривошипно-шатунного механизма и числу рабочих полостей сжатия их классифицируют на бескрейцкопфные простого действия при сжатии пара только одной стороной поршня и крейцкопфные двойного действия при сжатии пара поочередно обеими сторонами поршня; по числу цилиндров — на одно- и многоцилиндровые (до 16 цилиндров); по числу ступеней сжатия — на одно- и многоступенчатые; по выполнению цилиндров и картера — на блоккартерные и 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 хладагента под давлением и с 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.

Вопросы:

1. Назовите типы компрессоров
2. На какие группы компрессора разделяются по холодопроизводительности
3. По устройству компрессора бывают

Тема Поршневые одноступенчатые компрессоры

План:

1. Рама, цилиндр, мертвое пространство
2. Всасывающие, нагнетательные и предохранительные клапаны
3. Механизм движения крейцкопфного компрессора

1. Рама, цилиндр, мертвое пространство

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

Крейцкопфные компрессоры. Крейцкопфные непрямоточные компрессоры двойного действия имеют $Q_0 = 465 \dots 1400$ кВт. По расположению цилиндров они бывают: а) горизонтальными однолинейными; б) горизонтальными оппозитными с установкой цилиндров друг против друга.

Принцип действия горизонтального компрессора типа ГД показан на рис. 20. При движении поршня 4 из левого крайнего положения в левой полости цилиндра вначале расширяется пар, оставшийся в пространстве, до давления несколько меньшего, чем во всасывающем трубопроводе. Затем открывается всасывающий клапан 1 (левый), и пар хладагента всасывается в левую полость цилиндра. При обратном движении поршня клапан 1 (левый) закрывается, и пар в цилиндре сжимается до давления несколько большего, чем давление в нагнетательном трубопроводе. При этом давлении пар нагнетается в конденсатор через нагнетательный клапан 2 (левый). В то время, когда в левой полости цилиндра пар сжимается, в правой 3 он всасывается через всасывающий клапан 1 (правый), а затем сжимается и выталкивается через клапан 2 (правый).

В настоящее время выпускают горизонтальные компрессоры со встречным движением поршней и противоположным расположением цилиндров (оппозитные, рис. 21). В оппозитных компрессорах при равенстве масс шатунно-поршневых групп полностью отсутствуют инерционные усилия движущихся в противоположных цилиндрах деталей, вследствие чего оппозитные компрессоры хорошо уравновешены. Независимо от производительности эти компрессоры имеют следующие общие узлы и детали: крейцкопфные направляющие, шатунно-крейцкопфные группы, клапаны. Частично унифицированы рамы, коленчатые валы, цилиндры. Компрессоры марок: АО 600П, АО 1200П, ДАО 275П, ДАО 550П, ДАОН 350П составляют унифицированный ряд с ходом поршня 220 мм, частотой вращения вала $n = 8,33$ с⁻¹ (500 об/мин). Марка компрессора характеризует основные параметры машины. Буквы обозначают тип компрессора: А —

аммиачный, О — оппозитный, Д — двухступенчатый. Буква Н показывает, что эти компрессоры предназначены для работы в низкотемпературных установках с температурой кипения $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже. Цифры, стоящие после буквенного обозначения, показывают холодопроизводительность компрессоров в тыс. ккал/ч. Основные узлы компрессоров: фундаментная рама; цилиндр с крышками; комплект всасывающих, нагнетательных и предохранительного клапанов; механизм движения; уплотнение штока; агрегат смазки.

Рама компрессора. Рама компрессора — базовая деталь, в которой расположен кривошипно-шатунный механизм. На раме крепятся цилиндры и все вспомогательные детали. Она воспринимает все усилия, возникающие в деталях при сжатии пара, поэтому должна быть массивной и прочной. Рама 3 (рис. 22) представляет собой литую коробку, выполненную из чугуна СЧ 18 и оребренную внутри. Рама опирается на фундамент двумя широкими поперечными лапами, в которых есть отверстия под фундаментные болты. В поперечных стенках рамы укладывают подшипники 6 вала 5, в продольных стенках — прямоугольные фланцы, к которым крепят направляющие крейцкопфа. Торцевое отверстие рамы со стороны электродвигателя закрыто чугунной крышкой, в которой размещается уплотнение вала 7, предотвращающее попадание масла на детали электродвигателя. Противоположное торцевое отверстие закрывается глухой крышкой 2. Внизу под крышкой размещается валоповорот 1. Сверху рама закрыта составной крышкой 4.

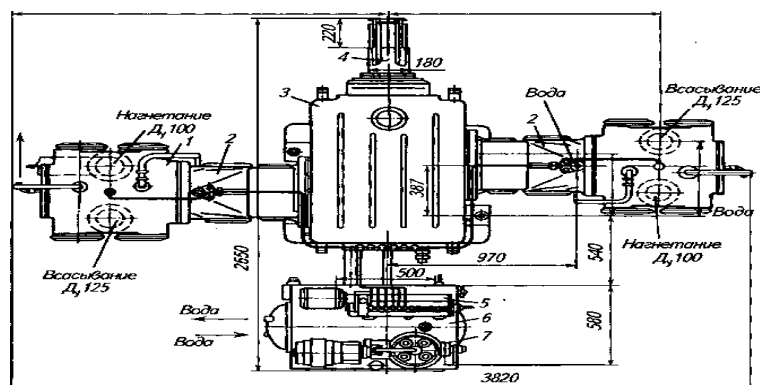


рис. 20. Аммиачный горизонтальный оппозитный

Направляющая крейцкопфа. Направляющая крейцкопфа—это ребристая чугунная отливка, в которую вставлена сменная чугунная гильза. Гильза закрепляется нажимным фланцем и болтами, центрируется по расточке в привалочном фланце рамы. Направляющая крейцкопфа имеет четыре окна, через которые осуществляются выбивка пальца, демонтаж соединений штока с крейцкопфом и обслуживание уплотнения штока.

Цилиндр. В цилиндре происходит обратное расширение пара хладагента, оставшегося в мертвом пространстве, всасывание пара из испарителя, сжатие пара и нагнетание его в конденсатор. Цилиндры имеют гнезда для размещения всасывающих и нагнетательных клапанов. Цилиндры литые, выполнены из чугуна СЧ21. Цилиндры с радиальным расположением клапанных гнезд показаны на рис. 23. Все цилиндры проходные; к направляющим крейцкопфа крепятся с помощью шпилек, с обеих сторон закрыты крышками, одна из которых глухая, а в другой установлено уплотнение поршневого штока. Крышки соединяются с цилиндром

при помощи шпилек с прокладками из паронита. Цилиндры одноступенчатых и высокой ступени двухступенчатых компрессоров имеют водяное охлаждение.

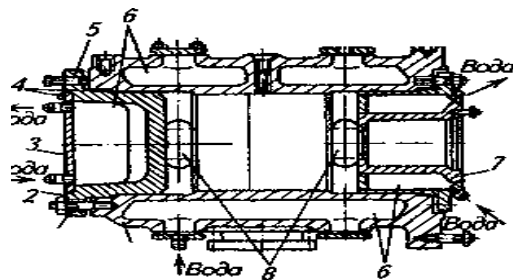


рис.23. Цилиндр компрессора АО-600 в сборе:

1. Корпус цилиндра; 2- крышка задняя; 3- крышка водяной лопасти; 4- прокладка; 5-отжимной болт; 6- полости водяного охлаждения; 7- крышка передняя; 8-окна.

2. Всасывающие, нагнетательные и предохранительные клапаны

Всасывающие и нагнетательные клапаны. Всасывающие клапаны предназначены для всасывания пара в цилиндр компрессора, а нагнетательные — для нагнетания пара из цилиндра в конденсатор. От состояния клапанов зависит объемная подача компрессора: если клапаны неплотно закрываются, то пар перетекает со стороны высокого давления на сторону низкого давления, и объемная подача компрессора уменьшается. Клапаны принадлежат к наиболее ответственным узлам компрессора и должны обеспечивать плотность в закрытом состоянии, своевременность открытия и закрытия, малое сопротивление протеканию пара, износоустойчивость и прочность.

Компрессоры имеют пластичные ленточные самодействующие клапаны. Для всасывания и нагнетания во всех цилиндрах используют одну модель клапана. При установке клапана в цилиндр пластины должны располагаться вдоль окна цилиндра. Основные детали клапана: седло, розетка и пластины. Материал седла и розетки — качественная сталь марок Сталь 35, 45, пластин — высококачественная сталь ЗХГСА или инструментальная сталь У10А. Пластины клапана прижимаются к седлу разностью давлений пара и перекрывают проходное сечение клапана.

Предохранительные клапаны. Они служат для предотвращения аварии в случае, если разность давлений нагнетания и всасывания становится выше допустимой. При нормальной работе компрессора предохранительный клапан должен быть закрыт, а в случае повышения 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.

3. Механизм движения крейцкопфного компрессора

Механизм движения крейцкопфного компрессора. Механизм состоит из поршня, штока, крейцкопфа, шатуна, коленчатого вала и маховика.

Поршни служат для сжатия пара в цилиндре; применяются скользящие дисковые поршни. Поршни изготавливают для одноступенчатых компрессоров и для цилиндров высокого давления двухступенчатых компрессоров целыми из чугуна СЧ 21, а для цилиндров низкого давления — полыми сварной конструкции из стали марки Сталь 20 для уравнивания инерционных сил. Обе конструкции

поршня имеют баббитовые опорные

поверхности. Поршень со штоком соединяется посредством стальной поршневой гайки. На поршнях делают канавки для установки уплотнительных (компрессионных) колец.

Поршневые кольца создают уплотнение между зеркалом цилиндра и движущимся поршнем и препятствуют утечке пара из полости сжатия. Уплотнение создается в результате плотного прилегания поршневых колец к зеркалу цилиндра и лабиринтного действия набора колец.

Дефекты в работе поршневых колец отражаются на производительности, мощности и надежности работы компрессора. Поршневые кольца выполняют с прорезью (замком), и в свободном стоянии их диаметр больше диаметра цилиндра. Поэтому, находясь в цилиндре, кольцо оказывает давление на его стенки в силу естественной упругости материала, а кроме этого, масло, вводимое в цилиндр для смазки, образует пленку, значительно повышающую плотность колец. Кольца имеют прямой замок. Для компенсации теплового расширения кольца оставляют зазор замка s в рабочем состоянии величиной 0,005—0,007 диаметра поршня. При хорошо выполненных кольцах основные потери от не плотности происходят через зазор в замке кольца. При недостаточно тщательном выполнении колец основные утечки возникают между кольцом и цилиндром или между кольцом и поршневой канавкой.

Долговечность работы поршневых колец зависит преимущественно от качества материала. Поэтому для изготовления колец применяют высококачественный перлитный чугун такого же состава, что и чугун для цилиндров, но для уменьшения износа цилиндров материал колец может быть на 5... 10 единиц НВ меньше твердости материала цилиндров.

Шток, связывающий поршень с крейцкопфом, должен быть жестким, прочным при минимально допустимом диаметре и износоустойчивым. Изготавливают его из стали марки Сталь 40 и закаливают с последующей шлифовкой.

Шатун соединяет крейцкопф с коленчатым валом и преобразует вращательное движение вала в возвратно-поступательное крейцкопфа. Шатун должен обладать жесткостью в отношении продольного изгиба и прочностью при минимальной массе. Шатун (рис. 24) состоит из стержня 3, кривошипной разъемной головки или мотылевого подшипника 5, крейцкопфной неразъемной головки 4, двух шатунных болтов 6 и двух корончатых гаек 1. Шатуны выполняют коваными из качественной стали марки Сталь 40 с точеным стержнем круглого сечения, слегка конусным по длине. Кривошипную головку шатуна выполняют открытого типа с отъемной крышкой, которую крепят к шатуну болтами 6. В кривошипную головку помещают разъемные стальные вкладыши 2, внутренняя поверхность которых залита баббитом Б-83 или БН, и набор регулирующих прокладок 9, с помощью которых осуществляют подтяжку подшипников.

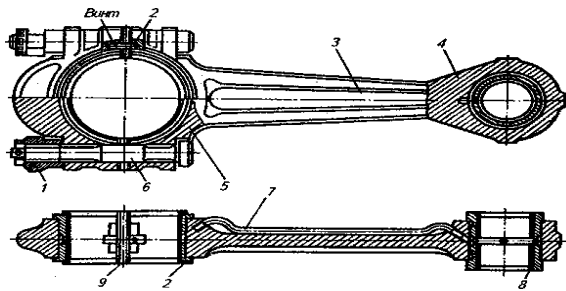


рис.24.Шатун оппозитного компрессора:
 1- корончатая гайка; 2- вкладыш; 3- стержень; 4- головка;
 5- разъемная головка; 6- болт; 7- трубка; 8- втулка; 9- регулирующая прокладка.

Тема Устройство и принцип работы прямоточных компрессоров АВ-1000; АУ-200

План:

1. Принцип действия прямоточного компрессора
2. Устройство и принцип работы аммиачного прямоточного компрессора

1. Принцип действия прямоточного компрессора

При движении поршня вниз объем цилиндра увеличивается и давление пара, оставшегося в цилиндре, снижается. Когда давление в цилиндре станет несколько меньше давления в испарителе, открывается всасывающий клапан 2, и пар из всасывающего трубопровода начинает поступать в цилиндр компрессора. При перемещении поршня 4 вверх пар сжимается, всасывающий клапан закрывается, и когда давление пара в цилиндре 3 станет больше, чем давление в нагнетательном трубопроводе, открывается нагнетательный клапан 1 и пар выталкивается из цилиндра.

Компрессоры АВ-100, АУ-200, АУУ-400 составляют унифицированный ряд с ходом поршня 130 мм. Компрессор АУ-300 имеет ход поршня 150 мм. Компрессор АВ-100— двухцилиндровый, вертикальный; АУ-200 — четырехцилиндровый, У-образный с углом развала между цилиндрами 90° ; АУУ-400 — восьмицилиндровый с углом между цилиндрами 75° . В марке компрессора буквы обозначают: А — аммиачный, В — вертикальный, У—У-образный, УУ—W-образный; число после буквенного обозначения показывает холодопроизводительность компрессора в тыс. ккал/ч при $t_0 = -15^\circ\text{C}$;

$$t_{\text{к}} = +30^\circ\text{C}.$$

2. Устройство и принцип работы аммиачного прямоточного компрессора

На рис. 25 показан аммиачный прямоточный бескрейцкопфный компрессор АУ-200.

Независимо от марки все компрессоры имеют следующие основные части: блок-картер, гильзы цилиндров, всасывающий и нагнетательный клапаны, поршень с поршневыми кольцами, кривошипно-шатунный механизм, уплотнение вала, смазочное устройство.

Блок-картер. Он чугунный, литой, закрытого типа. В верхней его части

имеется водяная охлаждающая рубашка, в передней и задней стенках выполнены отверстия для установки коленчатого вала и масляного насоса, закрытые крышками. Боковые люки с крышками служат для сборки нижних головок шатунов, установки противовесов. Материал для изготовления блоккартера — чугун СЧ18, СЧ21 и СЧ24.

Гильзы цилиндров. Гильзы — чугунные литые. В верхней и нижней частях гильзы по наружной поверхности имеются две канавки для уплотнительных резиновых колец. Верхнее уплотнительное кольцо отделяет всасывающую и нагнетательную полости, нижнее — всасывающую полость и картер. Для соединения полости цилиндра с полостью всасывания имеется четыре окна.

Клапаны. В прямоточных компрессорах применяют самодействующие пластинчатые кольцевые и полосовые клапаны. Нагнетательные клапаны — кольцевые пружинные. Всасывающие клапаны изготавливают как с пружинами так и без них. В последнем случае клапан открывается и закрывается под действием сил инерции.

Кроме кольцевых клапанов большое распространение получили полосовые самопружинящие. В них вместо кольцевых пластин применяют полосовые, посадка на седло которых происходит в результате упругой деформации пластины, стремящейся принять прямолинейную форму, и обратного давления пара. Седло и розетку клапанов выполняют из углеродистой стали марок Сталь 40 и Сталь 45 или чугуна СЧ24. Материал для изготовления полосовых пластин — светлые холоднотянутые стали марки 70С2ХА или У10А.

В аммиачных компрессорах, а иногда и во фреоновых, нагнетательный клапан соединяется с цилиндром не жестко, а прижимается к буртику цилиндра буферной пружиной, образуя ложную крышку, которая 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 хладагент, не прошедший через нагнетательный клапан, через кольцевое пространство между крышкой и буртиком цилиндра выходит в нагнетательную полость. Поэтому ложную крышку называют крышкой безопасности.

Поршень. В прямоточных бескрейцкопфных компрессорах применяют тронковые, с сильно развитой боковой поверхностью проходные поршни 8 в верхней части которых расположены всасывающие клапаны 6. Полость всасывания от картера

отделяется сферической перегородкой 7 в поршне. Для снижения массы поршни делают пустотелыми с вырезами на боковой поверхности; вырезы также уменьшают работу трения. Кроме уплотнительных колец 5 на тронковых поршнях предусмотрены маслосъемные кольца 2, предназначенные для удаления с поверхности цилиндра излишков масла, попадающего из картера. Их 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 маслосъемных колец или неправильной их установке масло попадает в цилиндр в избыточном количестве, что приводит к излишнему его расходу,

образованию нагара на клапанах и в трубопроводах, а также к оседанию масляной пленки на поверхностях теплообменных аппаратов, которая ухудшает работу последних. Маслоъемные кольца по наружной поверхности имеют 12 вырезов. Масло, собираясь между стенками поршня и поверхностью цилиндра, отжимает кольцо в канавку и стекает внутрь поршня, для чего в кольцевой проточке поршня имеются отверстия. Такие же отверстия сделаны в канавке маслоъемного кольца для выхода пара. Поршни изготовляют литыми из чугуна или алюминиевого сплава АЛ 10В.

Кривошипно-шатунный механизм. Этот механизм предназначен для превращения вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение поршня. Поршень соединяется непосредственно с шатуном с помощью поршневого пальца. В бескрейцкопфных компрессорах применяют плавающие полые пальцы, которые не стопорятся в каком-либо положении, поэтому они могут свободно проворачиваться в поршне и верхней головке шатуна. От осевого перемещения в бобышках пальцы удерживаются пружинными кольцами 3.

Шатуны 4— стальные штампованные двутаврового сечения с верхней неразъемной головкой 1 (где запрессована бронзовая втулка 10) и нижней разъемной головкой 11 с двумя стальными вкладышами 13, залитыми баббитом, и регулируемыми прокладками 12. Скобу шатуна крепят к стержню двумя болтами 14 на корончатых гайках 15.

Коленчатый вал — стальной штампованный, имеет два колена, расположенных под углом 180° один к другому, с чугунными противовесами. Его устанавливают на двух коренных подшипниках качения, входящих в расточки блоккартера. Подшипники качения двухрядные, сферические, роликовые. Для подачи смазки к шатунным головкам в теле вала просверлены каналы.

Уплотнение вала. В бескрейцкопфных компрессорах оно уплотняет вал в месте выхода его из картера. В современных конструкциях применяют пружинные уплотнения с уплотнительными кольцами трения.

Пружинное уплотнение с кольцами трения показано на оно состоит из подвижных и неподвижных частей. К подвижным частям относятся подвижные стальные уплотнительные кольца 2 с упругими кольцами из маслобензостойкой резины 7, пружины 11, заключенные в сепараторе 9. Неподвижные части — промежуточная крышка 12 и наружная крышка 3, в которые установлены неподвижные чугунные кольца 1 с графитовыми уплотнительными вставками 6. Графитовые вставки изготовляют из специального металлизированного графита марки АПГ-Б83-1500. Подвижное кольцо 2 выполнено из закаленной стали марки Сталь 20 или легированной стали 20 ХА. Между неподвижными крышками и валом имеется зазор. Пружины прижимают стальные подвижные кольца 2 к неподвижным графитовым вставкам 6, создавая надежное уплотнение. Масло для смазки уплотнения вала подается через верхнее отверстие в крышке, а возвращается в картер по каналу вала. Выход масла по валу предотвращается уплотнением 5, закрытым крышкой 4. Утечки масла контролируются трубкой 8. Пробка 70 предназначена для слива масла.

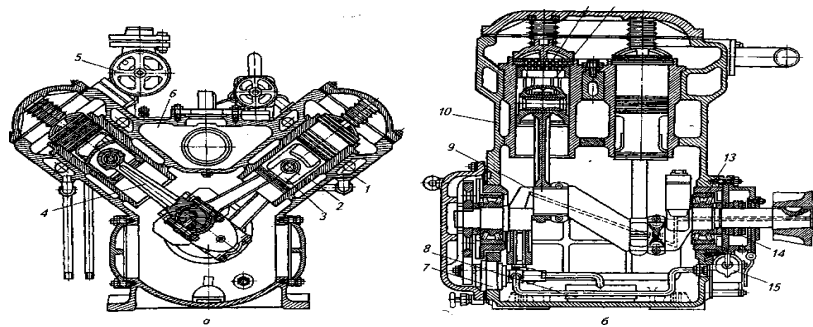


рис.25. Аммиачный прямоточный компрессор АУ-200.

Вопросы:

1. Расскажите принцип действия прямоточного компрессора
2. Дайте расшифровку буквам в марке компрессора
3. Какие основные части имеет компрессор

Тема Устройство и принцип работы непрямоточных компрессоров

План:

1. Устройство непрямоточных компрессоров
2. Принцип действия непрямоточных компрессоров

1. Устройство непрямоточных компрессоров

Непрямоточный компрессор П220 состоит из следующих основных узлов.

Блок-картер. Он чугунный литой. Полость всасывания отделена от полости картера перегородкой, в которой есть уравнивательные отверстия с маслоотбойниками. Через отверстия происходит отсос пара, перетекающего в полость картера через

неплотности поршневых колец для поддержания в картере давления всасывания. В компрессорах, работающих на фреоне, через эти отверстия масло, поступившее во всасывающую полость с потоком пара, возвращается в картер.

Гильзы. Они чугунные, литые. Верхний торец гильзы служит седлом всасывающего клапана.

Клапаны. Всасывающий и нагнетательные клапаны самодействующие однокольцевые, подпружиненные. Всасывающие клапаны для фреона и аммиака различаются между собой высотой подъема пластины.

Нагнетательный клапан установлен в направляющей всасывающего клапана, прижимается к нему буферной пружиной, т. е. служит одновременно и ложной крышкой цилиндра, предохраняющей компрессор от разрушения в случае гидравлического удара.

Коленчатый вал. Он стальной, штампованный, двухколенный, двухопорный, на подшипниках качения. Колена расположены под углом 180°. Противовесы отштампованы за одно целое с валом. Для подачи масла на шатунные подшипники в валу выполнены каналы.

Шатуны. Они стальные, штампованные. Нижняя головка шатуна имеет косой разъем, в котором установлены тонкостенные

биметаллические вкладыши с антифрикционным слоем из алюминиевого сплава. Верхняя головка шатуна неразъемная.

Шатуны. Они стальные, штампованные. Нижняя головка шатуна имеет косой разъем, в котором установлены тонкостенные биметаллические вкладыши с антифрикционным слоем из алюминиевого сплава. Верхняя головка шатуна неразъемная.

Поршни. Они литые из алюминиевого сплава с двумя компрессионными 2 и двумя маслосъемными 3 кольцами. Для уменьшения мертвого пространства верхний торец поршня имеет специальную форму.

Поршневые кольца. Изготовлены из термостабилизированного графитонаполненного капрона ТНК-2-Г5. Для увеличения упругости колец (между поршнем и кольцами размещаются эспандеры 4 из стальной ленты. Кольца изготовляют с замком внахлест, и они имеют специальный литевой зуб 5 для предотвращения проворачивания кольца в канавке.

Уплотнение вала. Уплотнение двухстороннее, маслозаполненное. Торцевое уплотнение достигается парой трения сталь—графит. Уплотнение подвижных колец по валу происходит с помощью резиновых колец круглого сечения.

Схема смазки. Смазка нижних головок шатуна осуществляется под давлением от шестеренного насоса 7. Масло засасывается через сетчатый фильтр грубой очистки 6, подается в сетчатый фильтр тонкой очистки 5, затем в корпус уплотнения вала 1, откуда по отверстиям в коленчатом валу 2 попадает к шатунным подшипникам. Смазка опорных подшипников, верхних головок шатунов и цилиндров происходит путем разбрызгивания. Для нормальной работы компрессора разность давлений в уплотнении вала и в картере должна быть в пределах $(2...3) \cdot 10^5$ Па ($2...3$ кгс/см²). Отбор давления осуществляется через штуцер 3.

В фильтр тонкой очистки встроен перепускной регулируемый клапан 4, поддерживающий соответствующее давление. В картер фреоновых компрессоров вмонтирован электроподогреватель масла. Электроподогрев позволяет выпарить фреон, растворившийся в масле во время длительной стоянки, и тем самым исключить отказ масляного насоса в результате вспенивания масла во время пуска компрессора. Все аммиачные и низкотемпературные фреоновые компрессоры имеют водяное охлаждение нагнетательной полости цилиндров.

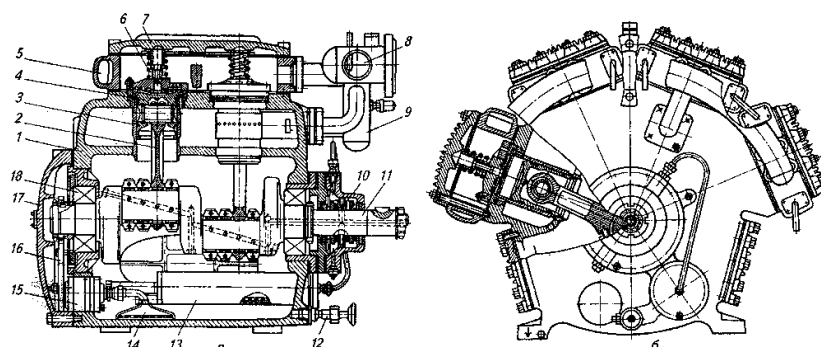


рис. 26 Аммиачный не прямоточный компрессор П220

Вопросы:

1. Расскажите о коленчатом валу
2. Расскажите про шатун
3. Расскажите о схеме смазки

Тема Основные узлы и детали компрессоров П-80; П-40

План:

1. Устройство компрессора П-80; П-40
2. Принцип работы компрессора П-80; П-40

1. Устройство компрессора П-80; П-40

Непрямоточный компрессор П80 -восьмицилиндрового, W-образного, $Q_o = 93$ 000 Вт.

Блок-картер 1 представляет собой единую чугунную отливку с установленными в ней гильзами цилиндров 2. Во всасывающей полости блок-картера встроены запорный всасывающий клапан 14 и газовый фильтр, в нагнетательной полости 5— нагнетательный клапан.

Коленчатый вал 12 штампованный, двухколенчатый, с насадными противовесами.

Шатуны 7стальные, штампованные, двутаврового сечения, с неразъемными верхними и разъемными нижними головками (с косым разъемом). В верхние головки шатунов запрессованы бронзовые втулки, в нижние — стальные тонкостенные вкладыши автомобильного типа, залитые баббитом.

Всасывающие клапаны 3 пластинчатые, однокольцевые, расположены в верхней части гильзы цилиндра. Нагнетательные клапаны пяточковые, смонтированы в отдельный узел и образуют верхнюю крышку цилиндра.

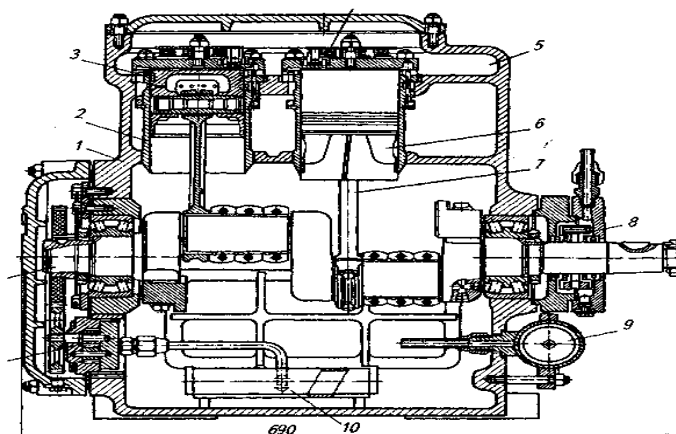


рис.27. Непрямоточный компрессор П-80

Поршни 6 литые, чугунные, с двумя компрессионными и одним маслоъемным кольцами.

Уплотнение вала 8 самоустанавливающееся, с восемью пружинами, расположенными в сепараторе. Торцевое уплотнение вала осуществляется графитовыми и стальными кольцами.

В компрессоре применена комбинированная система смазки: принудительная от шестеренного масляного насоса 11 для смазки шатунных шеек коленчатого вала; разбрызгиванием — для смазки зеркала цилиндров, поршневых пальцев и коренных подшипников качения.

В коленчатый вал масло подается через уплотнение вала, оно очищается сетчатым фильтром 10 при всасывании и щелевым фильтром 9 на нагнетательной линии

масляного насоса. В компрессорах П40 и П80 есть механизм регулирования производительности 13 путем электромагнитного отжима всасывающих клапанов отдельных цилиндров. Этим же механизмом пользуются для разгрузки компрессора при пуске. Кроме того, холодопроизводительность можно регулировать применением многоскоростных электродвигателей, изменяющих частоту вращения вала.

2. Принцип работы компрессора П-80; П-40

Конструктивно компрессоры, предназначенные для работы на фреонах, отличаются от аммиачных только сортом материала резинотехнических изделий и различным материалом приводной шестерни масляного насоса, а также отсутствием) водяного охлаждения цилиндров. Кроме того, во фреоновых компрессорах в одной из боковых крышек смонтирован нагревательный элемент, предотвращающий вспенивание масла во избежание срыва подачи масла в систему при пуске компрессора после длительных стоянок при низких температурах окружающего воздуха.

Наиболее прогрессивный тип современного фреонового компрессора небольшой холодопроизводительности — компрессор со встроенным электродвигателем. Герметичные компрессоры по сравнению с открытыми имеют преимущества: более надежны в работе вследствие отсутствия уплотнения вала, так как обеспечивается полная герметичность и невозможность утечки хладагента; меньшие размеры и масса из-за отсутствия уплотнения вала, маховика; меньший шум при работе.

Существуют две конструктивные формы герметичных компрессоров: в стальном неразъемном штампованном кожухе и в чугунном разъемном кожухе.

Наиболее надежны, легки, компактны и дешевы в производстве компрессоры в стальном неразъемном кожухе. В настоящее время такие компрессоры применяют не только для домашних холодильников. В основном с герметичными компрессорами изготавливают холодильные машины торгового типа ($Q_0 < 3,26$ кВт); герметичные компрессоры применяют в автономных кондиционерах и с большей холодопроизводительностью (19,8 кВт).

Вопросы:

1. Сколько цилиндров у компрессора П-80
2. Какая холодопроизводительность компрессора П-80
3. Как подается масло в коленчатый вал

Тема Бессальниковые компрессора ФВ-6

План:

1. Классификация компрессоров ФВ-6
2. Принцип работы ФВ-6

1. Классификация компрессоров ФВ-6

Герметичные компрессоры и агрегаты изготавливают для трех температурных режимов работы:

- 1) $t_0 = -15^\circ\text{C}$, ФГ — среднетемпературные компрессоры для домашних холодильников и торгового холодильного оборудования;
- 2) $t_0 = +5^\circ\text{C}$, ФГП — плюсовые компрессоры для автоматов продажи

газированной воды, охладителей напитков, автономных кондиционеров;

3) $t_0 = -35\text{ }^\circ\text{C}$, ФГН — низкотемпературные компрессоры для низкотемпературного торгового оборудования. Компрессоры типа ФГ могут работать и как плюсовые. Компрессоры ФГ работают на R12 и R134a, а ФГП и ФГН - на R22.

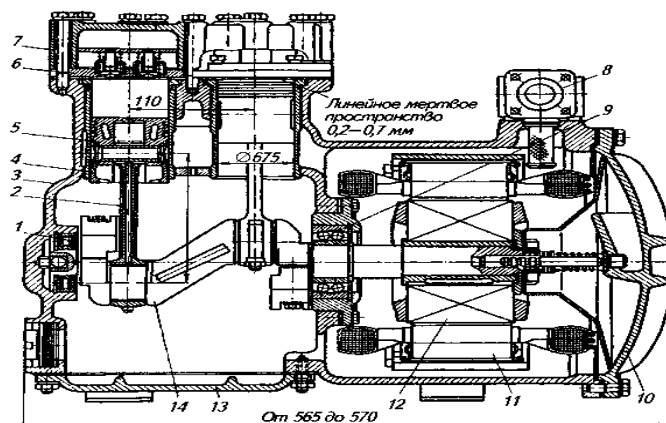


рис. 28. Бессальниковый компрессор ФВ-6 БС:

1, 9 -подшипники; 2 -шатуны; 3 -блок-картер; 4- поршень; 5 -цилиндрическая гильза; 6- лапанная плита; 7-крышка цилиндра; 8- всасывающий штуцер; 10, 13 - крышка картера; 11 -статор электродвигателя; 12 - ротор электродвигателя; 14— коленчатый вал

Вопросы:

1. Перечислите режимы работы герметичных компрессоров
2. Какая холодопроизводительность компрессора ФВ-6
3. Перечислите основные узлы компрессора ФВ-6

Тема Герметичные компрессоры

План:

1. Температурные режимы
2. Основные узлы герметичного компрессора

1. Температурные режимы

Компрессор имеет стандартную холодопроизводительность 815 Вт при $n = 24\text{ с}^{-1}$ (1440 об/мин). Вал 1 компрессора установлен на подшипниках скольжения. На верхнем конце вала насажен ротор 2 электродвигателя. С помощью эксцентриковой или кривошипной передачи и шатунов вращательное движение вала преобразуется в поступательное движение поршней 5. Два цилиндра 4 расположены под углом 90° . Поршни 5 не имеют колец. Уплотнение в них достигается за счет малого зазора (10...20 мкм) между поршнем и цилиндром. Клапаны 6 полосовые непрямоточные. Компрессор смазывается способом разбрызгивания посредством вала, в котором выполнены два вертикальных сверления, смещенных относительно оси вала, и одно радиальное. Компрессор заключен в разъемный кожух 3. В бессальниковых компрессорах электродвигатель охлаждается всасываемыми парами хладагента.

2. Основные узлы герметичного компрессора

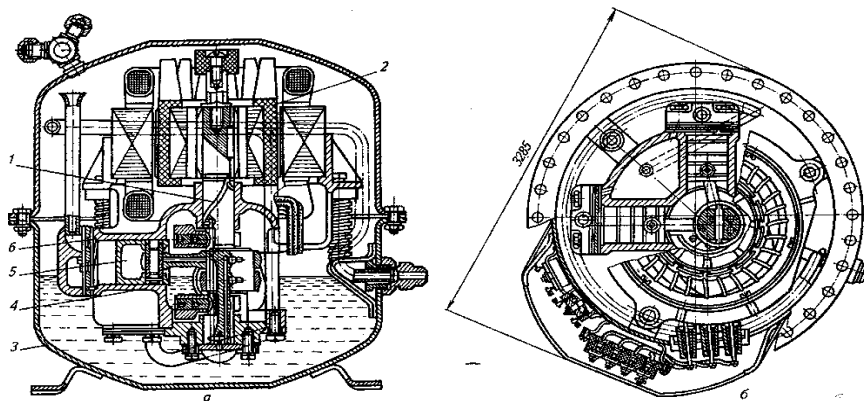


Рис. 29. Герметичный компрессор ФГ-0,7:
а — продольный разрез; б — поперечный разрез

образуется в поступательное движение поршней 5. Два цилиндра 4 расположены под углом 90° . Поршни 5 не имеют колец. Уплотнение в них достигается за счет малого зазора (10...20 мкм) между поршнем и цилиндром. Клапаны 6 полосовые не прямоточные. Компрессор смазывается способом разбрызгивания посредством вала, в котором выполнены два вертикальных сверления, смещенных относительно оси вала, и одно радиальное. Компрессор заключен в разъемный кожух 3. В бессальниковых компрессорах электродвигатель охлаждается всасываемыми парами хладагента.

В малых не прямоточных компрессорах, работающих на R12 и R134a, всасывающие и нагнетательные клапаны размещают на клапанной плите, которая служит крышкой двух цилиндров. Такое расположение удобно в изготовлении и эксплуатации компрессора, но существенно увеличивает подогрев пара при всасывании, что снижает экономичность компрессора.

Вопросы:

1. Перечислите температурные режимы
2. На каком хладагенте работает компрессор ФГ-0,7
3. Перечислите основные узлы компрессора ФГ- 0,7

Тема Условные обозначения холодильных компрессоров

План:

1. Условные обозначения типов поршневых, ротационных и винтовых компрессоров
2. Температурный диапазон

1. Условные обозначения типов поршневых, ротационных и винтовых компрессоров

Условные обозначения холодильных компрессоров. Согласно ОСТ 26.03—1018 внедрена система условных обозначений холодильного оборудования, назначение которой — классификация промышленного оборудования и введение символических обозначений, дающих необходимую информацию о его составе и характеристиках.

Условные обозначения типов поршневых, ротационных и винтовых компрессоров, а также хладагентов.

Тип	Условное	Хладаг	Условное
Поршневой:			
сальников	П	R12	1
бессальни	ПБ	R22	2
герметич	ПГ	R13	3
Ротационный:			
сальников	Р	R142	4
бессальни	РБ	R502	5
Винтовой:			
сальников	ВХ	R13В1	6
	ВБ	R717	7

2. Температурный диапазон

В условное обозначение компрессора по ГОСТу 6492 входят:

цифровое обозначение хладагента;

тип;

размер компрессора;

модификация по исполнению (есть или нет) встроенного регулирования производительности.

Например: компрессор поршневой номинальной холодопроизводительностью 80 тыс. ккал/ч (93 кВт), работающий на R22 в среднетемпературном режиме, с регулированием холодопроизводительности обозначается как П80-2-3; тот же компрессор, но бессальниковый, работающий на R12 без регулирования производительности, — ПБ 80-1-2.

Тема Поршневые двухступенчатые компрессоры

План:

1. Классификация двухступенчатого компрессора
2. Основные узлы двухступенчатого компрессора

1. Классификация двухступенчатого компрессор

Многоступенчатое сжатие в холодильных машинах можно осуществить многоступенчатыми компрессорами или одноступенчатыми компрессорами, скомпонованными в агрегат многоступенчатого сжатия (чаще двухступенчатого). В качестве ступени низкого давления применяют обычный или специальный поджимающий (бустер) компрессор с увеличенным диаметром цилиндра. Двухступенчатые компрессоры бывают крейцкопфные с горизонтальным и угловым расположением цилиндров и бес-крейцкопфные. Выпускаются горизонтальные оппозитные двухступенчатые компрессоры ДАОН-550П, ДАОН-350, ДАО-275.

По конструкции (рис. 66) они аналогичны одноступенчатым компрессорам. На ЦВД охлаждающая водяная рубашка отсутствует.

До 1975 г. выпускали двухступенчатые блок-картерные, прямоточные компрессоры ДАУ-50, ДАУУ-100 с ходом поршня 130 мм и диаметром 150 мм, унифицированные с компрессорами АУ-200, АУУ-400. Компрессор ДАУ-50 — четырехцилиндровый, У-образный, с углом развала между цилиндрами 90 °С, ДАУУ-100 — восьмицилиндровый, УУ-образный, с углом развала между цилиндрами 45 °С.

2. Основные узлы двухступенчатого компрессора

В настоящее время Московский завод холодильного машиностроения «Компрессор» выпускает двухступенчатый аммиачный непрямоточный, поршневой компрессор ПД55. Этот компрессор восьмицилиндровый, унифицированный с компрессором П 220.

Два цилиндра образуют ступень высокого давления (СВД), шесть цилиндров — ступень низкого давления (СНД) с отношением объемов 1:3. Всасывающая полость отделена от остальных полостей литой перегородкой. Всасывающая полость СНД соединена с полостью картера уравнительными отверстиями. Цилиндры имеют водяное охлаждение. Для предотвращения протечек пара из всасывающей полости СВД в картер на нижнем центрирующем пояске цилиндровой гильзы установлено резиновое уплотнительное кольцо, а для уменьшения протечек из рабочей полости СНД в гильзах сделаны радиальные отверстия диаметром 6 мм, расположенные в нижней части рабочей полости, через которые пар возвращается во всасывающую полость, а не в картер. Таким образом, давление в картере не превышает давления всасывания СНД, что исключает повышенный унос масла из картера. Компрессор ПД55 снабжен системой регулирования холодо-производительности путем отжима пластин всасывающего клапана электромагнитным способом, принцип действия которого аналогичен принципу действия механизма регулирования одноступенчатого компрессора.

При достижении установленного давления всасывания СНД от реле давления поступает сигнал на электромагнитные катушки одного цилиндра СВД и трех цилиндров СНД — холодопроизводительность уменьшается на 50 %. В случае дальнейшего понижения давления другое реле давления выключает компрессор.

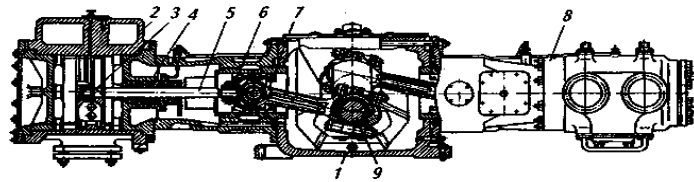


рис.30. Аммиачный оппозитный двухступенчатый компрессор:

1 — рама; 2— водяная рубашка ЦНД; 3—поршень; 4—уплотнение штока; 5 — шток; 6— крейцкопф; 7— шатун; 8— ЦВД; 9— вал

Когда давление в испарительной системе повысится до установленного значения, произойдет пуск компрессора с 50%-ной производительностью, а при дальнейшем повышении давления включаются все цилиндры. Такой компрессор выпускают в составе агрегата АД55-7-4, в который кроме самого агрегата входят смонтированный на стальной сварной раме электродвигатель, маслоотделители обеих ступеней 65 МО, запорная арматура, обратные клапаны и приборы автоматической защиты компрессора.

Вопросы:

1. Какие бывают двухступенчатые компрессора
2. Какое отношение объемов
3. Какое охлаждения имеют цилиндры

Тема Ротационные компрессора

План:

1. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором
2. Устройство и принцип работы ротационного компрессора ФГР-0,7

1. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором

По характеру движения ротора ротационные компрессоры разделяют на две основные группы: с катящимся ротором и с вращающимся ротором. На рис. 31 изображена схема ротационного компрессора с катящимся ротором. По неподвижной поверхности цилиндра 1 катится ротор 2, который приводится 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 5), плотно прижимаемой пружиной 4 к ротору, на две изолированные части: всасывающую и нагнетательную. Когда ротор находится в верхнем положении и отжимает лопасть в паз, в цилиндре образуется одна серпообразная полость, заполненная парами хладагента. При дальнейшем вращении ротора пластина под действием массы и силы пружины опускается (положение 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 (положение III). По мере движения ротора объем полости перед ротором уменьшается, в результате чего пар сжимается; когда давление пара несколько превысит давление в нагнетательном трубопроводе (т. е. в конденсаторе), открывается нагнетательный клапан 5, и сжатый пар выталкивается в

нагнетательный трубопровод (положение IV).

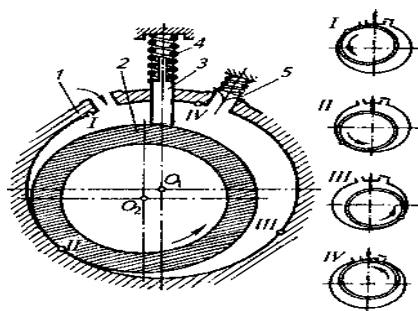


рис.31. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором:
1 — цилиндр; 2 — ротор; 3 — лопасть; 4 — пружина; 5 — нагнетательный клапан

2. Устройство и принцип работы ротационного компрессора ФГР-0,7

Ротационный герметичный компрессор ФГР-0,7 с катящимся

ротором холодопроизводительностью 815 Вт показан на рис. 32 Компрессор с электродвигателем заключен в штампованный стальной кожух 2. Внутри цилиндра 14 размещен ротор 15, насаженный на эксцентриковый вертикальный вал 3. Вал опирается на два бронзовых подшипника 8 и 10. В левой части цилиндра находится лопасть 72 с пружиной 13, прижимающей лопасть к поверхности ротора. Нагнетательный пластинчатый клапан 1 помещен в нижней крышке. Компрессор уравновешен установкой на торцах ротора электродвигателя 6 двух противовесов 7. В нижнюю часть эксцентрикового вала, имеющего центральное отверстие, впрессована втулка 11 с одним центральным и четырьмя радиальными отверстиями, выполняющая роль центробежного масляного насоса. Масло поднимается по центральному отверстию вала до средней части верхнего подшипника ротора, откуда через сальное сверление подается в спиральную канавку, по которой выбрасывается в чашку 9 для запрессовки статора, являющуюся маслосборником. Из чашки масло по трем каналам поступает в кольцевую канавку верхней части подшипника ротора, затем по спиральной канавке спускается в нижнюю кольцевую канавку и выводится в картер компрессора. В верхней части эксцентрикового вала болтом ротора электродвигателя крепится фигурная чашка 4, предназначенная для отбоя масла. Это обеспечивает хорошее охлаждение обмоток 5 электродвигателя и предотвращает попадание масла в зазор между статором и ротором.

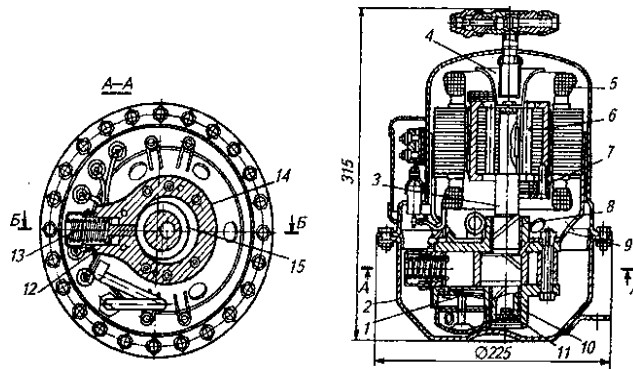


рис. 32. Ротационный герметичный компрессор ФГР-07:

1 — нагнетательный клапан; 2 — кожух; 3 — вал; 4, 9 — чашки; 5 — обмотка электродвигателя; 6 — ротор электродвигателя; 7 — противовес; 8, 10 — подшипники; 11 — втулка; 12 — лопасть; 13 — пружина; 14 — цилиндр; 15 — ротор компрессора

Пластинчатый ротационный аммиачный компрессор Р90-7-6. Цилиндр 1 и торцевые крышки 5 и 10 компрессора чугунные, литые, с водяными охлаждающими рубашками 4. Ротор 2 представляет собой чугунный барабан, напрессованный на стальной вал 9. По всей длине ротора профрезованы пазы под пластины 3 из асботекстолита. Вал опирается на радиальные роликоподшипники 11. Выходной конец вала имеет уплотнение 7 с крышкой 8, установленное в корпусе 6. Пара трения: графит — сталь. Клапанов в компрессоре нет, пары аммиака всасываются и нагнетаются через окна цилиндра. Смазка компрессора от шестеренного насоса 12, который смонтирован на компрессоре и приводится в действие от его вала. Насос закрыт крышкой 13.

Ротационные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют ряд преимуществ: значительно меньшие габаритные размеры и масса; отсутствие всасывающих, а часто и нагнетательных клапанов; хорошая уравновешенность, что дает возможность отказаться от фундаментов,

обслуживании. Существенный их недостаток по сравнению с поршневыми компрессорами — необходимость большой точности изготовления, так как высокий КПД этих машин можно обеспечить при минимальных не плотностях между ротором и торцами цилиндра или пластинами и стенками цилиндра.

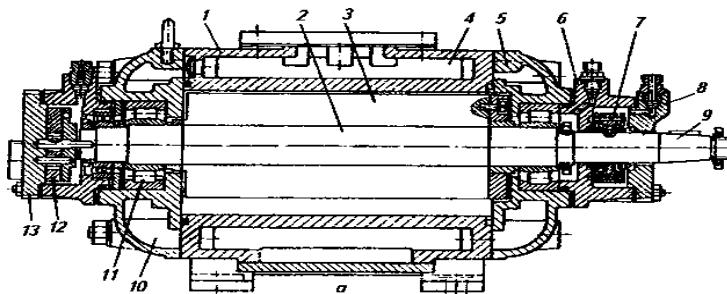


рис.33. Компрессор Р90-7-6

Вопросы:

1. По характеру движения ротора какие бывают ротационные компрессора
2. Расскажите схему ротационного компрессора с катящимся ротором

3. Перечислите основные узлы ротационного компрессора ФГР-0,7

Тема Винтовые компрессора

План:

1. Классификация винтовых компрессоров
2. Устройство винтового компрессора
3. Принцип работы винтового компрессора

1. Классификация винтовых компрессоров

Различают два типа винтовых компрессоров: 1) сухого сжатия, которые сжимают и нагнетают пар, не загрязненный маслом, т. е. в полость сжатия таких компрессоров масло не поступает; 2) маслозаполненные, в полость сжатия которых подается большое количество масла.

В холодильной технике применяют в основном маслозаполненные винтовые компрессоры. По сравнению с сухими они имеют преимущества: масло охлаждает сжимаемый пар и уплотняет зазоры между элементами компрессора, что уменьшает внутренние перетечки пара и повышает объемную подачу компрессора, а также снижает температуру пара при нагнетании. Это позволяет упростить конструкцию компрессора, снизить частоту вращения, уменьшить шум, расширить область одноступенчатого сжатия, приблизить процесс сжатия к наиболее выгодному изотермическому, повысить надежность и долговечность компрессоров, осуществить полную их автоматизацию.

К недостаткам винтовых маслозаполненных компрессоров относится наличие развитой системы смазки, что приводит к увеличению массы и габаритов компрессорных агрегатов, повышению их стоимости. Винтовые компрессоры имеют преимущества 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 их несколько ниже, чем поршневых. С учетом перечисленных преимуществ и недостатков винтовые маслозаполненные компрессоры целесообразно применять в диапазоне холодопроизводительности от 400 до 1750 кВт. Разработан типоразмерный ряд винтовых компрессоров, который включает три базовые модели 5ВХ-350, 6ВХ-700 и 7ВХ-1400, с наружными диаметрами роторов 200; 250; 315 мм, отношением их длины к диаметру 1; 3; 5, что соответствует

холодопроизводительности 350, 700, 1400 тыс. ккал/ч (406; 812 и 1624 кВт) для аммиака при $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = +30\text{ }^\circ\text{C}$, синхронной частоте вращения 50 с.

2. Устройство винтового компрессора

На рис. показан винтовой компрессор. Компрессор состоит из корпуса 1, ведущего 2 и ведомого 4 роторов, регулятора производительности и уплотнений.

Корпус 1 компрессора чугунный литой с одним вертикальным разъемом. В нем имеется рабочая полость с диагональным расположением окон

Всасывание

A-A

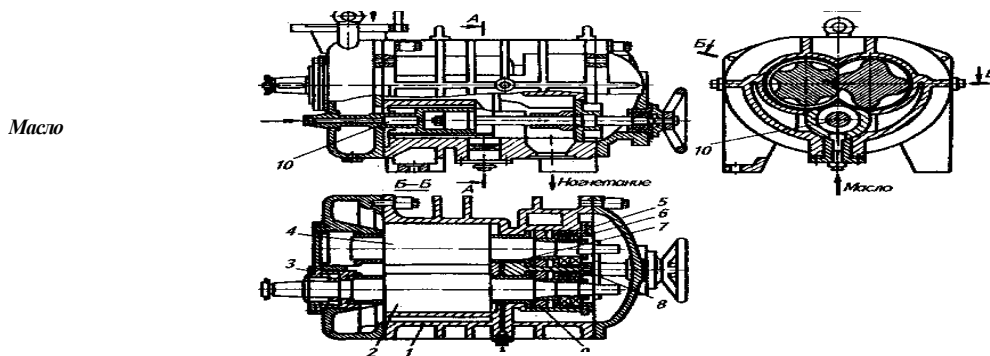


рис. 34. Винтовой компрессор

всасывания и нагнетания. Окно нагнетания выполнено в сменной торцевой приставке разных размеров, что позволяет унифицировать корпус в компрессорах с различными геометрическими степенями сжатия $y_{\text{||}} = 2,6; 4,0; 5,0$. В цилиндрических расточках корпуса находятся роторы (винты) — ведущий 2 и ведомый 4, изготовленные из легированной конструкционной стали, с зубчато-винтовыми лопастями. Ведущий ротор, соединенный с электродвигателем муфтой, имеет четыре выпуклых зуба, ведомый ротор, приводимый в движение давлением пара, сжимаемого в рабочих полостях, — имеет шесть впадин. При вращении роторов профили зубьев взаимно обкатываются, не соприкасаясь друг с другом, что достигается точным выполнением профилей зубьев и, кроме того, синхронизирующей парой шестерен 8, которая удерживает валы ротора на определенном расстоянии друг от друга вследствие одинаковой угловой скорости их вращения и обеспечивает минимальные зазоры между профилями роторов (менее 1 мм), крышками и расточкой корпуса: со стороны всасывания 0,5 мм, со стороны нагнетания 0,1 мм. Зазоры между ротором и цилиндрической поверхностью корпуса 0,25 мм. Опорами роторов служат подшипники скольжения 7 в виде бронзовых втулок (ГОСТ 5017) с заливкой баббитом (ГОСТ 1320), воспринимающие радиальные нагрузки.

При работе компрессора на роторах возникают большие не только радиальные, но и осевые нагрузки из-за значительной разности давлений нагнетания и всасывания: $= (17...18) \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Осевые нагрузки, действующие на роторы, воспринимаются сдвоенными радиально-упорными шарикоподшипниками 6, установленными в стакане 5, с диаметральным зазором и не воспринимающими радиальных сил. Кроме подшипников 6 осевые нагрузки воспринимает разгрузочный поршень 9, который перемещается под давлением масла, подаваемого в полость перед поршнем. Вал ведущего ротора со стороны всасывания имеет уплотнение 3 торцевого типа с графитовыми кольцами трения.

3. Принцип работы винтового компрессора

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 освободится от заполнявшего ее зуба и объем впадины будет максимальным, она пройдет окно всасывания, и на этом всасывание закончится. Объем пара окажется заключенным между поверхностями роторов и корпуса. По мере вращения роторов зуб ведомого ротора начнет заполнять впадину ведущего ротора, уменьшая ее объем и тем самым сжимая пар. Затем впадина ведущего ротора соединится с соответствующей впадиной ведомого, образуя общую парную полость. Несколько позже следующий зуб ведущего ротора станет заполнять рассматриваемую впадину ведомого, сжатие пара в парной полости ускорится и будет продолжаться до того момента, когда полость подойдет к кромке окна нагнетания, и в момент, когда парная полость соединится с камерой нагнетания, начнется 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.

Смазочное масло от насоса подается во всасывающую камеру и проходит вместе с паром через компрессор. Наличие масла и его температура влияют на температуру нагнетания пара, которая даже при больших отношениях давлений не достигает высоких значений, и поэтому винтовые маслозаполненные компрессоры можно использовать для получения низких температур в одноступенчатом цикле. Конструкция винтового компрессора позволяет осуществить плавное регулирование производительности в пределах от 10 до 100 %. В нижней части цилиндра есть прорезь, в которой вдоль оси роторов перемещается золотник 10 с помощью электродвигателя через червячный редуктор. Крайнему положению золотника на стороне всасывания соответствует номинальная производительность компрессора. Во время перемещения 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. Винтовые компрессоры выпускают в составе агрегатов, которые укомплектованы электродвигателем, маслоотделителем, маслонасосом с электродвигателем, фильтрами, запорной арматурой и приборами автоматики.

Вопросы:

1. Какие типы компрессоров вы знаете
2. Какие преимущества имеют винтовые компрессора
3. Какая холодопроизводительность у винтовых компрессоров
4. Перечислите основные узлы винтовых компрессоров
5. Куда подается смазочное масло от насоса

Тема Спиральные компрессора

План:

1. Общие сведения

2. Конструкция и принцип действия спирального компрессора

1. Общие сведения

Спиральные компрессоры в настоящее время используют в основном в бытовых и транспортных кондиционерах, тепловых насосах и холодильных машинах малой и средней мощности (до 50 кВт). Идея принципа работы компрессора известна с 1905 г., но до промышленного производства и широкого применения она доведена только в 80-е годы с появлением станков с числовым программным управлением.

Спиральные компрессоры классифицируют следующим образом: маслозаполненные; с впрыском капельной жидкости (хладагента); сухого сжатия.

Основные преимущества спиральных компрессоров — высокая энергетическая эффективность (эффективный КПД до 80...86 %); высокая надежность и долговечность; хорошая уравновешенность: спокойный ход и малый уровень шума вследствие небольших скоростей движения газа в машине; быстроходность (частота вращения вала компрессора от 17 до 220 с⁻¹); отсутствие мертвого пространства, малая доля протечек, отсутствие теплообмена при всасывании с горячими стенками цилиндра, что приводит к высоким объемным коэффициентам; отсутствие всасывающих, а часто и нагнетательных клапанов.

По сравнению с поршневыми компрессорами одинаковой мощности спиральные компрессоры имеют следующие преимущества: более высокий КПД — на 10...15 %; более высокий коэффициент подачи — на 20...30%; меньшие размеры — на 30...40%; меньшая масса — на 15... 18, отсутствие деталей, часто выходящих из строя — поршневых колец, клапанов; может работать, как и винтовой, с впрыском капельной жидкости.

Недостаток спиральных компрессоров заключается в необходимости точного изготовления деталей, сборки и балансировки ротора, для чего могут быть использованы только фрезерные станки с числовым программным управлением. Выпуск спиральных компрессоров налажен в России на ОАО «Казанькомпрессормаш».

На рис. 35 приведен чертеж спирального компрессора маслозаполненного типа. Основой компрессора служат две вставленные одна в другую спиральные пластины 11 и 12, называемые спиральями. В корпусе компрессора 1 установлен вал 2 с эксцентриком 7. Вал опирается на опорные шариковые подшипники 5 и 8, находящиеся на одной оси. Вместе с валом вокруг его оси вращается эксцентрик 7. Расстояние между осями вала и эксцентрика — эксцентриситет является важнейшим конструктивным параметром компрессора. Это расстояние выдерживается с точностью до 0,005 мм, а параллельность осей с точностью до 0,0025 мм. Эксцентрик 7 посредством внутреннего подшипника 9 шарнирно соединяется с подвижной спиралью 11. Спираль 2 неподвижна, она имеет одинаковый с подвижной спиралью размер, но другое направление закрутки. Одна спираль имеет закрутку по часовой стрелке, а другая — против. Платформа неподвижной спирали закрепляется в корпусе 1 компрессора и имеет в центре сквозное отверстие А, через которое нагнетается сжатый газ. Если вставить спиральи одна в другую, то между ребрами спиралей образуются серповидные ячейки, объем которых при вращении подвижной спирали изменяется. Вставляют спиральи таким образом, чтобы центры основных окружностей находились на расстоянии e один от другого и

на одной оси. Для этого спирали должны быть развернуты одна относительно другой на 180° .

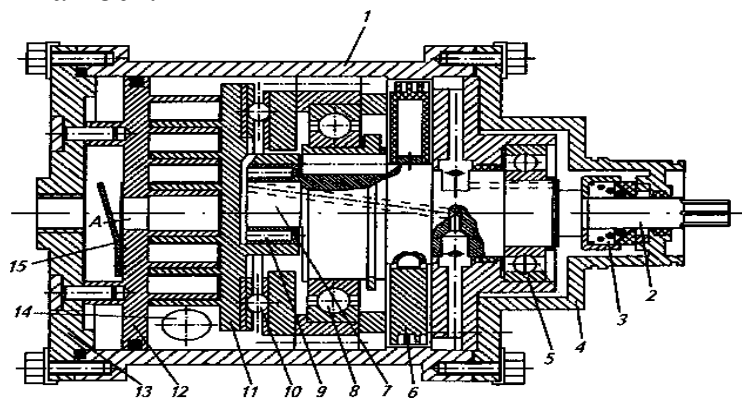


Рис. 35. Продольный разрез спирального компрессора

Вопросы:

1. Где применяют спиральные компрессоры
2. Перечислите преимущества спиральных компрессоров
3. Расскажите принцип работы спирального компрессора

Тема Турбокомпрессоры (центробежные компрессоры)

План:

1. Принцип действия центробежного компрессора
2. Преимущества турбокомпрессора

По принципу работы турбокомпрессоры разделяют на центробежные и осевые. Осевые компрессоры применяют в тех случаях, когда необходима очень большая объемная подача ($24\text{...}30$ млн $\text{м}^3/\text{ч}$). Центробежные компрессоры применяют в интервале температур от $+5$ до -100°C и холодопроизводительности от $116\ 300$ до нескольких миллионов ватт.

1. Принцип действия центробежного компрессора

Основные элементы центробежного компрессора: корпус 2; рабочее колесо с лопатками 2, насаженное на вал; диффузор 3; обратный направляющий аппарат 4. Комплекс элементов 2—4 называют ступенью. В зависимости от требуемых температурных режимов турбокомпрессоры могут иметь одну или несколько ступеней. Наиболее распространены холодильные турбокомпрессоры с двумя или тремя ступенями. Принцип работы турбокомпрессора следующий. Парообразный хладагент из всасывающей камеры 5, сообщаясь со всасывающим трубопроводом, поступает в пространство, образованное лопатками рабочего колеса, вращающегося с большой скоростью. Благодаря действию центробежных сил пар отбрасывается к периферии рабочего колеса, при этом повышается давление газа и увеличивается его скорость, а следовательно, и кинетическая энергия. С периферии рабочего колеса пар выбрасывается в диффузор, где его скорость уменьшается вследствие увеличения проходного сечения, и кинетическая энергия преобразуется в потенциальную, в связи с чем давление газа увеличивается. После выхода пара из диффузора в многоступенчатых компрессорах поток пара

поворачивается к центру и через обратный направляющий аппарат подводится к следующему колесу. Для уменьшения протекания пара внутри машины между вращающимися и неподвижными элементами устанавливают лабиринтные уплотнения.

Центробежные компрессоры выпускает ОАО Казанькомпрес- сормаш для работы на R12 — ТКФ-125, ТКФ-235, ТКФ-248, ТКФ-348 и для работы на аммиаке — ТКА-545, ТКА-445. Условное обозначение турбокомпрессора следующее: ТК — турбокомпрессор, Ф — фреон, А — аммиак; первая цифра после буквенного обозначения — число рабочих колес; следующие цифры — наружный диаметр колес в сантиметрах.

На рис. 36 показан продольный разрез аммиачного центробежного компрессора ТКА-545. Компрессор двухсекционный. Первая секция двухступенчатая, вторая трехступенчатая. Компрессор устроен следующим образом. Корпус 2 компрессора литой, чугунный с горизонтальным разъемом для сборки и разборки компрессора. Всасывающие камеры 17 и 14 соответственно первой и второй секций, подводящие поток пара к рабочему колесу с постепенным увеличением скорости, находятся в нижней части корпуса. Перед каждой секцией установлены входные регулирующие направляющие аппараты 3 и 11, позволяющие автоматически поддерживать постоянство начального давления секций при различных режимах работы. Выходные улитки 8 и 16 расположены в верхней части корпуса, они установлены за последними колесами каждой секции и служат для уменьшения скорости потока и подвода его к нагнетательным патрубкам. Секции имеют оппозитное расположение рабочих колес 4, 7, 10, что уменьшает осевое усилие на ротор 18. Рабочие колеса компрессоров ТКА-545 и ТКА-445 выполнены из высокопрочного титанового сплава. Колеса закрытого типа с лопатками, загнутыми назад. Колеса на шпонках насажены на ротор, изготовленный из легированной стали. Ротор ступенчатый. Осевое расположение колес на нем фиксируется с помощью уступов.

Ротор опирается на подшипники — радиальный 12 и радиально-упорный 1, который воспринимает разность осевых усилий, вызванных первой и второй секциями. Выходной конец ротора уплотняется сальником 13 торцевого типа с парой трения сталь—

графит, а внутри компрессора на роторе имеются лабиринтные уплотнения. Диффузоры 5 лопаточные, представляющие собой круговую решетку, образованную лопатками, изогнутыми по дуге окружности. В каналах диффузора происходит принудительный поворот потока в радиальном направлении и уменьшается скорость из-за увеличения проходного сечения. После диффузора установлен обратный направляющий аппарат 6, предназначенный для подвода пара к следующему колесу. Входные регулирующие аппараты представляют собой поворотные лопатки с пневматическим автоматическим приводом, которые изменяют направление потока всасываемого пара перед рабочим колесом. Объемная подача компрессора в зависимости от угла поворота направляющих лопаток может изменяться от 100 до 50 %, поддерживая заданное давление всасывания. Компрессоры имеют выносную герметичную систему смазки подшипников и сальника с двумя масляными насосами — рабочим и аварийным. Аварийный масляный насос включается в случае падения давления в масляном трубопроводе. Агрегат системы смазки монтируют под компрессором сбоку. С помощью насосов масло поступает вначале в фильтр, а

затем — на смазку подшипников и в сальник. Отработанное масло сливается в бак-маслоохладитель, через который циркулирует вода. Компрессор снабжен мультипликатором — одноступенчатым зубчатым редуктором, повышающим частоту вращения ротора с 50 с^{-1} (на электродвигателе) до 270 с^{-1} .

2. Преимущества турбокомпрессора

Холодильные турбокомпрессоры имеют следующие преимущества перед поршневыми.

1. Меньшая масса и габаритные размеры; при одинаковой холодопроизводительности масса турбокомпрессора в 5...8 раз меньше массы поршневого компрессора. 2. Простота устройства, надежность в работе и долговечность; турбокомпрессор не имеет клапанов, коленчатого вала, шатуна, шатунных болтов, часто ломающихся и приводящих к аварии поршневой компрессор. 3. Высокая уравновешенность машины и как следствие легкие фундаменты, которые служат лишь опорами. 4. Равномерность потока хладагента, выходящего из машины, и отсутствие в нем смазочного масла, что повышает коэффициент теплопередачи в теплообменных аппаратах. 5. Возможность осуществления многоступенчатого сжатия и дросселирования с подводом пара к промежуточным колесам или секциям, вследствие чего можно легко получить разные температуры кипения t_0 в отдельных испарителях. Недостатки турбокомпрессора — большие энергетические и объемные потери при небольшой и средней холодопроизводительности и необходимость в повышающей передаче (мультипликаторе), если в качестве привода используют электродвигатель нормальной частоты (50 Гц). В связи с этим турбокомпрессоры выпускают только большой холодопроизводительности и применяют в основном на крупных предприятиях химической и нефтяной промышленности и в больших установках кондиционирования воздуха.

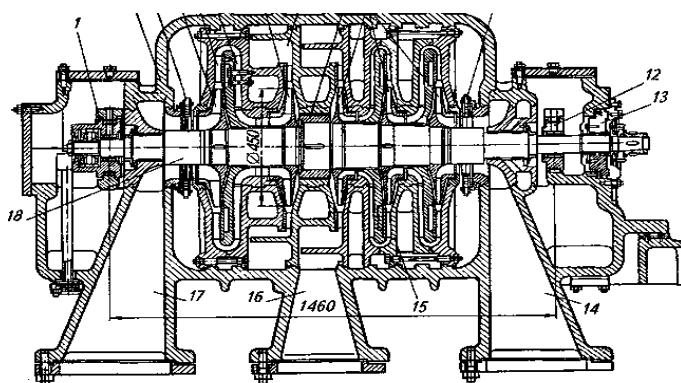


рис. 36. Аммиачный центробежный компрессор ТКА-545:

Вопросы:

1. Где применяют осевые компрессора
2. Где применяют центробежные компрессора
3. Перечислите основные узлы центробежного компрессора
4. Перечислите достоинства и недостатки турбокомпрессора

Тема Действительный рабочий процесс поршневого компрессора

План:

1. Теоретический рабочий процесс
2. Действительный рабочий процесс

1. Теоретический рабочий процесс

Линия 3—4 совпадает с осью ординат, т. е. в мертвой точке давление изменяется мгновенно от p_k до p_0 . Кроме того, в нем принимается равным нулю гидравлическое сопротивление всасывающих и нагнетательных клапанов, т. е. линии 4—1 и 2—3 совпадают с линиями p_k , $p_0 = \text{const}$. В идеальном компрессоре нет трения в движущихся частях; отсутствуют клапаны, и, следовательно, потери давления в них; температура всасываемого пара равна температуре стенок цилиндра, значит, нет вредного теплообмена. Давление всасывания постоянное и равно давлению кипения, а постоянное давление нагнетания равно давлению конденсации. Отсутствуют перетечки пара через неплотности.

2. Действительный рабочий процесс

Действительный рабочий процесс компрессора отличается от теоретического тем, что расширяется пар, оставшийся в мертвом пространстве; существуют гидравлические сопротивления всасывающих и нагнетательных клапанов, теплообмен пара в процессе всасывания, неплотности, а также трение в трущихся частях компрессора. Все эти факторы уменьшают холодопроизводительность компрессора и увеличивают затраты работы, а мертвое пространство и сопротивление клапанов изменяют его индикаторную диаграмму (рис. 78, б). При наличии мертвого пространства нагнетание сжатых паров заканчивается в точке 3, не лежащей на оси давлений.

В мертвом пространстве остаются сжатые пары, которые при обратном ходе поршня расширяются в процессе 3—4 до давления несколько меньшего, чем давление в испарителе p_0 . Минимальное давление пара в точке 4 характеризует момент открытия всасывающего клапана, затем давление повышается и происходит всасывание пара 4—1. Когда всасывающий клапан закроется, начинается сжатие пара 1—2 до давления несколько большего, чем давление в конденсаторе. Максимальное давление в точке 2 характеризует момент открытия нагнетательного клапана и начало нагнетания 2—3.

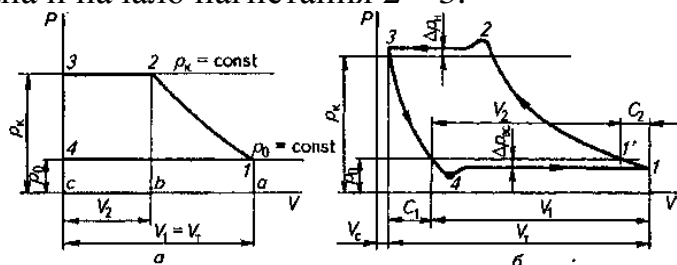


Рис. 37. Индикаторные диаграммы компрессора:

а — теоретический рабочий процесс; б — действительный рабочий процесс

Вопросы:

1. Чем действительный рабочий процесс отличается от теоретического
2. Чему равно давления всасывания в теоретическом рабочем процессе

3. В какой точке будет максимальное давление

Тема Объемные потери действительного компрессора

План:

1. Мертвое пространство
2. Сопротивление при всасывании и нагнетании

1. Мертвое пространство

При наличии мертвого пространства объем пара, засасываемого компрессором в единицу времени, уменьшается на количество пара, расширившегося из мертвого пространства. Поэтому мертвое пространство называют также вредным. Объемные потери, вызванные обратным расширением пара, учитывают объемным коэффициентом

$$\lambda_c = V_x / V_T$$

где V_x — объем пара, засасываемого компрессором при наличии мертвого пространства, $\text{м}^3/\text{с}$; V_T — теоретическая объемная подача компрессора или объем, описываемый поршнем, $\text{м}^3/\text{с}$.

Объемный коэффициент можно также вычислить по формуле

$$\lambda_c = 1 - c[(p_k / p_0)^{1/n} - 1]$$

Из этой формулы видно, что объемный коэффициент λ_c зависит от относительного мертвого пространства c , отношения давления p_k / p_0 и показателя политропного расширения n . Поэтому нужно стремиться к уменьшению мертвого пространства и к снижению p_k / p_0 .

Значение n для аммиачных компрессоров принимают равным 1,1, для фреоновых — 1,0. Показатель n меньше показателя адиабатного расширения из-за теплообмена со стенками цилиндра, в результате которого линия 3—4 имеет более пологий характер, чем адиабата. Особенно возрастают объемные потери при влажном ходе компрессора, так как попавшие в цилиндр частицы жидкости испаряются в процессе обратного расширения, занимая некоторую часть объема цилиндра.

2. Сопротивление при всасывании и нагнетании

Снижение давления всасывания и повышение давления нагнетания происходят вследствие того, что нужно преодолеть усилие пружин клапанов или силу инерции пластин всасывающего клапана. Уменьшение давления всасывания приводит к уменьшению плотности всасываемого пара и соответственно его массы (отрезок С₂ до точки Г — сжатие пара в цилиндре до давления кипения p_0 , длина этого отрезка увеличивается с уменьшением давления всасывания и зависит от конструкции клапанов и каналов в цилиндре.

Объемные потери, вызванные сопротивлением в клапанах, учитываются коэффициентом дросселирования $A_{др}$, представляющим собой отношение:

$$K = v_2 / v_h$$

где V_h — объемный расход пара, засасываемого компрессором при наличии мертвого пространства и сопротивления в клапанах, $\text{м}^3/\text{с}$.

Объемные потери C_1 и C_2 учитывают индикаторным коэффициентом подачи λ_h равным произведению двух коэффициентов:

$$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{др} = (V_1 / V_T)(V_2 / V_1) = V_2 / V_T$$

Теплообмен пара в процессе всасывания. В действительном процессе

компрессора стенки цилиндра в процессе всасывания имеют более высокую температуру, чем всасываемый пар. Поэтому пар во время всасывания подогревается, и его удельный объем увеличивается, а следовательно, уменьшается масса пара, поступающего в единицу времени в цилиндр компрессора. Потери, вызванные теплообменом, учитывают коэффициентом подогрева X_w , равным отношению удельного объема пара до процесса всасывания к удельному объему пара в цилиндре после всасывания. Коэффициент подогрева нельзя определить по индикаторной диаграмме, так как он учитывает потери объема в результате изменения плотности пара. Такие потери называют «невидимыми» в отличие от «видимых» потерь, которые учитываются коэффициентом подачи λ_i , и определяются по индикаторной диаграмме. Коэффициент подогрева λ_w зависит от отношения давлений p_k / p_0 : чем оно больше, тем выше температура пара в конце сжатия, а следовательно, и более интенсивно происходит теплообмен. В прямоточных компрессорах λ_w больше, чем в непрямоточных, так как в последних всасывание и нагнетание происходят через общую плиту сверху и теплообмен больше. При работе влажным ходом (по сравнению с сухим) теплообмен между стенками цилиндра и паром более интенсивен.

Вопросы:

1. Дайте определение мертвого пространства
2. Как найти объемный коэффициент

Тема Холодопроизводительность компрессора

План:

1. Холодопроизводительность машины
2. Сравнительные температуры

1. Холодопроизводительность машины

Количество теплоты, которое холодильная машина отнимает от охлаждаемой среды в единицу времени, называют холодопроизводительностью машины. В СИ единицей измерения холодопроизводительности служит Ватт (Вт), т. е. теплота в джоулях, отнимаемая в секунду:

$$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}; 1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}$$

Этой же величиной условно выражают холодопроизводительность компрессора.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = q_0 m_d$$

Так как

$$q_0 = q_v V_1$$

То

$$Q_0 = q_v V_1 m_d$$

Заменив $m_d V_1$ получим

$$Q_0 = q_v V_d$$

Действительную подачу V_d можно выразить через теоретическую подачу V_T .

$$V_d = V_T \lambda$$

Тогда

$$Q_0 = q_v V_T.$$

Последнее выражение показывает, что холодопроизводительность холодильной машины зависит от условий работы и размеров компрессоров, а также от факторов.

2. Сравнительные температуры

Так как холодопроизводительность компрессора зависит от условий его работы, то для сравнения компрессоров необходимо их холодопроизводительность определять при одинаковых условиях, которые зависят от четырех сравнительных температур: кипения t_0 , конденсации t_K , перед регулирующим вентилем t_n , всасывания $t_{вс}$. При этих температурах определяют спецификационную холодопроизводительность компрессоров (см. табл. 12—16).

Для одноступенчатых компрессоров применяют спецификационные температуры: $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$, $t_K = +30\text{ }^\circ\text{C}$, $t_{вс} = -10\text{ }^\circ\text{C}$, $t_n = +25\text{ }^\circ\text{C}$, называемые «стандартными».

Холодопроизводительность, определенную при «стандартных» сравнительных температурах, называют стандартной, $Q_{0сТ}$, или номинальной холодопроизводительностью. Холодильные машины практически работают при условиях, отличающихся от сравнительных. Эти условия называют рабочими, а холодопроизводительность, определяемую при них, — рабочей холодопроизводительностью и обозначают Q_0 . Зная формулу для определения холодопроизводительности, можно определить λ холодопроизводительность при любых условиях: для рабочих условий

$$Q_0 = q_v V_T \lambda$$

для номинальных условий

$$Q_{0н} = q_{vн} V_T \lambda_n$$

Разделив Q_0 на $Q_{0н}$ получим:

$$Q_0 / Q_{0н} = (q_v \lambda) / (q_{vн} \lambda_n)$$

Откуда

$$Q_{0н} = Q_0 (q_{vн} \lambda_n) / (q_v \lambda)$$

Вопросы:

1. Как найти холодопроизводительность компрессора
2. От каких сравнительных температур зависит холодопроизводительность
3. Дайте определение «стандартным» температурам

Тема Тепловой расчет и подбор одноступенчатого компрессора

План:

1. Тепловой расчет

При проектировании холодильных установок обычно задаются холодопроизводительностью и режимом работы холодильной машины. Для подбора компрессоров нужно найти теоретическую объемную подачу V_T и мощность двигателя $N_{ав}$.

1. Тепловой расчет

Строят цикл в диаграмме $s-T$ или $-lgp$ и по диаграммам и таблицам для хладагентов (приложения 1—5, 16—20) определяют необходимые параметры

узловых точек.

1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента

$$q_0 = i_1 - i_4$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$m_d = Q_0 / q_0$$

3. Действительная объемная подача

$$V_d = m_d v_1$$

где v_1 — удельный объем всасываемого пара в точке v_1

4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c \left(\frac{pk - \Delta p_H}{p_0} \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right)$$

5. Коэффициент невидимых потерь для прямоточных компрессоров

$$\lambda = T_Q / T_K$$

для непрямоточных компрессоров

$$\lambda_w = T_o / (T_k + 26)$$

6. Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w$$

7. Теоретическая объемная подача

$$\lambda_T = V_d / \lambda$$

8. Удельная объемная холодопроизводительность в рабочих условиях

$$q_v = q_0 / v_1$$

9. Удельная объемная холодопроизводительность в номинальных условиях

$$q_{vH} = q_{0H} / V_{IH}$$

10. Коэффициент подачи компрессора в номинальных условиях

$$\lambda_H = \lambda_{iH} \lambda_{wH}$$

11. Номинальная холодопроизводительность

$$Q_{0H} = Q_o (q_{vH} \lambda_H) / (q_v \lambda)$$

12. Адиабатная мощность

$$N_a = m_d (i_2 - i_1)$$

13. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\Pi_i = \lambda_w + bt_0$$

14. Индикаторная мощность

$$N_i = N_a / \Pi_i$$

15. Мощность трения

$$N_{тр} = V_{тр}$$

16. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{тр}$$

17. Мощность на валу двигателя

$$N_{дв} = N_e (1,1 - 1,12) / \Pi_n$$

18. Эффективная удельная холодопроизводительность или холодильный коэффициент

$$\epsilon_e = Q_o / N_e$$

19. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_k = md(i_2 - i_3)$$

Вопросы:

1. Чем задаются для протекания холодопроизводительностью
2. Что нужно найти для подбора компрессоров
3. В каком порядке ведут тепловой расчет

Тема Тепловой расчет и подбор двухступенчатого компрессора

План:

1. Расчет ступени низкого давления
2. Расчет ступени высокого давления

1. Расчет ступени низкого давления

На практике наиболее распространена схема двухступенчатого сжатия с одной температурой кипения и охлаждением жидкости в змеевике промежуточного сосуда. Для расчета и подбора компрессоров такой установки задаются холодопроизводительностью Q_0 и условиями работы машины t_0 , t_k , t_{bc}

Определяют промежуточное давление $p_{пр}$ и строят цикл двухступенчатой машины в диаграммах $s-T$ или $i-lg p$ по которым находят параметры, необходимые для расчета каждой ступени.

1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента

$$Q_o = i_1 - i_6$$

2. Действительная масса всасываемого пара

$$m_1 = Q_o / q_o$$

3. Действительная объемная подача

$$V_d = m_1 v_{г'}$$

где $v_{г'}$ — удельный объем всасываемого пара в точке 1'

4. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{p_o - \Delta p_{bc}}{p_o} - \epsilon \left(\frac{p_{пр} + \Delta p_{н}}{p_o} - \frac{p_o - \Delta p_{bc}}{p_o} \right)$$

5. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_w' = T_o / T_{пр}; \lambda_w'' = T_o / (T_{пр} + 26)$$

6. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w'$$

7. Теоретическая объемная подача

$$V_{т.цнд} = V_d / \lambda$$

8. Адиабатная мощность

$$N_{а.цнд} = m_1 (i_2 - i_1')$$

9. Индикаторный коэффициент полезного действия

$$\Pi_i = \lambda_w'' + b t_o$$

10. Индикаторная мощность

$$N_i = N_a / \lambda_i$$

11. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} p_{\text{тр}}$$

12. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}$$

13. Мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = N_e (1, 1, \dots, 1, 12) / \Pi_{\text{п}}$$

2. Расчет ступени высокого давления

1. Количество жидкости до первого дросселирования, необходимое для промежуточного охлаждения пара

$$m' = m_1 (i_2 - i_3) / (i_3' - i_5')$$

2. Количество жидкости до первого дросселирования, необходимое для охлаждения жидкости в змеевике

$$m'' = m i (i_5 - i_6) / (i_3' - i_5')$$

3. Количество пара, засасываемого цилиндром высокого давления

$$T = m_1 + T' + T''$$

4. Действительная объемная подача

$$V_{\text{д}} = m v_3$$

5. Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{P_{\text{пр}} - \Delta P_{\text{вс}}}{P_{\text{пр}}} - c \left(\frac{P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{н}}}{P_{\text{пр}}} - \frac{P_{\text{пр}} - \Delta P_{\text{вс}}}{P_{\text{пр}}} \right)$$

6. Коэффициент невидимых потерь

$$\lambda_{w'} = T_{\text{пр}} / T_{\text{к}}; \quad \lambda_{w'} = T_{\text{пр}} / (T_{\text{к}} + 26)$$

7. Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_i \lambda_{w'}$$

8. Теоретическая объемная подача

$$V_{\text{т.цвд.}} = V_{\text{д}} / \lambda$$

9. Адиабатная мощность

$$N_a = m (i_4 - i_3)$$

10. Индикаторный КПД

$$\Pi_i = \lambda_{w'} + b t_{\text{пр}}$$

11. Индикаторная мощность

$$N_i = N_a / \Pi_i$$

12. Мощность трения

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{т.цвд.}} P_{\text{тр}}$$

13. Эффективная мощность

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}}$$

14. Мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = N_e (1, 1, \dots, 1, 12) / \Pi_{\text{п}}$$

15. Эффективная удельная холодопроизводительность всей двухступенчатой машины

$$\varepsilon_e = Q_0 / (N_{\text{ецнд}} + N_{\text{ецвд}})$$

16. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_{\text{к}} = m (i_4 - i_5)$$

Вопросы:

1. Какими условиями задаются для расчета и подбора компрессоров

2. Как найти удельную массовую холодопроизводительность
3. Как найти мощность электродвигателя
4. Как найти количество пара засасываемого цилиндром высокого давления

Тема Рабочий процесс ротационного компрессора

План:

1. Рабочий процесс пластинчатого ротационного компрессора

1. Рабочий процесс пластинчатого ротационного компрессора

Рассмотрим рабочий процесс многопластинчатого ротационного компрессора с вращающимся поршнем. Теоретическая индикаторная диаграмма ротационного компрессора изображена на рис. 38, а. Когда ячейка разъединяется со всасывающим трубопроводом, начинается сжатие пара (линия а—в). При сообщении ячейки с нагнетательным трубопроводом пар выталкивается (линия в—с). Сжатый пар, оставшийся в мертвом пространстве, расширяется (линия с—е). Затем в точке е начинается процесс всасывания (линия е—а).

В отличие от компрессора с возвратно-поступательным движением поршня в ротационном компрессоре степень сжатия постоянна, вследствие чего давление в конце сжатия может быть равно p_k (см. рис. 38, а), меньше (рис. 38, б) или больше давления конденсации.

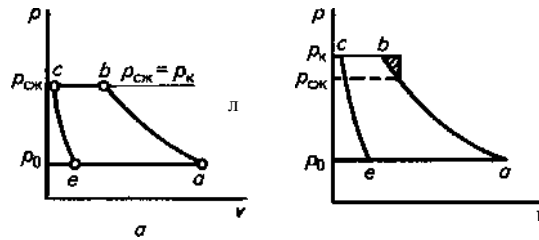


рис. 38. Рабочий процесс пластинчатого ротационного компрессора

Теоретическая объемная подача ротационного компрессора без учета потерь

$$V_T = F_1 z l n$$

где F_1 — максимальная площадь сечения одной ячейки, m^2 ;

z — число ячеек или пластин; l — длина ротора, m ;

n — частота вращения ротора, s^{-1} .

При достаточно большом числе пластин формулу можно преобразовать:

$$V_T = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D + 2e)^2 - d^2] - zt \frac{(D-d)}{2} \right\} l n$$

где D — диаметр цилиндра, m ;

d — диаметр ротора, m ;

e — эксцентриситет (расстояние между осями цилиндра и ротора), m ;

t — толщина пластины, m .

Обычно соотношения между размерами ротационных пластинчатых компрессоров следующие:

$d/D = 0,87$ (при $p < 245$ кПа); $d/D = 0,885$ (при $p < 490$ кПа);

$l/D = 1,6 \dots 2,1$; наиболее распространено значение 1,8; ширина пластины $b = 0,27R$ (при $p = 245$ кПа); $b = 0,22R$ (при $p = 490$ кПа), где $R = D/2$; $b/2e = 1,9$;

$e = (0,1 \dots 0,157D/2)$.

Толщину t пластин из стали принимают 1...3 мм, из пластмассы — 4... 12 мм; число пластин равно 20...30.

Для однопластинчатого компрессора с катящимся ротором

$$V_T = \pi/4(D^2 - d^2)ln$$

Объемные потери в ротационных компрессорах учитываются также коэффициентом подачи λ .

Действительная объемная подача компрессора

$$V_D = V_T \lambda$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = 1 - (a P_k / p_o)$$

где $a = 0,05$ для крупных машин и $a = 0,1$ — для мелких.

Мощность, затрачиваемая на валу ротационного компрессора

$$N_e = m_D(i_2 - i_1') / \eta_e$$

Вопросы:

1. Как найти теоретическую объемную подачу ротационного компрессора
2. Какое соотношение между размерами ротационного компрессора

Тема Рабочий процесс винтового компрессора

План: 1. Рабочий процесс винтового компрессора

2. Теоретическая и объемная подача винтового компрессора

1. Рабочий процесс винтового компрессора

Рабочий процесс винтового компрессора не отличается от рабочего процесса пластинчатого ротационного компрессора с вращающимся ротором. Винтовые компрессоры, так же как и ротационные, работают с постоянной степенью сжатия. Отношение начального объема парной полости к ее конечному объему в момент соединения с камерой нагнетания называют геометрической степенью сжатия (π_r). Отношение давления в парной полости в момент соединения ее с окном нагнетания к давлению всасывания называют внутренней степенью сжатия ($\pi_{вп}$). Давление внутреннего сжатия пара в винтовом компрессоре может не совпадать с давлением нагнетания, т. е. с давлением пара на нагнетательной стороне компрессора, которое устанавливается в зависимости от давления конденсации. Отношение давления нагнетания к давлению всасывания называют наружной степенью сжатия π_n . Если давление внутреннего сжатия пара меньше давления нагнетания, то произойдет внешнее, внегеометрическое дожатие пара до давления нагнетания; если оно выше, то происходят расширение сжатого пара и падение давления пара. При работе компрессора на данных режимах наблюдается повышенный расход энергии на величину площади одного из заштрихованных треугольников. Наиболее экономичным режимом работы винтового компрессора является режим, когда $P_{ск} = P_n = P_k$.

С целью уменьшения энергетических потерь от джатия или расширения пара винтовые компрессоры изготавливают со следующими значениями π_r : среднетемпературные для R717, R12, R22 — 4,0; высокотемпературные R12 и R22 и

поджимающие — 2,6; низкотемпературные одноступенчатые для R22 -7.

2. Теоретическая и объемная подача винтового компрессора

Теоретическая объемная подача винтового компрессора зависит от размеров роторов

$$V_T = (1,5 \dots 2)LSn$$

где L —длина винтовой части ротора, м; S — рабочая площадь сечения, ротора, м²; n —частота вращения ведущего ротора, с⁻¹.

Действительная объемная подача винтового компрессора меньше теоретической на величину объемных потерь, вызванных перетечкой пара через щели между полостями, гидравлическим сопротивлением при всасывании, подогревом всасываемого пара, влиянием осевой негерметичности и защемленных объемов.

Перечисленные объемные потери характеризуются коэффициентом подачи компрессора λ . Зная холодопроизводительность винтового компрессора, режим его работы, можно определить V_T и N_e аналогично поршневому компрессору. Значения λ и η_e принимают по графику.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение герметической степени сжатия
2. Дайте определение внутренней степени сжатия
3. Дайте определение наружной степени сжатия

Тема Рабочий процесс турбокомпрессора

План:

1. Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором
2. Тепловой расчет турбокомпрессора

1. Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором

Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором изображен в диаграммах s — T и i — l_{gr} на рис. 39, а, б соответственно.

При входе в колесо скорость хладагента возрастает до c_0 (вместо $c=0$ в испарителе И), а при входе на лопатки до c_1 , вследствие чего давление и температура хладагента уменьшаются; состояние пара перед лопаткой характеризуется точкой 1.

Для предварительных расчетов можно принять

$$c_0 = (0,3 \dots 0,4)a_0$$

где a_0 — скорость звука в хладагенте при температуре в точке 0

$$c_1 = (1,1 \dots 1,25)c_0$$

Действительный процесс сжатия в турбокомпрессоре можно считать политропным.

Для определения состояния хладагента в конце сжатия (точка 2) проведем вначале линию $s = \text{const}$ из точки 1 до пересечения с линией давления p_k в точке 2_{ад}. При расчете цикла удобно пользоваться адиабатным коэффициентом $\Pi_{ад}$ — отношением работы в адиабатном процессе сжатия $l_{ад}$ к полной работе компрессора l :

$$\Pi_{ад} = l_{ад} / l = (i_{2ад} - i_1) / (i_2 - i_1)$$

Откуда

$$i_2 = i_1 + (i_{2ад} - i_1) / \Pi_{ад}$$

Коэффициент $\eta_{ад}$ определяется из соотношения:

$$\eta_{ад}/\eta_{пол} = 0,95...0,96$$

где $\eta_{пол}$ — политропный КПД, т. е. отношение работы в политропном процессе сжатия к полной работе компрессора.

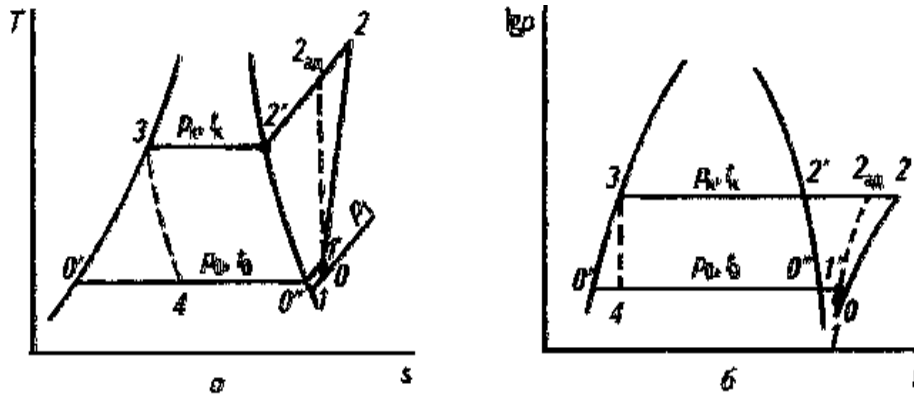


Рис. 83. Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором:

а — в диаграмме $s-T$; б — в диаграмме $i-lg p$

рис. 39. Цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором

Полная работа турбокомпрессора расходуется на сжатие и перемещение пара, изменение его кинетической энергии и преодоление гидравлических потерь при сжатии. Обычно $\eta_{ад} = 0,65...0,76$.

По энтальпии i_2 устанавливают положение точки 2 на диаграмме $i-lg p$ или $s-T$, температуру в конце сжатия T_2 . Полную затрату работы в процессе сжатия находят по формуле

$$l = i_2 - i_1 = (i_{2ад} - i_1)/\eta_{ад}$$

На рис. 39, а, б линия $0''-1$ изображает перегрев во всасывающем трубопроводе; $1'-1$ — расширение пара, связанное с увеличением его скорости; $1-2$ — сжатие пара в компрессоре; $2-2'$ — «сбив» перегрева в конденсаторе; $2'-3$ — процесс конденсации пара; $3-4$ — дросселирование; $0'-0''$ — кипение хладагента в испарителе.

2. Тепловой расчет турбокомпрессора

При расчете задаются холодопроизводительностью машины Q_0 . По известным условиям работы строят цикл в диаграмме $s-T$ или $i-lg p$ и определяют параметры точек, по которым проводят расчет.

1. Удельная массовая холодопроизводительность хладагента

$$q_0 = i_0'' - i_4$$

2. Затраты работы в цикле

$$l = i_2 - i_1$$

3. Массовый расход хладагента

$$m_d = Q_0/q_0$$

4. Объемная подача хладагента по состоянию при выходе из испарителя (без учета перегрева)

$$V = m_d v_0''$$

где V_0 — удельный объем пара в точке $0''$, $\text{м}^3/\text{кг}$.

5. Объемная подача хладагента при входе в колесо (в точке 0)

$$V_0 = m_d v_0 = V/R_{v_0}$$

где $R_{v_0} = v_0''/v_0$.

6. Объем хладагента при входе на лопатки

$$V_1 = m_d v_1 = V/R_{v_1}$$

где $R_{v_1} = v_0''/v_1$

При расчете можно принимать $R_{v_0} = R_{v_1} = 0,9 \dots 0,95$.

7. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_k = m_d(i_2 - i_3)$$

8. Мощность двигателя

$$N_e = m_d l_{ад} / \Pi_{ад} \Pi_M = m_d / \Pi_M$$

где Π_M — механический КПД, учитывающий механические потери в герметичных уплотнениях вала, подшипниках компрессора и редуктора; $\Pi_M = 0,94 \dots 0,98$.

Вопросы:

1. Как возрастает скорость хладагента
2. Расскажите цикл холодильной машины с одноступенчатым центробежным компрессором
3. Чему равен Π_M

Тема Классификация конденсаторов. Теплопередачи при конденсации

План:

1. Теплопередача при конденсации
2. Классификация конденсаторов

Конденсатор — это теплообменный аппарат, в котором охлаждаются и конденсируются пары хладагента в результате отдачи теплоты теплоносителю - охлаждающей воде или воздуху.

Теплопередачей называют процесс передачи теплоты от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой.

1. Теплопередача при конденсации

Пар конденсируется при соприкосновении со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения пара, соответствующей давлению в аппарате. По характеру образования жидкости на стенке различают три вида конденсации: капельную, пленочную и смешанную.

При капельной конденсации пар соприкасается непосредственно с холодной поверхностью, поэтому имеет больший коэффициент теплоотдачи, чем при пленочной конденсации, когда пленка жидкости на поверхности труб создает дополнительное термическое сопротивление, что снижает коэффициент теплоотдачи. В аппаратах холодильных машин происходит пленочная конденсация.

На интенсивность теплопередачи в конденсаторе влияют следующие факторы.

1. Скорость удаления жидкости с теплопередающей поверхности. При конденсации пара конденсат оседает на теплопередающей поверхности сплошной пленкой, которая, стекая по трубам, затрудняет дальнейшую конденсацию пара. Поэтому конструкция конденсатора должна обеспечивать быстрый отвод образующейся жидкости.

2. Скорость движения пара. При большой скорости движения пара ускоряется движение пленки жидкости, которая быстрее смывается с теплопередающей поверхности, увеличивая коэффициент теплопередачи.

3. Примесь воздуха и неконденсирующихся газов. В результате уменьшается коэффициент теплопередачи и повышается давление конденсации.

4. Отложения на стенках труб: со стороны хладагента- масла, унесенного паром из компрессора; со стороны воды- водяного камня (твердого осадка солей, растворенных в воде), ржавчины; в конденсаторах с воздушным охлаждением -слоя пыли, краски. Все эти отложения оказывают значительное термическое сопротивление, уменьшая коэффициент теплопередачи.

5. Скорость движения воды. Чем выше скорость движения воды ω (м/с), тем больше коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде, а следовательно, и коэффициент теплопередачи конденсатора.

Интенсивность теплопередачи конденсатора характеризуется плотностью теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$) количеством теплоты, которое отводится от хладагента теплоносителем через 1 м^2 площади поверхности конденсатора в течение 1 с:

$$q_F = k \Theta_M,$$

где k — коэффициент теплопередачи конденсатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Θ_T — средний логарифмический температурный напор между конденсирующимся хладагентом и охлаждающей средой, К .

Коэффициент теплопередачи конденсатора

$$k = \frac{1}{(1/\alpha_{x.a}) (dw(B)/dx.a) + \Sigma(\delta_i/\lambda_i) + (1/\alpha_w(B))}$$

где $\alpha_{x.a}$ - коэффициент теплоотдачи от хладагента к стенке трубы, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$: для аммиака $\alpha_{x.a} = 2300 \dots 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для R134a $\alpha_{x.a} = 1200 \dots 2300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; для R22 $\alpha_{x.a} = 1500 \dots 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_{w(B)}$ - коэффициент теплоотдачи от стенки к воде или воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$: для воды $\alpha_w = 3500 \dots 7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для воздуха $\alpha_B = 23 \dots 93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при

$\omega = 3 \dots 8 \text{ м/с}$; $d_{w(B)}$ и $d_{x.a}$ — диаметр трубы соответственно для воды и хладагента, м; $\Sigma \delta_i/\lambda_i = \delta_{ст}/\lambda^{ст} + \delta_M/\lambda_M + \delta_{в.к}/\lambda_{в.к} + \delta_{кр}/\lambda_{кр}$ - термическое сопротивление стенки трубы и отложений. Здесь $\delta_{ст}$, δ_M , $\delta_{в.к}$, $\delta_{кр}$ - толщина стенки, масляной пленки, водяного камня, краски, м; $\lambda^{ст}$, λ_M , $\lambda_{в.к}$, $\lambda_{кр}$ - коэффициенты теплопроводности соответствующих материалов, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

Таблица коэффициентов теплопроводности различных металлов

Металл или сплав	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
Алюминий	0	229
Бронза	20	47,7
Бронза фосфористая	20	45,4
Латунь	0	106
Медь:		
чистая	0	395
техническая	0	386
Свинец	0	34,5
Сталь углеродистая	0	45,4
Цинк	0	113
Чугун	20	58

Таблица коэффициентов теплопроводности отложений

Отложения	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
Водяной	—	1,80
Глицерин:		
безводный	—	0,30
с 50 % воды	—	0,50
Лед:		
$t = 0^\circ\text{C}$	0	2,30
$t = -100^\circ\text{C}$	-100	3,50
Окраска	—	0,23
Снег:		
$\rho = 200$	—	0,11
$\rho = 400$	—	0,47
Смазочное	15	0,14
Соль:		
NaCl	30	0,70
NaCl ₂	24	0,70

Средний логарифмический температурный напор ($^\circ\text{C}$)

$$\Theta_M = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,31 \lg \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}$$

где t_{w1}, t_{w2} — температура воды, соответственно входящей в конденсатор и выходящей из него, $^\circ\text{C}$; t_k — температура конденсации, $^\circ\text{C}$.

2. Классификация конденсаторов

По способу отвода теплоты конденсаторы делятся на: 1) проточные, в которых

теплота отводится водой; 2) оросительные и испарительные, в которых теплота отводится водой, испаряющейся в воздухе; 3) с воздушным охлаждением.

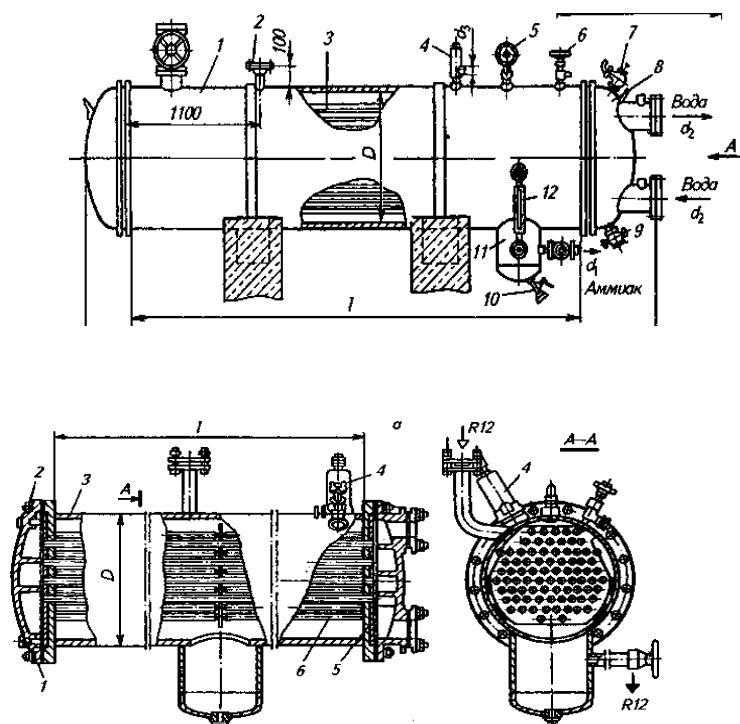


Рис. Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы:

а — аммиачный: 1 - корпус; 2- к уравнивающей трубе; 3 -трубы; 4 - предохранительный клапан; 5-манометр; 6-к воздухоотделителю; 7-кран для выпуска воздуха; 8-крышка; 9-кран для слива воды; 10-вентиль для спуска масла; 11 -маслоотстойник; 12— указатель уровня жидкости.

Выпускаются проточные конденсаторы нескольких конструкций: горизонтальные и вертикальные кожухотрубные и горизонтальные кожухозмеевиковые; оросительно-испарительные — двух конструкций: оросительные с промежуточным отбором жидкости и испарительные; конденсаторы с воздушным охлаждением, применяемые главным образом в малых холодильных машинах, выполняют в виде ребристых змеевиков, обдуваемых воздухом.

Вопросы:

1. Дайте определение конденсатора
2. Какие факторы влияют на теплопередачу в конденсаторе
3. По способу отвода теплоты конденсаторы делятся на
4. Какие бывают проточные конденсаторы

Тема Проточные конденсаторы

План:

1. Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы
2. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы

1. Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы

Горизонтальные кожухотрубные и кожухозмеевиковые конденсаторы применяют в аммиачных и фреоновых холодильных установках. Они состоят из

горизонтального кожуха и труб. Аммиачные горизонтальные кожухотрубные конденсаторы изготавливают с площадью поверхности охлаждения 25...400 м². Внутри корпуса 1 размещается 106...870 горизонтальных стальных цельнотянутых труб диаметром 25 x 2,5 мм. Трубы 3 ввальцованы в решетки, приваренные к концам корпуса. Корпус с обеих сторон закрывается крышками 8 с внутренними перегородками, которые создают необходимое число ходов движения воды. Пар хладагента поступает в корпус конденсатора сверху, образуемая жидкость стекает вниз и отводится из верхней части маслоотстойника 11. Сверху на конденсаторе устанавливают манометр 5 и предохранительный клапан 4, а также штуцеры для присоединения уравнильной линии к ресиверу 2 и к воздухоохладителю 6. Воздух и неконденсирующиеся газы следует удалять из конденсатора в месте их наибольшей концентрации, т. е. с противоположной стороны корпуса по отношению к подаче пара. Масло скапливается в нижней части маслоотстойника, откуда периодически удаляется через вентиль 10. Для наблюдения за уровнем жидкого аммиака конденсатор снабжен указателем уровня 12 со стеклом Клингера. В верхней части одной из крышек 8 имеется кран для выпуска воздуха из водяного пространства 7, а в нижней части — кран для слива воды 9.

Некоторые типы кожухотрубных конденсаторов средней производительности монтируют с ресивером и воздухоотделителем.

Кожухотрубные конденсаторы для аммиака и фреонов различаются материалом и формой теплообменной поверхности.

В фреоновых конденсаторах используют красномедные трубы, на наружной поверхности которых накатываются спиральные ребра.

Необходимость оребрения поверхности фреоновых конденсаторов со стороны хладагента вызвана тем, что коэффициенты теплоотдачи значительно меньше при конденсации фреонов, чем охлаждающей воды. Применение медных труб объясняется чистотой поверхности, отсутствием коррозии, легкостью накатки ребер, меньшими потерями напора воды. Но при этом увеличивается стоимость конденсатора, усиливается коррозия стальных трубных решеток в месте стыка с медными трубами, особенно при охлаждении морской водой. Для придания трубной решетке полной коррозионной устойчивости против морской воды на фигурную стальную поверхность наносят слой меди значительной толщины.

В фреоновых агрегатах малой производительности применяют кожухозмеевиковые конденсаторы двух видов, с кожухом, заваренным с обоих концов, и с трубной доской и отъемной крышкой. Трубы размещаются в верхней и средней частях кожуха. Нижняя его часть используется в качестве ресивера. Кожух конденсатора выполнен из стальной цельнотянутой трубы. Теплопередающей поверхностью служат 14 медных труб с ребрами трапецеидального сечения.

Концы труб развальцованы в трубной доске. Парообразный фреон поступает в конденсатор сверху, а жидкий фреон собирается в нижней части кожуха, свободной от труб (в ресивере). В стенку кожуха ввернута легкоплавкая пробка, которая при

$t = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ расплавляется и соединяет конденсатор с атмосферой или испарителем.

Характеристика фреоновых горизонтальных кожухотрубных конденсаторов

Конденсатор	Действительная площадь наружной поверхности теплообмена, м ²	Длина труб /, м	Диаметр обечайки Д мм	Число труб, n	Число ходов, z
КТР-4	4,8	1,	194	2	4; 2
КТР-6	6,8	1,	219	2	4; 2
КТР-9	9,0	1,	273;377	53	46; 4; 2
КТР-12	12,8	1,	377	8	4; 2
КТР-18	18,0	1,	377	8	4; 2
КТР-25	30,0	1,	404	1	4
КТР-35	40,0	2,	404	1	4
КТР-50	49,6	2,	404	1	4
КТР-65	62	2,	500	2	4; 2
КТР-85	92,5	3,	500	2	4; 2
КТР-110	107,5	2,	600	2	4
КТР-150	150	3,	600	93	2
КТР-200	200	3,	800	55	4
КТР-260	260	0	800	55	4; 2
КТР-308	407	4,	900	80	6
КТР-500	500	5,	900	80	6
		0		80	—

Примечание: Условное обозначение.

К-конденсатор, Т- трубчатый, Р- ребристый, цифры после букв- площадь поверхности теплообмена, м²

В кожухотрубных аммиачных конденсаторах с гладкими стальными трубами плотность теплового потока $q_F = 4650...5250$ Вт/м² при $\Theta_{OT} = 5-6^\circ\text{C}$, а в фреоновых конденсаторах с медными оребренными трубами q_F достигает 11 600 Вт/м². Скорость воды в трубах для R717 составляет 0,8...1,5 м/с, для фреона — 2,5 м/с.

Для эксплуатации горизонтальных кожухотрубных конденсаторов требуется мягкая чистая вода во избежание быстрого загрязнения горизонтальных труб водяным камнем.

2. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы применяют в крупных аммиачных установках и изготавливают с площадью поверхности охлаждения 50...250 м². Конденсатор (рис. 40) состоит из вертикального цилиндрического кожуха 5 с приваренными по торцам трубными решетками 3, в которые ввальцованы стальные цельнотянутые трубы 4 диаметром 57×3,5 мм. Над конденсатором устанавливают водораспределительный бак 1, в который поступает вода. Из водораспределительного бака вода с помощью особых насадок 2 винтообразно стекает тонким слоем по внутренним поверхностям труб 4 в водоприемный бак 6, расположенный под конденсатором. Пар подается в верхнюю часть кожуха, жидкость отводится снизу. Конденсатор имеет патрубки для присоединения уравнительной линии 11 от ресивера, манометра 10, предохранительного клапана 12, воздухоотделителя 9, указателя уровня 8, слива масла 7. Плотность теплового потока составляет 4100...4650 Вт/м². Вентиль 13 предназначен для выпуска воздуха в атмосферу. Эти конденсаторы обычно устанавливают вне машинного отделения; их преимущества — свободное стекание жидкости и масла по трубам, меньшая загрязненность вертикальных труб маслом и водяным камнем, а следовательно, относительная легкость очистки труб, компактность, возможность использования любой воды: речной, морской, озерной. Недостаток их — при отсутствии противотока невозможно охладить жидкость ниже температуры конденсации.

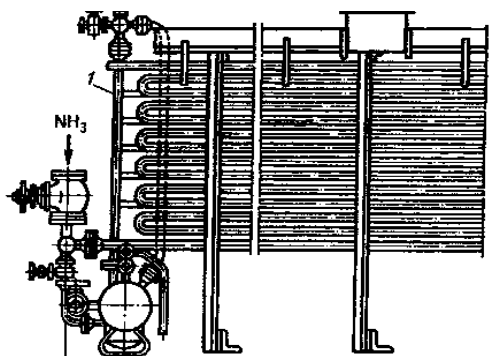


рис.40 1 -стояк; 2 -распределительный бак; 3- желоб; 4 -змеевики; 5 - паровой коллектор; 6 -ресивер жидкого аммиака

Вопросы:

1. Устройство горизонтального кожухотрубного конденсатора
2. Где применяют горизонтальные кожухотрубные конденсаторы
3. Какая скорость воды в трубопроводах
4. Где применяют вертикальные кожухотрубные конденсаторы
5. Какая площадь поверхности вертикального кожухотрубного конденсатора

Тема Оросительные конденсаторы

План:

1. Устройство оросительного конденсатора
2. Принцип работы оросительного конденсатора

1. Устройство оросительного конденсатора

Их применяют в аммиачных средних и крупных холодильных установках (площадь поверхности охлаждения 30...90 м²). Конденсатор состоит из плоских трубчатых змеевиков (секций) 4 площадью поверхности 15 м² каждый, соединенных между собой паровым 5 и жидкостным коллекторами и ресивером жидкого аммиака 6. Змеевики изготовлены из 14 стальных цельнотянутых труб Ø 57 × 3,5 мм, в которые подается снизу пар. Образующийся конденсат отводится в ресиверы по стояку 1, который пятью патрубками соединяется со змеевиком. Такой промежуточный отбор жидкости исключает затопление нижних труб змеевика и увеличивает интенсивность теплопередачи. Воздух и неконденсирующиеся газы отводятся из верхнего коллектора конденсатора и верхней части ресивера. Над каждой секцией конденсатора устанавливают желоба 3 треугольного сечения, в которые из распределительного бака 2 для орошения труб конденсатора подается вода, собирающаяся затем в поддоне. Для более равномерного распределения воды к желобу каждой секции прикреплена доска по которой стекает вода. Стекая по змеевикам, вода нагревается и частично испаряется, отдавая часть теплоты воздуху; и вследствие этого охлаждается. Из поддона часть воды сливается в канализацию, а оставшая часть смешивается со свежей водой и вновь насосом подается в желоба. Плотность теплового потока таких конденсаторов составляет 4100...4650 Вт/м² при $\theta_m = 5$ °С. Преимущества конденсатора — относительно легкая чистка наружных труб от водяного камня и простота изготовления; недостатки — громоздкость, требуется хорошо проветриваемое помещение, невозможно переохладить жидкость, значительная коррозия. В связи с этим оросительные конденсаторы в настоящее время применяют мало.

Характеристика оросительных конденсаторов

Конденсатор	Площадь поверхности охлаждения, м ²	Число секций	Объем ресивера, м ³	Диаметр аммиачных штуцеров, мм			Ширина В, мм	Масса, кг
				1	2	3		
30	30			50	20	15		
МКО	45		,053	70	25		225	280
45	60			20				
МКО	75		,110	80	32		775	8502
60	90			20				460
МКО			,153	80	32		325	
75				20				0503
МКО			,194	100	32		875	795
90				20				
МКО			,225				425	

Вопросы:

1. Устройство оросительного конденсатора
2. Чему равна плотность теплового потока
3. Преимущества оросительного конденсатора

Тема Испарительные конденсаторы

План:

1. Испарительные конденсаторы
2. Испарительные конденсаторы типа МИК

1. Испарительные конденсаторы

Их применяют в аммиачных и фреоновых средних и крупных холодильных установках – стационарных и транспортных. Они представляют собой систему трубчатых змеевиков 1, расположенных в металлическом кожухе 6 (рис. 41), в которые сверху подается пар, охлажденный предварительно в форконденсаторе 3. Образующаяся жидкость снизу отводится в ресивер. Над змеевиками размещены трубы с форсунками 5, через которые разбрызгивается вода, орошающая поверхность труб. Навстречу воде вентилятор 2 засасывает воздух через окна, расположенные в нижней части кожуха. При соприкосновении с воздухом вода испаряется и охлаждается, благодаря чему температура ее остается постоянной, поэтому она без дополнительного охлаждения из нижней части кожуха вновь насосом подается для орошения змеевиков. Часть воды при этом испаряется, а часть уносится воздухом в атмосферу. Для улавливания капель воды устанавливают водоотделитель 4. Расход циркулирующей воды — 50... 100 л/ч на 1 м² орошаемой поверхности, а расход свежей воды составляет 3...5 % от циркулирующей.

Расход воздуха сравнительно небольшой, так как большая часть теплоты отводится за счет испарения, и составляет 85... 110 м³/ч на 1000 Вт. Расход энергии на привод насоса и вентилятора около 0,017...0,025 кВт на 1000 Вт. Такие конденсаторы можно устанавливать в закрытых помещениях и использовать при недостаточных количествах воды. Но у них быстро загрязняется наружная поверхность труб, особенно оребренных, поэтому добавляемая вода должна быть мягкой и чистой. Плотность теплового потока в них составляет 2100...2300 Вт/м².

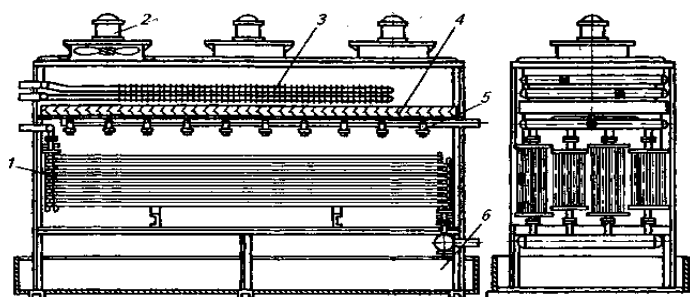


рис. 41. Испарительный конденсатор

2. Испарительные конденсаторы типа МИК

Испарительные конденсаторы типа МИК разработаны НПФ «Химхолодсервис» и предназначены для промышленных аммиачных холодильных установок. Аппараты komponуют из теплообменных блоков-модулей. Каждый модуль имеет теплообменную секцию из гладких труб диаметром 25 × 2 мм и ребристый форконденсатор-элиминатор. Теплообменная секция представляет собой пучок из коротких наклонно расположенных труб. Такая конструкция пучка обеспечивает равномерное поступление пара и исключает подтопление нижних рядов труб жидким аммиаком. Теплообменные секции орошаются водой из

форсунок. В конденсаторах используют специальные осевые вентиляторы, расположенные в нижней части конденсатора. В зависимости от скорости вращения вала вентилятора конденсаторы имеют четыре градации по уровню шума:

Конденсаторы	Частота вращения, об/мин
С нормальным уровнем шума (серия Н)	1450
С пониженным уровнем шума (серия П)	960
Малошумные (серия М)	750
Особо малошумные (серия ОМ)	480

Условное обозначение конденсатора, например МИК 1-100-Н, расшифровывается как модернизированный испарительный конденсатор с одним вентилятором и одним модулем площадью поверхности теплообмена 100 м^2 с нормальным уровнем шума.

Для конденсаторов серий П, М, ОМ площадь поверхности теплообмена та же, но вследствие меньшей частоты вращения вала электродвигателя вентилятора уменьшается удельная плотность теплового потока q_F , а следовательно, и номинальный тепловой поток Q_K , и расход воздуха V_B при одинаковых расходах циркулирующей и свежей воды.

Контрольные вопросы

1. Где применяют испарительные конденсаторы
2. Устройство испарительного конденсатора
3. Техническая характеристика испарительного конденсатора МИК

Тема Конденсаторы с воздушным охлаждением

План:

1. Конденсатор типа ВКЛ для аммиака
2. Конденсаторы с принудительным и естественным охлаждением

Их применяют главным образом в агрегатах, обслуживающих торговое оборудование, в домашних холодильниках и изотермическом транспорте.

В настоящее время ощущается недостаток пресной воды. Из общего количества добываемой воды 70% потребляется промышленностью, из них 30% расходуется на охлаждение оборудования. Применение конденсаторов с воздушным охлаждением для средних и крупных холодильных установок позволит уменьшить общий расход дефицитной воды, сократить затраты на сооружение и использование устройств для охлаждения оборотной воды. В связи с этим в последнее время конденсаторы с воздушным охлаждением применяют в крупных и средних холодильных установках. Они разделяются на два типа: с принудительным и естественным движением воздуха.

1. Конденсатор типа ВКЛ для аммиака

Конденсатор типа ВКЛ для аммиака (рис. 42) состоит из батарей 3 и узла вентилятора 2, смонтированных на каркасе 1. Батарея представляет собой

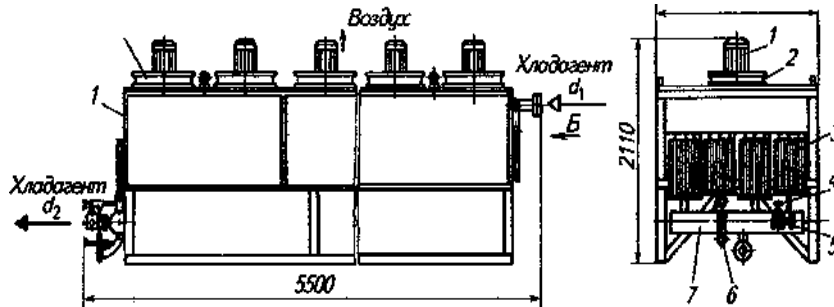


рис. 42. Конденсатор с воздушным охлаждением

секцию в виде плотного шахматного пучка стальных вертикальных труб, оребренных алюминиевой лентой и соединенных горизонтальными коллекторами — паровыми и жидкостными. Конденсат из всех батарей поступает в общий жидкостный коллектор, который служит линейным ресивером 7. Конденсатор имеет патрубки: 5 — для присоединения к воздухоотделителю, 6 — к указателю уровня, 4 — к предохранительному клапану.

2. Конденсаторы с принудительным и естественным охлаждением

Конденсаторы с принудительным движением воздуха для R12 и R134a (рис. 43, а) состоят из нескольких секций оребренных труб 3, соединенных между собой паровым 4 и жидкостным 2 коллекторами.

Хладагент подводится к конденсатору сверху через штуцер 5, конденсируется за счет охлаждения воздухом, нагнетаемым осевым вентилятором. Конденсат стекает в ресивер 6, откуда отводится через вентиль 7 и штуцер 1.

Конденсаторы изготавливаются из стальных или медных цельнотянутых труб со стальными или алюминиевыми пластинчатыми ребрами.

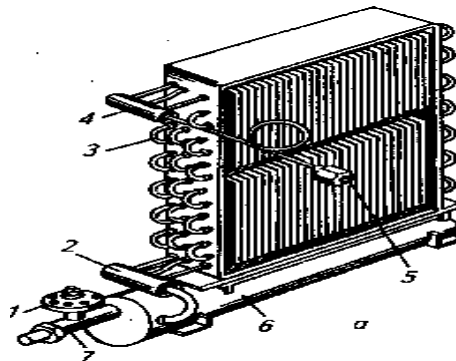


рис.43 а. Конденсатор с воздушным охлаждением

Конденсаторы с естественным движением воздуха применяют в домашних холодильниках. Проволочно-трубные конденсаторы представляют собой змеевик из стальной трубы диаметром $6 \times 0,5$ мм, к которой с двух сторон приваривают ребра из проволоки диаметром 1 мм с шагом 6 мм. Щитовой конденсатор представляет

собой стальной лист, к которому припаян змеевик из медной трубы диаметром 5×1 мм.

Листотрубные конденсаторы — это прокатно-сварные аппараты из алюминиевых листов толщиной 1,5 мм. Предварительно размеченные специальным составом, листы сваривают прокаткой, а затем по месту разметки продувают каналы жидкостью давлением 8...10 МПа.

Вопросы:

1. Применение воздушных конденсаторов
2. Устройство конденсатора типа ВКЛ
3. Устройство конденсаторов с принудительным и естественным движением воздуха

Тема Расчет конденсатора

План:

1. Площадь теплопередающей поверхности
2. Расход воды

1. Площадь теплопередающей поверхности

Расчет конденсаторов заключается в определении площади их теплопередающей поверхности и объемного расхода воды.

$$F = Q_k / k \Theta_m$$

где Q_k — тепловой поток в конденсаторе, Вт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Θ_m — средний логарифмический температурный напор между хладагентом и теплоносителем, К.

Коэффициенты теплопередачи конденсаторов

Конденсатор	k , Вт/(м ² ·К)	q_F , Вт/м ²
Горизонтальные кожухотрубные:		
аммиачные	700...1050	4650...5250
фреоновые	350...530	2330...3500
Вертикальные кожухотрубные	700...930	4100...4650
Оросительные	700...930	4100...4650
Испарительные	470...580	2100...2300
С воздушным охлаждением:		
с принудительным движением воздуха	25...50	290...460
для бытовых холодильников	9...12	90...120

Коэффициент теплопередачи отнесен к оребренной поверхности конденсатора.

Коэффициент теплопередачи отнесен к наружной поверхности ребер.

Зная площадь теплопередающей поверхности, можно по таблице подобрать конденсатор.

2. Расход воды

Для проточных конденсаторов определяют из условия, что вся теплота от хладагента отводится водой и, следовательно, тепловой поток в конденсаторе:

$$Q_K = m_w c_w (t_{w2} - t_{w1})$$

Откуда

$$m_w = Q_K / [(t_{w2} - t_{w1}) c_w]$$

где m_w - массовый расход воды, кг/с; c_w - теплоемкость воды; $c_w = 4,1868$ кДж/(кг·К); t_{w1} - температура воды, поступающей на конденсатор; t_{w2} — температура воды, выходящей из конденсатора, °С.

Нагрев воды в конденсаторе $t_{w2} - t_{w1} = (4 \dots 5)$ °С. Объемный расход охлаждающей воды (m^3/c):

$$V_w = m_w / \rho_w = Q_K / [c_w \rho_w (t_{w2} - t_{w1})]$$

где $\rho_w = 1000$ кг/м³ — плотность воды.

Объемный расход воды для оросительных конденсаторов, по заводским данным, равен 10... 12 м³/ч на каждую секцию, при этом расход свежей воды составляет около 30 % от расхода циркулирующей воды.

Вопросы:

1. Как найти площадь теплопередающей поверхности
2. Как найти расход воды
3. Чему равен объемный расход оросительного конденсатора

Тема Устройства для охлаждения воды

План:

1. Брызгательные бассейны
2. Открытые градирни
3. Вентиляторные градирни

Стоимость охлаждающей воды — одна из основных статей затрат при эксплуатации холодильной установки. Сократить расход воды позволяет повторное использование ее после охлаждения. На холодильных установках применяют следующие типы охлаждающих устройств для воды: брызгательные бассейны; открытые градирни — брызгательные и капельные; вентиляторные градирни — брызгательные пленочные и капельные.

1. Брызгательные бассейны

Такие бассейны (рис. 44) представляют собой искусственные пруды, над поверхностью которых разбрызгивается вода с помощью форсунок, что увеличивает интенсивность охлаждения. Поддон 3 пруда выполняют из дерева или бетона высотой 0,5...1,0 м в виде вытянутого прямоугольника, над которым располагаются распределительные трубки 5 с форсунками 4. Теплая вода подается в коллектор 1, из которого она поступает в распределительные трубки 5, уложенные с уклоном 1 % в сторону движения воды. Свободный конец труб имеет заглушку с небольшим отверстием. Такое расположение труб обеспечивает постоянную промывку труб и сток воды.

Размещают брызгальные бассейны на открытом месте на уровне земли, над конденсаторами или на крыше машинного отделения. В этом случае их окружают жалюзийными решетками 2 высотой 3,0...3,5 м для уменьшения уноса воды ветром. Часто они komponуются с оросительными конденсаторами и располагаются над ними. Такие бассейны применяют в холодильных установках любой производительности, но чаще — с объемным расходом циркулирующей воды выше 100 м³/ч.

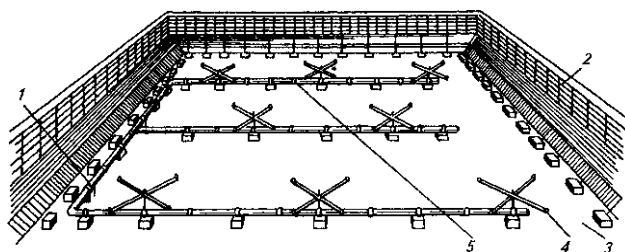


Рис. 92. Брызгальный бассейн:

рис. 44. Брызгательный бассейн:

1 — коллектор; 2 — жалюзийная решетка; 3 — поддон; 4 — форсунка; 5 — распределительная трубка

2. Открытые градирни

Для небольших и средних установок применяют открытые брызгальные градирни. Градирня представляет собой небольшой бассейн, огражденный жалюзийными решетками. Форсунки размещаются в верхней части градирни на высоте 2...4 м. Интенсивность брызгальных градирен выше, чем брызгальных бассейнов, так как вода благодаря большой высоте форсунок дольше находится в контакте с воздухом. Производительность этих градирен по охлажденной воде 0,3...100 кг/с.

Для крупных установок с большим количеством циркулирующей воды целесообразно применять открытую капельную градирню — башню высотой 8...12 м, окруженную жалюзийной решеткой. Весь объем башни заполнен оросительным устройством — решеткой из деревянных брусков, расположенных в 8...12 ярусов на расстоянии 0,6...0,9 м один от другого. Над ним размещается водораспределительное устройство, из которого вода струйками стекает на бруски решеток и разбрызгивается на капли, многократно меняя скорость и направление движения, благодаря чему находится длительное время в контакте с воздухом и интенсивно охлаждается. Производительность открытых капельных градирен по охлажденной воде 1...400 кг/с.

3. Вентиляторные градирни

Применяют их в холодильных установках любой производительности. Они значительно компактнее безвентиляторных, и их работа не зависит от ветра, так как процесс испарения воды в них интенсифицируется вентилятором. Корпус и поддон в таких градирнях делают из листовой стали, а иногда из пластмассы, что сокращает массу градирен и облегчает строительные конструкции зданий, на крыше которых их устанавливают. Вентиляторы могут быть отсасывающие (их устанавливают сверху) и нагнетательные (их устанавливают снизу).

Один из распространенных типов вентиляторных градирен — пленочный, в

котором вода разбрызгивается форсунками, орошает насадки из вертикальных или наклонных деревянных или асбоцементных щитов и стекает по ним пленкой. Между щитами движется воздух, нагнетаемый вентилятором. Недостаток вентиляторных градирен-повышение эксплуатационных расходов, связанное с расходом электроэнергии на работу вентиляторов и с их обслуживанием.

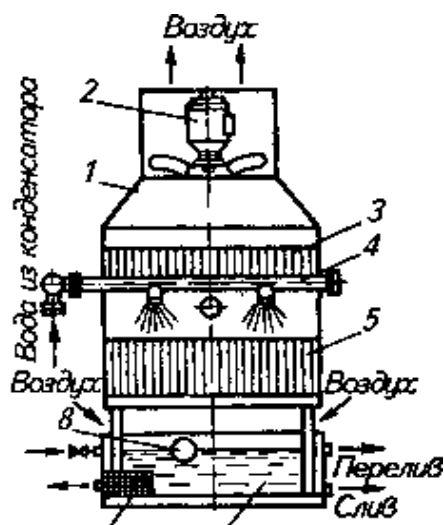


рис. 45. Вентиляторная градирня ГПВ

Вопросы:

1. Перечислите типы охлаждающих устройств
2. Устройство и принцип работы брызгательного бассейна
3. Где применяют открытые градирни
4. Устройство вентиляторной градирни

Тема Расчет охлаждающих устройств

План:

1. Тепловой расчет

Независимо от конструкции охлаждающего устройства воду можно охладить испарением ее в воздух до температуры влажного термометра. Но так как количество воздуха ограничено, то всегда будет оставаться разность температур 5...6 °С. Таким образом, температура воды на выходе из градирни и на входе в конденсатор $t_{w1} = t_{\text{в.т.}} + 5...6$.

1. Тепловой расчет

Производительность устройства характеризуется тепловым потоком Q , гидравлическим потоком m_w . Тепловой поток Q представляет собой количество теплоты, отданной водой воздуху в единицу времени, т. е. оно равно тепловому потоку конденсаторов Q_k . Гидравлический поток равен расходу циркулирующей воды. Интенсивность работы устройств характеризуется условной плотностью теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$)

$$q_F = Q_k / F_o$$

где F_0 — площадь сечения охлаждающего устройства

и плотностью гидравлического потока, или плотностью орошения

$$H_w = m_w / F_0,$$

где H_w — плотность орошения, кг/(м²·с)

Разность температур, на которую вода охлаждается, называют подохлаждением воды и принимают равной $\theta = t_{w1} - t_{w2} = 4...5$ °С.

Определим площадь бассейна или поперечного сечения градирни:

$$F_0 = Q_k / Q_F = m_w / H_w$$

Для брызгальных бассейнов определяют число форсунок. Крупные бассейны оборудуют форсунками с диаметром трубы 50 мм и с выходным отверстием 28...32 мм, а небольшие бассейны — форсунками с диаметром трубы 40 мм и выходным отверстием 20...22 мм. Первые при напоре 50 кПа имеют производительность около 2,2...3,3 кг/с, вторые — 1,4... 1,7 кг/с.

Зная производительность одной форсунки w , можно определить число форсунок

$$n = m_w / w_1$$

Расстояние между осями форсунок принимают равным 2 м, между форсунками и ограждениями — 3,5...4 м, между коллекторами — 6...8 м.

Вопросы:

1. Как найти плотность теплового потока
2. Как определить площадь бассейна
3. Каким диаметром принимают форсунки для крупных бассейнов

Тема Испарители. Назначение и принцип работы

План:

1. Теплопередача при кипении
2. Интенсивность теплопередачи

Испаритель- это теплообменный аппарат, в котором холодильный агент кипит за счет теплоты, отнимаемой от хладоносителя.

1. Теплопередача при кипении

Различают два вида кипения - пузырьчатое и пленочное. При пузырьчатом кипении в отдельных местах поверхности теплопередачи (центрах парообразования) возникают пузырьки пара, которые некоторое время остаются на поверхности, увеличиваются в объеме, а затем отрываются и уходят в толщину жидкости, что вызывает непрерывное ее перемещение и интенсифицируется теплообмен между жидкостью и поверхностью труб и между частицами жидкости.

При пленочном кипении пузырьки пара сливаются между собой и на поверхности теплопередачи получается сплошная пленка пара. Вследствие малой теплопроводности парового слоя интенсивность теплоотдачи при пленочном кипении во много раз меньше, чем при пузырьчатом. В испарителях холодильной

машины при небольших температурных напорах происходит пузырьчатое кипение.

2. Интенсивность теплопередачи

На интенсивность теплопередачи при кипении влияют следующие факторы.

1. Плотность теплового потока q_F , зависящая от температурного напора между теплопередающей поверхностью и кипящей жидкостью θ_m , физических свойств жидкости.

2. Смачиваемость теплопередающей поверхности жидкостью. Если кипящая жидкость хорошо смачивает поверхность, то пузырьки образуются небольшие, легко отделяются от поверхности, улучшая теплоотдачу; масло, растворенное в хладагенте, ухудшает смачиваемость, а в следовательно, теплоотдачу.

3. Конструкция испарителя. При парообразовании внутри вертикальных труб всплывающие пузырьки пара усиливают теплообмен и способствуют подъему парожидкостной смеси; скорость подъема тем больше, чем меньше диаметр труб.

4. Скорость движения хладоносителя.

5. Загрязнение на обеих сторонах стенок труб смазкой, ржавчиной, имеем снижает коэффициент теплопередачи

6. Интенсивность теплопередачи испарителя характеризуется плотностью теплового потока ($Вт/м^2$)

Вопросы:

1. Дайте определение испарителя
2. Какие виды кипения вы знаете
3. Перечислите факторы влияющие на теплопередачу

Тема Классификация испарителей

План:

1. Классификация испарителей
2. Панельные испарители

1. Классификация испарителей

По характеру охлаждаемой среды испарителя делятся на две группы:

1) испарители для охлаждения жидких хладоносителей, или собственно испарители;

2) испарители для охлаждения воздуха, называемые приборами охлаждения.

В зависимости от условий циркуляции хладоносителя различают испарители двух типов:

1) с открытой системой циркуляции (открытый тип)-испарители вертикально-трубные и панельные;

2) с закрытой системой циркуляции (закрытый тип)- испарители кожухотрубные и кожухозмеевиковые.

2. Панельные испарители

Панельные испарители (рис.46). Их применяют в аммиачных машинах и изготавливают с помощью поверхности охлаждения $20...320 м^2$. Они представляют собой металлический сварной или железобетонный прямоугольный бак с

хладоносителем, в котором помещаются испарительные секции 5 панельного типа. Каждая секция площадью поверхности охлаждения 5 или 10 м² состоит из двух горизонтальных коллекторов и двух вертикальных стояков, образующих прямоугольную раму с вваренными в нее штампованными сварными панелями (рис.46), собранными в секции. Все секции объединяются коллекторами для подачи жидкого аммиака 3, отсасывания паров 2 и отвода масла 7. Жидкий аммиак поступает через распределительный коллектор в каждую секцию сверху, где кипит за счет теплоты, отнимаемой от хладоносителя. Образующийся при этом отсасывается через сборный коллектор и отделитель жидкости 1. Для спуска масла испаритель снабжен маслосборником 6. Для интенсивной циркуляции хладоносителя в баке установлены пропеллерные мешалка 4 и направляющие перегородки 9. Уровень хладоносителя в баке поддерживается выше уровня испарительных секций, а при переполнении бака часть хладоносителя сливается по переливной трубе. Сливная труба в дне бака освобождает бак от хладоносителя. Охлажденный хладоноситель подается к потребителю из бака через боковое отверстие, расположенное в торцевой стенке, а отепленный хладоноситель возвращается в отсек между мешалкой и торцом секции. Испарители снабжены предохранительным клапаном, мановакуумметром и регулятором уровня жидкого аммиака.

Плотность теплового потока составляет 2900...3500 Вт/м² при $\theta_m = 5...6^\circ\text{C}$ и скорости движения рассола 0,3...0,4 м/с. Такие испарители удобны для осмотра, ремонта и очистки бака; на их изготовление затрачивается небольшое количество дорогостоящих стальных труб. Но они имеют ряд недостатков: сильная коррозия труб и бака вследствие большой насыщенности рассола кислородом воздуха, большой расход электроэнергии на привод насоса и мешалка.

В настоящее время изготавливают панельные аккумуляторы холода, предназначенные для аккумулялирования холода в виде льда, замороженного на теплопередающей поверхности, и использования его для охлаждения воды. Конструкция аккумуляторов холода аналогична конструкции панельных испарителей.

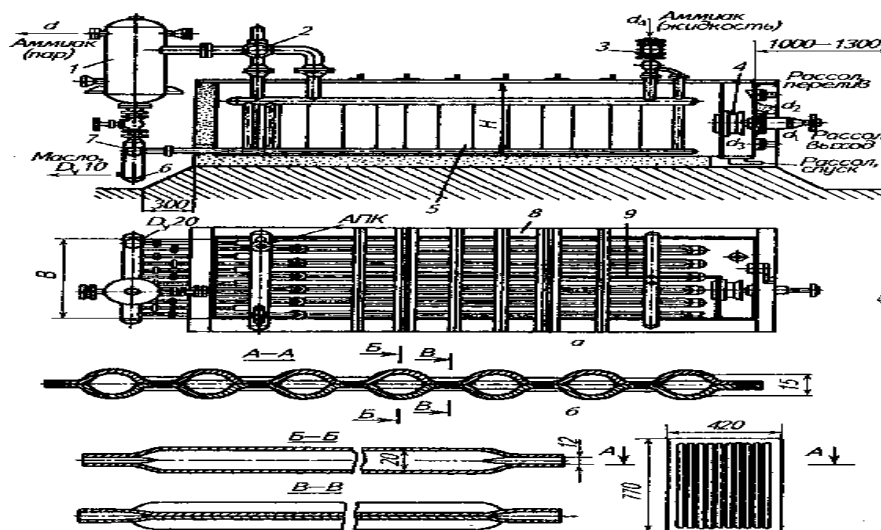


рис.46 Панельные испарители

Вопросы:

1. На какие группы делятся испарители
2. На какие типы делятся испарители
3. Где применяют панельные испарители
4. Устройство и принцип работы панельного испарителя

Тема Приборы охлаждения. Расчет и подбор батарей

План:

1. Батареи
2. Расчет и подбор батарей

Испарителями для охлаждения воздуха служат батареи непосредственного охлаждения и воздухоохладители. В первом и втором случаях воздух охлаждается в результате непосредственного контакта его с холодной поверхностью труб, внутри которых кипит хладагент; но при батарейном охлаждении циркуляция воздуха в охлаждаемом помещении естественная, а при охлаждении с помощью воздухоохладителей — принудительная.

1. Батареи

Аммиачные батареи непосредственного охлаждения и рассольные изготавливают из горячекатаных бесшовных стальных труб, преимущественно оребренных витыми штампованными ребрами.

Батареи бывают с нижней и верхней подачей жидкого хладагента, причем жидкость в батареи может подаваться аммиачным насосом или самотеком из отделителя жидкости, установленного выше батарей.

Длину шланга батарей принимают в зависимости от способа подачи хладагента: в безнасосных схемах с нижней подачей аммиака не более 40...50 м, в насосных схемах 100...200 м. По расположению в камере различают пристенные, потолочные и стеллажные батареи. По конструкции батареи делятся на змеевиковые и коллекторные. В последних трубы, соединенные коллекторами, могут располагаться вертикально, горизонтально или наклонно.

Пристенные батареи выполняют только однорядными с числом труб по высоте не более 6. Такое условие вызывается правилами прокладки жидкостного трубопровода и эксплуатации батареи. Потолочные батареи могут быть двухрядными при размещении их над центральным грузовым проходом и однорядными при равномерном распределении их по поверхности потолка камер. Оребренные батареи выполняют из стандартных секций шести типов: СК-одноколлекторные, СЗГ-змеевиковые головные, СЗХ-змеевиковые хвостовые, СС-средние, С2К-двухколлекторные, СЗ-змеевиковые.

Секции изготавливают из труб диаметром 38x2,5 мм для аммиака и 38x3 мм для рассола со спирально навитыми ребрами из стальной ленты 1x45 мм с шагом t_b равным 20 или 30 мм. Из готовых секций сваривают батареи необходимой конструкции и площади теплопередающей поверхности: коллекторные однорядные пристенные и потолочные, змеевиковые однорядные пристенные и потолочные.

Недостатки панельных батарей: повышенный расход металла, трудоемкость изготовления и монтажа, трудоемкость очистки снега или отвода талой воды при

оттаивании потолочных батарей со стороны потолка.

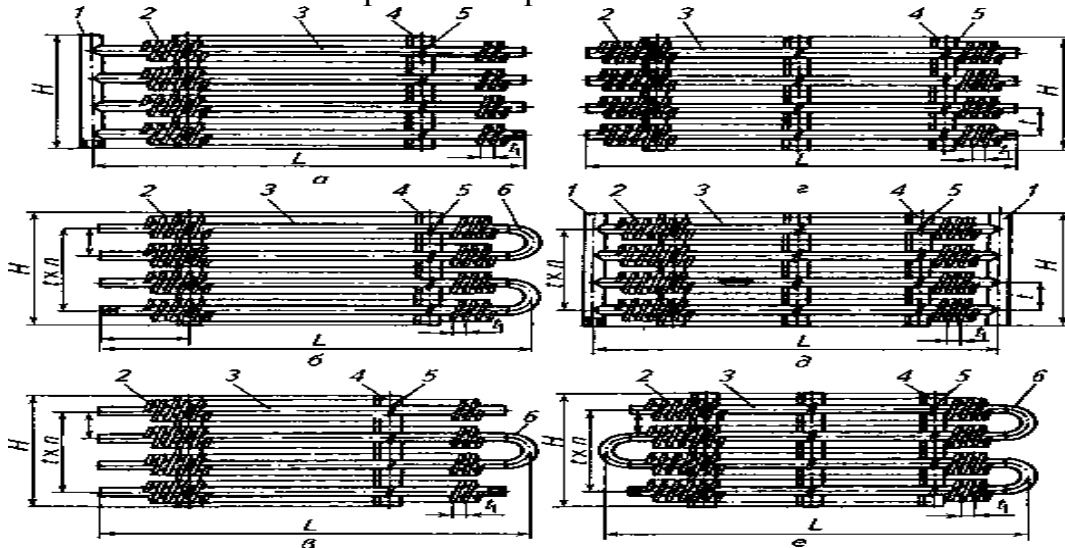


Рис. 47. Секции батарей:

а -одноколлекторная;б-змеевикова хвостовая; в -змеевикова головная;
г -средняя; д -двухколлекторная; е - змеевикова; 7 -коллектор; 2- ребро; 3 -
труба; 4 —уголок; 5—хомут; 6— калач

2. Расчет и подбор батарей

Расчет батарей состоит в определении площади теплопередающей поверхности (m^2)

$$F = Q_0 / k,$$

где Q_0 — тепловой поток на батарею, определяемый тепловым расчетом, Вт; k — коэффициент теплопередачи, $Вт/(m^2 \cdot K)$; θ — температурный напор между воздухом охлаждаемого помещения и кипящим хладагентом или рассолом, $^{\circ}C$.

Значения k даны для температурного напора $\theta = 10^{\circ}C$. При определении коэффициента теплопередачи применительно к другому температурному напору следует пользоваться поправочным коэффициентом, $(0,1 \theta)^{0,22}$, равным: при $\theta = 5^{\circ}C$ — 0,86; $\theta = 8^{\circ}C$ — 0,95; $\theta = 12^{\circ}C$ — 1,041; $\theta = 15^{\circ}C$ — 1,09, и вычислять коэффициент теплопередачи по формуле

$$k = k_{\text{табл}} (0,1 \theta)^{0,22}$$

Коэффициент теплопередачи ребристых фреоновых батарей (отнесенный к наружной поверхности) составляет 3,5...4,65 $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Соотношение между потолочными и пристенными батареями выбирают в зависимости от назначения камер и их расположения в здании холодильника.

Вопросы:

1. Устройство батарей
2. Какая длина шага батарей
3. Как найти площадь теплопередающей поверхности

Список используемой литературы

1. Лашутина, Н.Г. Холодильные машины и установки: учебник / Н.Г. Лашутина, Т.А. Верхова, В.П. Суедов. – М.: КолосС, 2006. -440 с.: ил. – (Учеб. и учеб. пособ. для ссузов)
2. Канторович, В.И. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок / В.И. Канторович, И.М. Гиль; Под ред. В.И. Канторовича. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1985. – 320 с.: ил.
3. Котзаогланиан, П. Пособие для ремонтника: Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования / П. Котзаогланиан; Пер. с фр. – М.: ДеЛи принт, 2007. – 832 с.: ил.
4. Эксплуатация и ремонт холодильных установок: учеб. пособ./ Сост. К.А.Бохан.– Брянск: Мичуринский филиал ФГБОУ ВО «Брянский государственный аграрный университет», 2015.- 164с.: ил.
5. Антипов, А.В. Монтаж и эксплуатация хладоновых установок: учеб. пособ. / А.В. Антипов, И.А. Дубровин. – М.: Академия, 2009. – 64 с.: ил.

Для заметок

Для заметок

Учебное издание

**Ведение процесса по монтажу, технической эксплуатации и обслуживанию
холодильно-компрессорных машин и установок (по отраслям)**

**Ч.1
Учебное пособие**

Л.Н.Захарцова

Редактор Е.Н. Осипова

Подписано к печати 07.09.2075г. Формат 60x84 1/16
Бумага печатная. Усл. п.л.6.51. Тираж 20 экз. Изд. №.3439

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ