

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ)
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Е.А. Гартованная, А. В. Ермолаева

**ТЕПЛО- И ХЛАДОТЕХНИКА.
ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

Лабораторный практикум

*для студентов всех форм обучения по направлениям
подготовки бакалавров*

*19.03.03 – Продукты питания животного происхождения;
19.03.04 – Технология продукции и организация общественного
питания*

Благовещенск
Издательство
Дальневосточного государственного аграрного университета
2017

УДК 621.56(075.8)
ББК 31.392я7
Г21

*Рецензент – Кострыкина Светлана Александровна,
кандидат технических наук, доцент кафедры технологии переработки
продукции растениеводства
ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ*

Г21 *Гартованная, Е. А.*

Тепло- и хладотехника. Основы холодильной техники: лабораторный практикум / канд. техн. наук, доц. Е. А. Гартованная, А. В. Ермолаева. – Благовещенск: Изд-во Дальневосточного гос. аграрного ун-та, 2017. – 40[1] с.

Лабораторный практикум составлен в соответствии с программой курса «Холодильная техника и технология». Представлен теоретический материал для выполнения лабораторных работ. Приведены контрольные вопросы по теоретической и практической частям дисциплины.

Предназначен для выполнения лабораторных работ студентами всех форм по направлению подготовки бакалавров 19.03.02 – Продукты питания из растительного сырья.

УДК 621.56(075.8)
ББК 31.392я7

Рекомендовано к изданию методическим советом технологического факультета Дальневосточного государственного аграрного университета (Протокол №4 от 14 декабря 2016 года).

© Гартованная Е.А, Ермолаева А.В., 2016
© Издательство Дальневосточного государственного аграрного университета, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
<i>Лабораторная работа №1</i> Построение цикла одноступенчатой хладоновой холодильной машины	5
<i>Лабораторная работа №2</i> Одноступенчатая холодильная машина и ее холодопроизводительность	9
<i>Лабораторная работа №3</i> Компрессоры холодильных машин	15
<i>Лабораторная работа №4</i> Расчет одноступенчатой компрессорной холодильной установки	22
<i>Лабораторная работа №5</i> Сравнительный анализ основных свойств хладагентов	26
Список литературы	33
ПРИЛОЖЕНИЯ	34

ВВЕДЕНИЕ

Сохранение продовольственных продуктов в течение длительного времени и доведение их до потребителя в полноценном виде имеет особое значение, так как до 40% производимой сельскохозяйственной продукции необходимо подвергать холодильной обработке в целях предотвращения ее порчи и сокращения потерь.

Воздействие холода по сравнению с другими методами консервирования пищевых продуктов вызывает минимальное изменение их питательной ценности, вкуса, массы, товарности. Знание теоретических и практических основ получения низких температур искусственного холода, позволяющих выполнять расчеты для подбора холодильного оборудования и определения основных параметров процессов холодильного консервирования позволит более качественно обрабатывать и сохранять продукты.

Лабораторная работа № 1

Построение цикла одноступенчатой хладоновой холодильной машины

Цель работы: Построить цикл одноступенчатого сжатия в диаграмме $i - lgp$ по заданным температурам кипения, конденсации и всасывания. Определить параметры узловых точек цикла

Для расчета теоретического рабочего цикла паровой холодильной компрессионной машины необходимо знать следующие температуры; кипения хладонного агента в испарителе t_o , конденсации t_k и переохлаждения жидкости перед регулирующим вентилем. Эти температуры устанавливаются в зависимости от температуры охлаждаемого помещения и температуры внешней среды (охлаждающей воды или воздуха).

Температура кипения t_o при непосредственном охлаждении хладонным агентом бывает 8-10°С ниже температуры воздуха охлаждаемых камер. При охлаждении промежуточным теплоносителем (рассолом) t_o должна быть на 5 - 7°С ниже температуры рассола, а последняя - на 8 - 10°С ниже температуры воздуха камер. Температура конденсации t_k должна быть на 8 - 10°С выше температуры воды, поступающей на конденсатор, температура переохлаждения на 3 - 4°С выше температуры поступающей воды.

Наметив основные температуры, можно построить теоретический цикл и рассчитать его, то есть определить теоретическую холодопроизводительность 1 кг хладонного агента, затрату работы в компрессоре и другие связанные с ними величины.

Холодильные величины удобнее всего рассчитывать при помощи термодинамических диаграмм. Чаще всего применяют $S - T$ и $i - lgp$ диаграммы, которые для наиболее важных хладонных агентов приведены на рис.1б, 1в. На энтропийной диаграмме ($S - T$) (рис.1б) подведенное к рабочему веществу тепло в испарителе и отведенное от него в конденсаторе, а также работа компрессора выражается соответствующими площадками. Однако расчет необходимых величин способом определения площадей практически неудобен. Для удобства на диаграмму наносят линии постоянных энтальпий, основные величины, характеризующие цикл, определяют по разности энтальпий рабочего вещества в соответствующих точках цикла. Наиболее удобной для расчета является $i - lgp$ диаграмма (рис.1в) На этой диаграмме по

оси абсцисс отложены энтальпии i , а по оси ординат - абсолютное давление P .

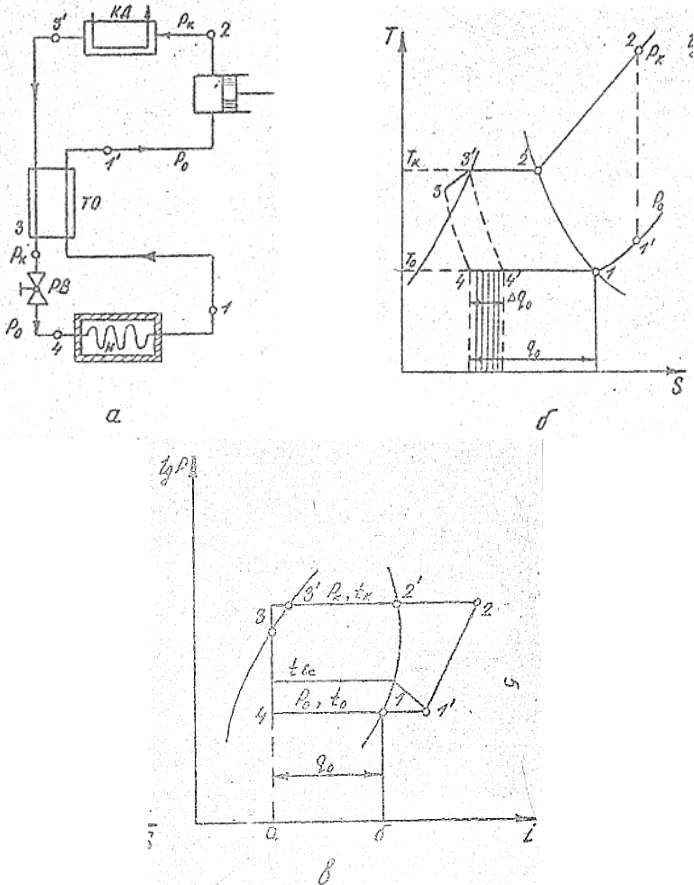


Рис.1. Машина холодильная одноступенчатая с перегревом пара и переохлаждением жидкости в теплообменнике:

а - схема, б - диаграмма в цикле S-T, в - цикл в диаграмме $i - lgp$

Для шкалы давлений применяют логарифмический масштаб. Теоретический рабочий цикл холодильной машины на $i - lgp$ диаграмме строится следующим образом.

По заданной температуре кипения t_0 и соответствующему ей давлению P_0 находим на правой пограничной кривой точку 1, определяющую состояние холодильного агента (сухой насыщен-

ный пар) при входе в компрессор. Сжатие в компрессоре совершается по адиабате. Из точки 1 проводим адиабату в области перегретого пара (кривая) до пересечения с изобарой p , соответствующей заданной температуре конденсации t_k .

Полученная точка 2 определит состояние холодильного агента при выходе из компрессора. Процесс в конденсаторе протекает при постоянном давлении и на диаграмме изображается горизонтальной прямой 2-3.

На участке 2 – 2¹ происходит охлаждение перегретого пара до температуры конденсации t , затем холодильный агент конденсируется (линия 2¹-3¹) далее переохлаждается по отношению к температуре конденсации (линия 3¹-3). Точка 3 характеризует состояние холодильного агента перед регулирующим вентилем. Она определяется пересечением изобары P с изотермой t_r в области жидкости. Процесс дросселирования, как известно, протекает без производства внешней работы и теплообмена средой.

На диаграмме он изобразится вертикальной 3-4, для которой $i = const (i_3 = i_4)$. Таким образом, все процессы теоретического рабочего цикла, за исключением процесса сжатия в компрессоре, на $i-gp$ диаграмме изображаются прямыми линиями. Основные расчетные величины измеряются отрезками прямых на оси абсцисс.

Построение цикла в диаграмме

1. На диаграмму (рис.1в) нанесите изотермы t_o, t_k, t_{bc} найдите изобары P_o и P_k на линии ординат. На пересечении с правой пограничной кривой найдите точку 1, которая определит параметру на выходе из испарителя.

2. На пересечении изотерм t_{bc} и t_o найдите точку 1, которая определяет состояние пара, всасываемого компрессором. Через точку 1 проведите линию постоянной энтропии до пересечения с изобарой P_k . Полученная точка 2 определяет состояние пара в конце сжатия.

3. Процесс 2- 2¹ отражает превращение перегретого пара в насыщенный в конденсаторе. Найдите точку 3¹ на линии пересечения изобары P_k с левой пограничной кривой. Точка 3¹ определяет параметры жидкого хладагента на выходе из конденсатора. Процесс 2¹- 3¹ отражает превращение насыщенного пара в жидкость в конденсаторе.

4. Определите положение точки 3 на пересечении изобары P_k , с изотермой t_k после нахождения параметров предыдущих точек. Числовые значения энтальпий в точках определите, отпуская

перпендикуляр на ось абсцисс. Удельный объем (только для точки 1) определите по штриховым линиям диаграммы $i - lgr$, температур по штрихпунктирным (приложение 8).

Основные данные для построения:

Таблицы насыщения паров и жидкостей для хладона R_{12}, R_{22} и аммиака приведены в приложении 1,2,3.

Таблица 1

Хладагент		Варианты задания				Жидкость		
		Сухой насыщенный пар				конденсация		
		Тем-ра кипения	Тем-ра всасывания	Тем-ра перегрева	Тем-ра			
1	1 ¹	2	2 ¹	3	3 ¹	4		
1	22	-4	0	2	30	26	30	-4
2	22	-6	2	3	26	22	26	-6
3	22	-8	4	5	28	23	28	-8
4	22	-10	-2	-1	30	25	30	-10
5	22	-12	-4	-2	32	26	32	-12
6	22	-14	-6	-4	24	20	24	-14
7	22	-16	-8	-5	26	22	26	-16
8	12	-18	-10	-6	30	24	30	-18
9	12	-20	-12	-7	28	22	28	-20
10	12	-22	-14	-8	26	20	26	-22
11	12	-24	-16	-9	24	18	24	-24
12	12	-26	-18	-10	22	16	22	-26
13	12	-28	-20	-11	20	14	20	-28
14	12	-30	-22	-11	30	26	30	-30
15	аммиак	-30	-24	-12	28	24	28	-30
16	аммиак	-32	-26	-13	30	26	30	-32
17	аммиак	-34	-28	-14	32	28	32	-34
18	аммиак	-36	-38	-15	34	30	34	-36
19	аммиак	-38	-32	-16	36	32	36	-38

Постройте диаграмму $i - lgr$. Составьте отчет.

Контрольные вопросы

1. Расскажите назначении тепловых диаграмм.
2. Какие процессы изменения агрегатного состояния используются в холодильных машинах и почему?
3. Назовите температуры, определяющие цикл паровой холодильной машины?
4. Какими отрезками на рисунке изображены фазовые изменения вещества?

Лабораторная работа №2

Одноступенчатая холодильная машина и ее холодопроизводительность

Цель работы: составление схемы одноступенчатой холодильной установки; определение холодопроизводительности и холодильного коэффициента расчетным методом.

Цикл современных одноступенчатых холодильных машин включает процесс переохлаждения жидкости после конденсатора с целью снижения потерь от дросселирования и процесс перегрева пара на входе в компрессор с целью обеспечения надежной работы компрессора.

Тепловой баланс

$$0,8(i_1 - i_1') = i_3' - i_3, \quad (1)$$

где 0,8 - коэффициент, учитывающий потерю при реальном теплообмене.

1. На основании данных параметров узловых точек цикла по каждому заданию произведите тепловой расчет холодильной машин холодопроизводительностью $Q_0 = 7$ кВт.

2. Определите:

а) холодопроизводительность 1 кг агента равную разности энтальпий в точках 1 и 4;

$$q_0 = i_1 - i_4 \text{ кДж/кг}, \quad (2)$$

На энтальпийной диаграмме холодопроизводительность представляется отрезком изобары 4-1, при отсутствии переохлаждения она была бы меньше на величину отрезка $4 - 4^1$, то есть определялась бы отрезком $4^1 - 1$.

б) теоретическую работу 1 кг агента, затрачиваемую адиабатном сжатии в компрессоре определяемую разность, энтальпий в точках 2 и 1:

$$l = i_2 - i_1 \text{ кДж/кг}, \quad (3)$$

Графически на $i - lgp$ диаграмме работе l соответствует проекция адиабаты 1-2 на ось абсцисс.

в) тепло отданное 1 кг холодильного агента охлаждающей воде или воздуху в конденсаторе (изобара-2 -3), по закону сохранения энергии равно сумме $q = q_0 + l$ кДж/кг, которое может быть определено также разностью энтальпий холодильного агента в точках 2 и 3;

$$q = i_2 - i_3 \text{ кДж/кг}, \quad (4)$$

и на $i - lgp$ диаграмме это тепло выражается отрезком 2-3.

г) холодильный коэффициент цикла:

$$\varepsilon_{\text{теф}} = \frac{q_0}{l}, \quad (5)$$

д) количество холодильного агента, всасываемого компрессором в течение 1 ч (часовое количество циркулирующего холодильного агента):

$$G = 3,6 \frac{Q_0}{q_0}$$

где Q_0 - заданная холодопроизводительность машины в Вт. (1Вт = 0,86 ккал/ч)

е) объем пара, всасываемого компрессором за 1 час

$$V = G \bar{v} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (6)$$

или с учетом уравнения

$$V = 3,6 \frac{Q_0}{q_0} \bar{v}_1 = 3,6 \frac{Q_0}{q_v} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (7)$$

В этих условиях: \bar{v}_1 - удельный объем всасываемого пара ($\text{м}^3/\text{ч}$), который находят по диаграмме (изохора, проходящая через точку 1) или из таблиц для насыщенного пара (приложения 1,2,3)

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} \text{ кДж/м}^3, \quad (8)$$

- объемная производительность холодильного агента.

По величине V устанавливают размеры компрессора.

ж) теоретическую мощность, затрачиваемую в компрессоре:

$$N_{\text{теор}} = \frac{GL}{3600} = \frac{Q_0}{1000\varepsilon_{\text{теор}}} \text{ кВт}, \quad (9)$$

з) тепловую нагрузку конденсатора (по уравнению теплового баланса);

$$Q_k = Q_c + N_{\text{теор}} \cdot 1000 = Q_0 + \frac{Q_0}{\varepsilon_{\text{теор}}} = Q \frac{\varepsilon_{\text{теор}} + 1}{\varepsilon_{\text{теор}}} \text{ Вт}$$

3. Составьте по порядку перечень определяемых величин, определите значения величин и занесите значения в таблицу 2.

Таблица 2

Сводная таблица

Определяемая величина	Формула	Обозначения	Значение
1	2	3	4
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	$q_0 = i_1 - i_4$	i_1, i_4 - энтальпии в соответствующих точках цикла, кДж/кг	
Удельная объемная холодопроизводительность, кДж/кг	$q_v = \frac{q_0}{U_1}$	U_1 - удельный объем паров на входе в компрессор, м ³ /кг	
Удельная теоретическая (адиабатная) работа компрессора, кДж/кг	$l_2 = i_2 - i_1$	i_2 - энтальпия в конце процесса адиабатического сжатия холодильного агента в компрессоре, кДж/кг	
Количество циркулирующего агента, кг/с	$G_a = \frac{Q_0}{q_0}$	Q_0 - заданная холодопроизводительность, кВт	
Объем паров холодильного агента, отсасываемый компрессором в ед. времени, м/с	$V_q = G_a U_1$		

Продолжение табл.2

1	2	3	4
Коэффициент подачи компрессора	$\lambda = \lambda_c \lambda'_w$	λ_c - коэффициент, отражающий влияние мертвого объема; λ'_w - коэффициент, учитывающий объемные потери	
Объем, описываемый поршнями компрессора, м/с	$\lambda_h = \frac{V_q}{\lambda}$		
Коэффициент, отражающий влияние мертвого объема	$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right]$	c -с относительная величина мертвого объема ($c=0,015 \div 0,04$); $\frac{P_k}{P_0}$ - отношение давлений конденсации и кипения; m - показатель политропы расширения газа оставшегося в мертвом объеме ($m=1,1$)	
Коэффициент учитывающий объемные потери	$\lambda'_w = \frac{T_0}{T_K}$	$\frac{T_0}{T_K}$ - отношение температуры кипения и конденсации	
Теоретическая (адиабатная) мощность компрессора, кВт	$N_a = G_a l_a$		

Продолжение табл.2

1	2	3	4
Индикаторная мощность компрессора, кВт	$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}$	η_i - индикаторный КПД компрессора	
Индекаторный КПД компрессора	$\eta_i = \lambda'_w + b_0$	b_0 - принимают равный 0,001 для аммиачных машин, 0,0025 для фреоновых	
Мощность, затрачиваемая на трение, кВт	$N_{тд} = V_h \cdot p_{тр}$	$p_{тр}$ - «среднее давление», принимаемое равным (0,3÷0,5) кПа для аммиака	
Эффективная мощность (мощность на валу компрессора), кВт	$N_e = N_i + N_{тр}$		
Электрическая мощность, кВт	$N_{э} = \frac{N_E}{\eta_{эл.к} \eta_{пер}}$	$\eta_{эл.к}$ - КПД электродвигателя ($\eta_{эл.к} = 0,75 \div 0,85$); $\eta_{пер}$ - КПД механической передачи (для клиноременной $\eta_{пер} = 0,97 \div 0,98$)	
Теоретический холодильный коэффициент	$\varepsilon_{т} = \frac{q_0}{l_a} = \frac{Q_0}{N_a}$		

Продолжение табл.2

1	2	3	4
Теоретическая степень термодинамического совершенства	$\eta_T = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_K}$	ε_K - холодильный коэффициент цикла Карно	
Холодильный коэффициент цикла Карно	$\varepsilon_K = \frac{T_K}{(T_{oc}, T_K)}$	T_K - температура охлаждаемой камеры $T_K = +2^\circ\text{C}$	
Действительный холодильный коэффициент	$\varepsilon_q = \frac{Q_0}{N_3}$		
Действительная степень термодинамического совершенства	$\eta_q = \frac{\varepsilon_q}{\varepsilon_K}$		

Таким образом, холодопроизводительность компрессора зависит от давления кипения и конденсации хладагента, которые в свою очередь определяется температурами охлаждаемой и охлаждающей сред, то есть внешними условиями работы холодильной машины.

Контрольные вопросы

1. *Что такое холодильная машина?*
2. *Назовите элементы холодильной установки.*
3. *Какие требования должны быть приняты во внимание при выборе схемы холодильной установки?*
4. *Какую роль выполняет теплообменник?*
5. *В каких случаях в схему включают маслоотделитель?*
6. *Как всасывание сухого или перегретого пара сказывается на работе компрессора холодильной машины?*
7. *От чего зависит холодильный коэффициент цикла?*

Лабораторная работа №3 Компрессоры холодильных машин

Цель работы: Изучение конструкции компрессора и детализировка этого компрессора, выполненная на рисунке, а также отдельные узлы и детали этого компрессора.

В холодильных машинах компрессоры предназначены для отсасывания пара из испарителя, что обеспечивает пониженное давление и температуру кипения хладагента, сжатие от давления кипения P_0 до давления конденсаций P_k и нагнетание в конденсатор.

Компрессоры холодильных машин должны соответствовать следующим требованиям:

- высокая надежность и достаточный ресурс работы основных узлов и компрессора в целом;
- высокая энергетическая эффективность в широком диапазоне изменения параметров работы компрессора (P , Q_0 и т.д.);
- возможность полной автоматизации работы компрессора;
- высокая степень герметизации;
- низкий уровень шума и механической вибрации;

- технологичность конструкций (высокая унификация деталей и узлов компрессора, доступность материалов для их изготовления, низкая материалоемкость);

- низкие скорости движения пара в клапанах и трактах компрессоров, работающих с хладагентами.

Все типы холодильных компрессоров могут быть отнесены к двум большим группам: объемные компрессоры, в которых газ сжимается в результате уменьшения замкнутого объема, и динамические, где силовое воздействие на газ осуществляется вращающимися лопатками. Внутри этих групп различают ряд типов.

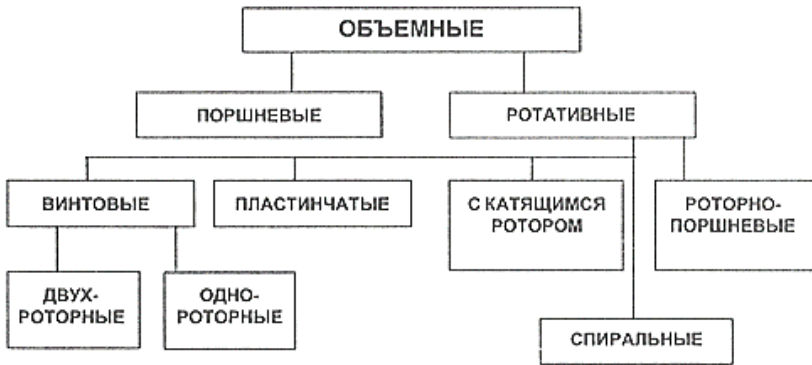


Рис.2. Классификация объемных компрессоров

Наиболее широко применяют поршневые, винтовые и центробежные компрессоры; ограниченное применение имеют многопластинчатые ротационные; в перспективе намечено расширение использования компрессоров ротативного типа, особенно роторно-поршневых и спиральных.

Компрессоры двойного действия (рис. 3, б) имеют шток, ползун и шатун. Сжатие паров холодильного агента в них обычно осуществляется в полостях с обеих сторон поршня. В компрессорах простого действия (рис. 3, а) пары сжимаются только с одной стороны поршня, другая полость цилиндра сообщается с картером компрессора.

В компрессорах прямоточного типа (рис. 3, в) пары в цилиндре движутся в одном направлении в течение всего цикла.

Всасывающий клапан размещается в днище поршня, нагнетательный - в крышке цилиндра. В компрессорах непрямоточного типа движение пара совпадает с направлением движения поршня.

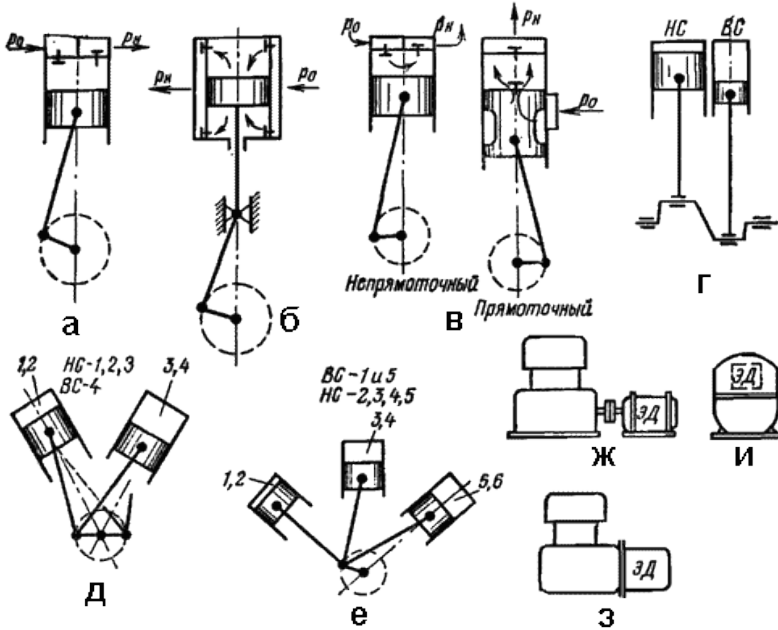


Рис.3. Схемы компрессоров:

а - простого действия; б - двойного действия; в - прямоточного и непрямоточного; г - двухступенчатого с разными диаметрами цилиндров; д - V-образного двухступенчатого с одинаковыми цилиндрами и соотношением количества цилиндров 3 : 1 (три цилиндра работают на низкой ступени, один - на высокой); е - W-образный; ж - с сальниковым уплотнением; з - бессальниковый; и - герметичный.

Если компрессор приводится в действие от отдельного электродвигателя с помощью клиноременной передачи или непосредственно от вала электродвигателя через муфту (рис. 3, ж), то при таком исполнении требуется установка сальника для уплотнения коленчатого вала в месте выхода его из картера. Сальник является слабым звеном компрессора, поэтому выпускают компрессоры бессальниковые (рис. 3, з) и компрессоры герметичные

(рис. 3, и). Отсутствие сальника повышает надежность работы компрессора.

Двухступенчатые поршневые компрессоры чаще всего выпускают в однокорпусном исполнении, как показано на рис. 3, г, д, е, где НС - низкая ступень, ВС - высокая ступень. Диаметр цилиндра высокой ступени меньше диаметра цилиндра НС (рис. 3, г). В другом варианте (рис. 3, д, е) двухступенчатый компрессор имеет одинаковые размеры цилиндров низкой и высокой ступени, но количество цилиндров, работающих в низкой ступени, больше (3:1, 6:2 и т. д.).

В некоторых случаях двухступенчатое сжатие осуществляется в двух компрессорах, из которых один низкой ступени, второй высокой ступени. На низкой ступени устанавливают компрессоры облегченного типа, рассчитанные для работы при низких температурах и небольшом перепаде давлений. Такие компрессоры называют бустер-компрессорами (поджимающие компрессоры), их нельзя использовать для работы по схеме одноступенчатого сжатия. На высокой ступени такого агрегата устанавливают обычные одноступенчатые компрессоры. Иногда и на низкой ступени используют одноступенчатые компрессоры. В этом случае повышается надежность работы установки, так как создается возможность в необходимых случаях работать по одноступенчатому циклу и компрессорами низкой ступени.

Аммиачные и фреоновые компрессоры, выпускаемые отечественной промышленностью, имеют условные обозначения (марку). Начинается марка компрессора с первой буквы названия холодильного агента: А - аммиак, Ф - фреон. Вторая буква обозначает расположение осей цилиндров и их число: В - вертикальные двухцилиндровые компрессоры, У - У-образные четырехцилиндровые. За буквенными обозначениями через дефис пишется число, показывающее холодопроизводительность компрессора в тысячах килокалорий в час при стандартных условиях (условном режиме). Например, АВ-100 - компрессор аммиачный вертикальный двухцилиндровый холодопроизводительностью 100000 ккал/ч; АУ-200 - аммиачный У-образный четырехцилиндровый, холодопроизводительность 200 000 ккал/ч.

Изучение конструкции герметичного компрессора

При выполнении работы пользуйтесь представленным текстом, рисунками, плакатами с изображением компрессора ФГС 0,7-3.

Компрессор ФГС 0,7-3 вместе с электродвигателем (рис.4), заключен в стальной неразъемный кожух 17. В нижней половине кожуха расположены три кронштейна 18 с пружинами амортизаторами, на которых установлен корпус компрессора 2.

Корпус компрессора – это чугунная отливка, имеющий венец 7 с посадочным местом для статора 9 электродвигателя. Рабочим цилиндром компрессора служит гильза 5 из антифрикционного чугуна, запрессованная в расточку корпуса. На торцевой плоскости цилиндра укреплен стальная доска 4 со всасывающим и нагнетательным отверстиями.

Всасывающая полость через трубу 8 сообщается с полостью кожуха компрессора. Нагнетательная полость соединена трубкой 1 со штуцером на компрессоре. Эксцентриковый чугунный вал 11 компрессора размещен вертикально, имеет два противовеса 12 и вращается в двух бронзовых подшипниках скольжения. Верхний подшипник 6 запрессован в расточку корпуса, нижний 13 установлен в опоре вала 14. Опора прикреплена к корпусу тремя болтами. В ее нижней части расположен подпятник 15, на который опирается вал компрессора и масляный сетчатый фильтр 16. На верхний конец вала напрессован ротор 10 электродвигателя, статор 9 запрессован в венец 7.

Выводные концы обмотки статора припаяны к стержням проходных контактов 20 (изоляторы), размещенных в верхней половине кожуха. Изоляторы

На кожухе компрессора расположен всасывающий клапан. Пар хладагента R_{12} из испарителя поступает в кожух и охлаждает электродвигатель, который рассчитан на работу в среде хладагента и масла. Затем пар по трубе 8 попадает во всасывающую полость и цилиндр. Сжатый пар выходит по нагнетательной трубке 1 к выходному штуцеру и далее в конденсатор.

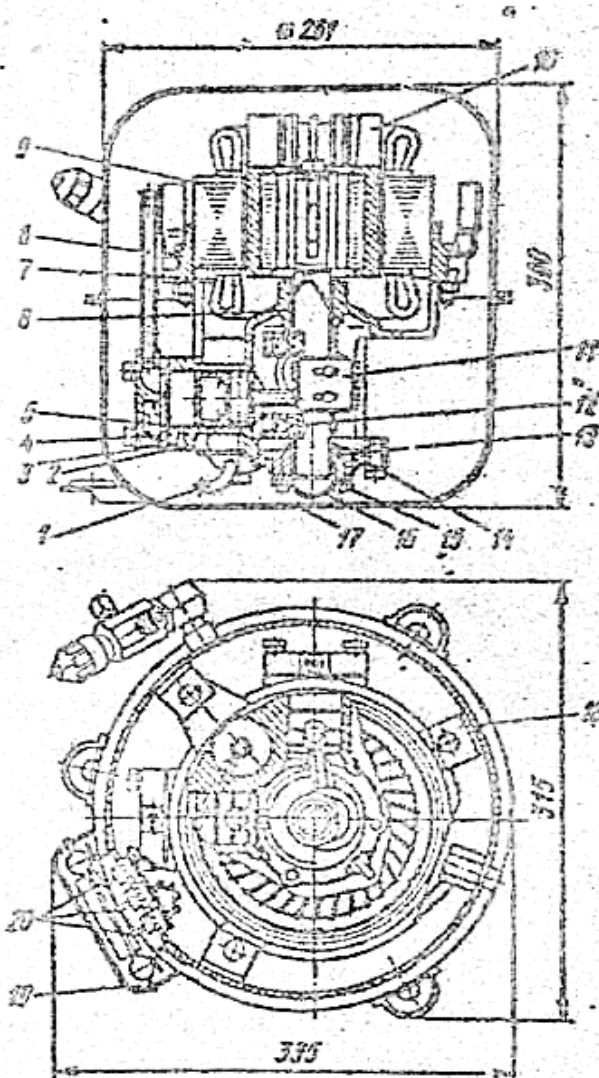


Рис. 4 - Компрессор герметичный поршневой ФГС 0.7-3

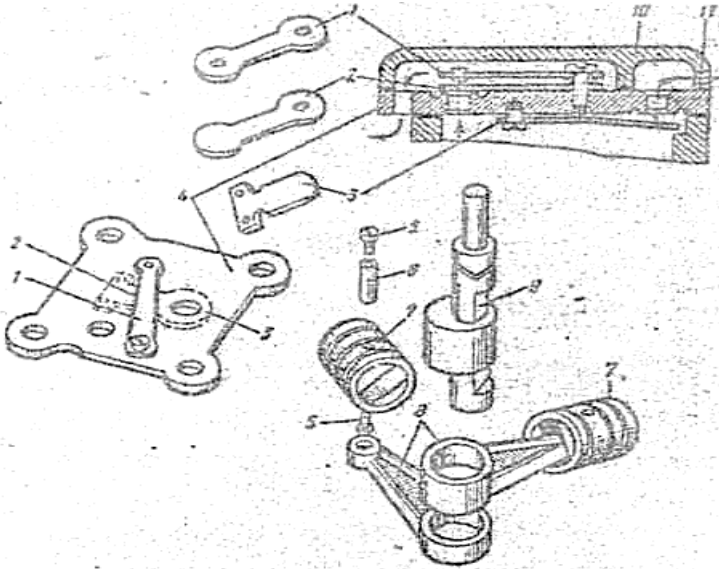


Рис.5. Детали герметичного поршневого компрессора ФГС 0.7-3 состоят из стальных втулок и токопроводящего железоникелевого стержня, залитых специальным изоляционным стеклом. С наружной стороны на проходные контакты насажена клемная колодка 19

Конструктивной особенностью герметичных поршневых компрессоров является наличие разгрузочных отверстий 3 в стенках цилиндров. Разгрузочные отверстия диаметром 0,5 мм расположены на середине хода поршня и соединяют полость цилиндра с полостью кожуха.

Шатунно-поршневая группа (рис.5) компрессора состоит из двух стальных поршней 7 без поршневых колец и из бронзовых шатунов 8 с неразъемными головками. Порам и шатуны соединены между собой пальцами 6, которые зафиксированы штифтами 5 в поршне. Над клапанной доской установлен нагнетательный пластинчатый клапан 2, подпружиненный рессорой 1. Под доской расположен язычковый всасывающий клапан 3. Клапанная доска закрыта головкой 10. Между клапанной доской и головкой установлены прокладки 11. Головка компрессора имеет две полости: всасывающую и нагнетательную.

Контрольные вопросы

1. Назовите функции компрессора?
2. Дайте классификацию компрессорам.
3. Какие поршневые компрессоры наиболее распространены?
4. Какие различия существуют между сальниковыми, бес-сальниковыми и герметичными компрессорами?
5. Компрессор ФГС 0,7-3, устройство и принцип действия.
6. Что представляет шатунно-поршневая группа компрессора?

Лабораторная работа №4

Расчет одноступенчатой компрессорной холодильной установки

Цель работы: Определить режимы и рассчитать параметры одноступенчатой компрессорной холодильной установки

Рассчитать схему аммиачной одноступенчатой компрессорной холодильной установки для следующих условий:

холодопроизводительность $Q_0 = 15-85 \text{ кВт}$;

температура хладоносителя на входе в испаритель $t_{\text{н1}} = -12 \dots -40^\circ\text{C}$;

температура на выходе из испарителя $t_{\text{н2}} = 18 \dots -47^\circ\text{C}$;

температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{\text{в2}} = 12-20^\circ\text{C}$; на выходе из конденсатора $t_{\text{в1}} = 15-25^\circ\text{C}$.

Установка работает без охладителя.

Схема установки приведена на рис.6.

В результате расчёта необходимо определить параметры в характерных точках схемы, тепловые нагрузки аппаратов, мощность компрессора, холодильный коэффициент и энергетический КПД установки.

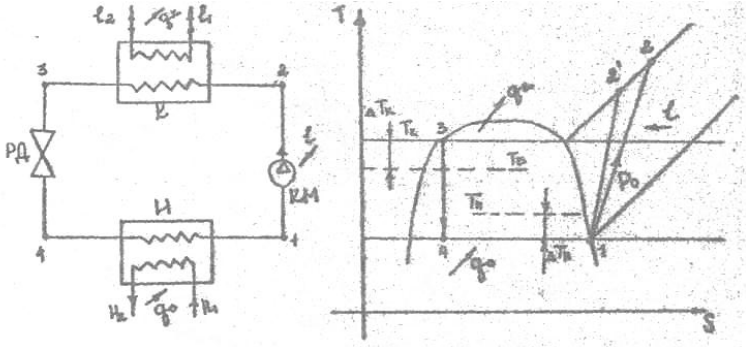


Рис.6 - Схема парожидкостной компрессионной холодильной установки и процесс в TS –диаграмме

Задаваясь минимальной разностью температур в испарителе $\Delta t_u = t_{н2} - t_0 = 3^\circ\text{C}$ определим расчётную температуру испарения (рис.7).

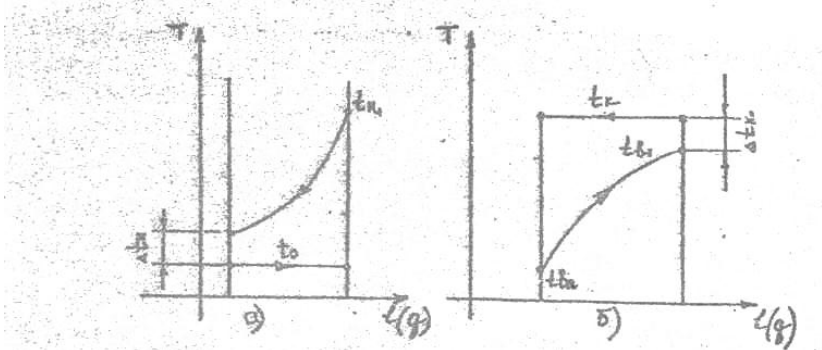


Рис.7 - Графики изменения температур потоков:
а) в испарителе; б) в конденсаторе

$$t_{o1} = t_{н2} - \Delta t_u = -15 - 3 = -18^\circ\text{C}$$

$$t_{o2} = -18 - 3 = -24^\circ\text{C}; t_{o16} = -47 - 3 = -50^\circ\text{C}$$

Принимая минимальную разность температур в конденсаторе $\Delta t_k = t_k - t_{в1} = 5^\circ\text{C}$, определяем расчётную температуру конденсации

$$t_k = \Delta t_k + t_{в1}$$

$$t_{к1} = 15 + 5 = 20^{\circ}\text{C}; t_{к2} = 17 + 5 = 22^{\circ}\text{C}$$

$$t_{к16} = 21 + 5 = 26^{\circ}\text{C}$$

По TS-диаграмма или термодинамическим таблицам аммиака находим параметры рабочего агента в следующих характерных точках схемы:

$$1) t_1 = t_0 = 18^{\circ}\text{C}; P_1 = 2,117 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; i = 1658,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \upsilon_1 = 0,58 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$2) t_2 = 40^{\circ}\text{C}; P_2 = 15,85 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; i_2 = 1709,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$3) t_3 = 20^{\circ}\text{C}; P_3 = 15,85 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; i_3 = 512,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$4) t_4 = -18^{\circ}\text{C}; P_4 = 2,117 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}; i_4 = 336,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

1. Удельная тепловая нагрузка испарителя

$$q_3 = i_1 - i_4 = 1658,5 - 336,3 = 1322,2 \text{ кДж/кг};$$

2. Массовый расход аммиака

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{10}{1322,2} = 0,0075 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 0,45 \text{ кг/ч};$$

Принимая электромеханический и внутренний КПД компрессора соответственно $\eta_m = 0,9$ и $\eta_i = 0,8$, определяем энтальпию рабочего агента на выходе из компрессора.

$$3. i_2 = i_1 + \frac{l_a}{\eta_i} = i_1 + \frac{i'_2 - i_1}{\eta_i} = 1638,5 + \frac{1709,8 - 1658,5}{0,8} = 1657,5 +$$

$$64,1 = 1722,5 \text{ кДж/кг};$$

4. Удельная внутренняя работа компрессора

$$i_B = i_2 - i_1 = 1709,8 - 1558,5 = 51,3 \text{ кДж/кг};$$

5. Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_k = i_2 - i_3 = 1709,8 - 512,4 = 1197,4 \text{ кДж/кг};$$

6. Проверка сходимости энергетического баланса установки

$$q = l_B - q_0 = 51,3 + 1322,2 = 1373,5 \text{ кДж/кг};$$

7. Объемная производительность компрессора

$$V_a = G \cdot \upsilon_1 = 0,45 \cdot 0,58 = 0,251 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} = 0,00435 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

8. Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_k = G \cdot q_k = 0,0075 \cdot 1197,4 = 8,98 = 9 \text{ кДж/с};$$

9. Удельная работа компрессора

$$l_k = \frac{l_B}{\eta_{эм}} = \frac{51,3}{0,9} = 57 \text{ кДж/кг};$$

10. Удельный расход электроэнергии на единицу выработанного холода

$$\mathfrak{E}_x = \frac{l_k}{q_0} = \frac{l_a}{\eta_i \cdot \eta_{эм} \cdot q_0} = \frac{57}{1322,2} = 0,0431;$$

11. Электрическая мощность компрессора

$$N_э = l_k \cdot G = 57 \cdot 0,0075 = 0,4275 \text{ кВт}$$

12. Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k} = \frac{1322,2}{57} = 23,3;$$

13. Определяем среднюю температуру хладоносителя

$$T_{н.ср} = \frac{T_{н1} - T_{н2}}{l_n \frac{T_{н1}}{T_{н2}}}$$

14. Определяем коэффициент работоспособности холода

$$(\tau_d)_н = 1 - \frac{T_{рс}}{T_{н.ср}}$$

Исходные данные

№	Q ₀ , кВт	Температура хладоносителя, °С		Температура охлаждающей воды, °С		Δt _н	Δt _к
		На выходе t _{н1}	На выходе t _{н2}	На входе t _{в1}	На входе t _{в2}		
1	10	-10	-15	10	15		
2	15	-12	-18	12	17		
3	20	-15	-22	14	19		
4	25	-16	-24	16	21		
5	30	-18	-25	18	23		
6	35	-20	-27	20	25		
7	40	-22	-29	10	15		
8	45	-24	-30	12	17		
9	50	-26	-32	14	19		
10	55	-28	-34	16	21		
11	60	-30	-36	18	23		
12	65	-32	-38	20	25		
13	70	-35	-40	10	15		
14	75	-36	-42	12	17		
15	80	-38	-45	14	19		
16	85	-40	-47	16	21		

Контрольные вопросы

1. Назовите основные узлы холодильной установки.
2. Какую роль выполняет испаритель, компрессор, конденсатор и регулирующий вентиль?
3. Назовите системы охлаждения.
4. Назовите перечень распространенных холодильных агрегатов.
5. Водные растворы каких солей используют в холодильной технике.
6. Какие типы конденсаторов и испарителей используются в холодильной технике.
4. Перечислите наиболее распространенные рабочие вещества холодильных машин.

Лабораторная работа №5 Сравнительный анализ основных свойств хладагентов

Цель работы: изучение термодинамических и физико-химических параметров холодильных агентов: аммиака и фреонов R22, анализ достоинств и недостатков хладагентов путем составления таблицы их основных свойств.

Холодильный агент - это вещество, совершающее в холодильной машине обратный круговой процесс, в результате которого тепло от охлаждаемой среды передается среде с более высокой температурой - воде или воздуху.

В паровых холодильных машинах тепло от охлаждаемой среды отнимается за счет кипения холодильного агента при низких температурах и отдается окружающей среде при его конденсации.

Требования к холодильным агентам

В качестве холодильных агентов применяют вещества, которые должны соответствовать необходимым требованиям: термодинамическим, физико-химическим, физиологическим, экономическим.

Требования к термодинамическим свойствам холодильных агентов. К термодинамическим свойствам холодильных агентов относятся: нормальная температура кипения (при 760 мм рт. ст. = 0,10133 Мпа), давление в испарителе и конденсаторе, теплота парообразования, объемная холодопроизводительность, температура замерзания, положение критической точки и др.

Нормальная температура кипения хладагента должна быть низкой, что дает возможность избежать вакуума в испарителе.

Давление в испарителе при рабочих температурах кипения желательно иметь выше атмосферного, чтобы избежать вакуума. При наличии вакуума возможно проникновение в систему воздуха, что ухудшает работу машины. Это требование можно выполнить, применяя холодильные агенты с низкими температурами кипения при атмосферном давлении.

Давление в конденсаторе при обычных температурах охлаждающей среды не должно быть чрезмерно высоким. Снижение предельного давления в машине дает возможность облегчить конструкцию. Кроме того, снижаются требования к уплотнению и уменьшается опасность утечки холодильного агента.

Объемная холодопроизводительность агента q_v для поршневых компрессионных машин должна быть по возможности большей, так как при этом уменьшаются объем засасываемого компрессором пара $V = G \cdot v_1 = Q_0 / q_v$ и, следовательно, размеры компрессора.

Турбокомпрессорные холодильные машины экономичнее работают при больших объемах всасывания, поэтому для них пригодны холодильные агенты с малой объемной холодопроизводительностью.

Температура замерзания холодильного агента должна быть значительно ниже рабочей температуры кипения, с тем чтобы исключить возможность замерзания его в испарителе.

Критическая температура должна быть достаточно высокой, чтобы можно было осуществить процесс сжижения при температуре окружающей среды, а также для обеспечения более экономичной работы машины (при приближении к критической точке уменьшается теплота парообразования, а значит, и холодо-

производительность 1 кг холодильного агента, увеличиваются затраты работы в цикле холодильной машины и потери при дросселировании.).

Требования к физико-химическим свойствам холодильных агентов. Плотность и вязкость желательны самые небольшие, так как при таких условиях снижается сопротивление движению холодильного агента по системе и, следовательно, уменьшаются потери давления.

Коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи должны быть высокие, что улучшает работу теплообменных аппаратов (испарителя и конденсатора) вследствие повышения интенсивности теплоотдачи.

Важное свойство холодильного агента - *растворимость в масле*. Если агент не растворяется в масле, то из цилиндра компрессора меньше уносится масла, отсутствует пена в испарителе, не меняется температура кипения при постоянном давлении, в то время как для растворимого холодильного агента температура кипения зависит от концентрации масла. Однако масло, попадающее с нерастворимым агентом в теплообменные аппараты, оседает на поверхности и ухудшает теплопередачу.

Растворимость холодильного агента в масле имеет и свои преимущества: создаются благоприятные условия смазки компрессора, так как масло с холодильным агентом проникает в труднодоступные места; интенсивность теплопередачи в испарителе и конденсаторе не снижается благодаря тому, что слой масла с теплопередающей поверхностью почти полностью смывается.

Малая растворимость холодильного агента в воде - отрицательное свойство.

При попадании влаги в систему могут образоваться ледяные пробки, нарушающие циркуляцию холодильного агента. *Течучесть* через неплотности в соединениях и поры металла должна быть минимальной. Поскольку норма зарядки бытовой системы хладагентом строго дозирована, утечка его при эксплуатации агрегата не должна превышать 2 - 5 г в год.

Холодильный агент должен быть также химически инертным по отношению к металлам и другим материалам, которые

применяются в машине, не быть горючим, взрывоопасным и не разлагаться при высоких и низких температурах.

Физиологические требования. Холодильный агент должен быть безопасен для организма человека и не оказывать отрицательного воздействия на качество пищевых продуктов.

Экономические требования. Стоимость холодильного агента не должна быть высокой.

Хладагенты, отвечающие перечисленным требованиям, найти практически невозможно, поэтому в каждом отдельном случае выбирают хладагент с учетом конкретных условий работы холодильной машины, ее конструктивных особенностей, и предпочтение следует отдавать таким, которые удовлетворяют принципиальным и определяющим требованиям.

Альтернативными веществами могут быть чистые (простые) вещества и смеси. Предпочтение отдается, прежде всего, чистым веществам.

Характеристика хладагентов

Хладагент R717. Химическая формула NH_3 (аммиак). Относится к группе ГФУ (HFC). Из «натуральных» хладагентов R717 стоит на одном из первых мест в качестве альтернативы R22 и R502. Производство аммиака в мире достигает 120 млн. т, и лишь малая часть его (до 5%) используется в холодильной технике.

Аммиак не разрушает озоновый слой ($\text{ODP} = 0$) и не вносит прямого вклада в увеличение парникового эффекта ($\text{GWP} = 0$). Газ с резким удушливым запахом, вредный для организма человека. Предельно допустимая концентрация в воздухе $0,02 \text{ мг/дм}^3$, что соответствует объемной доле его $0,0028 \%$. В соединении с воздухом при объемной доле $16 - 26,8 \%$ и наличии открытого пламени аммиак взрывоопасен. Температура воспламенения с воздухом $651 \text{ }^\circ\text{C}$.

Пары аммиака легче воздуха, он хорошо растворяется в воде (один объем воды может растворить 700 объемов аммиака, что исключает замерзание влаги в системе). Минеральные масла аммиак почти не растворяет. На черные металлы, алюминий и фосфористую бронзу не действует, однако в присутствии влаги

разрушает цветные металлы (цинк, медь и ее сплавы). Массовая доля влаги в аммиаке не должна превышать 0,2%.

По термодинамическим свойствам аммиак - один из лучших хладагентов: по объемной холодопроизводительности он значительно превышает R12, R11, R22 и R502, имеет более высокий коэффициент теплоотдачи, что позволяет применять в теплообменных аппаратах трубы меньшего диаметра при заданной холодопроизводительности. Из-за резкого запаха аммиака появление течи в холодильной системе легко обнаруживается обслуживающим персоналом. Именно по этим причинам R717 нашел широкое применение в крупных холодильных установках. Хладагент R717 имеет низкую стоимость.

Один из недостатков аммиака - более высокое значение показателя адиабаты (1,31) по сравнению с R22 (1,18) и R12 (1,14), что приводит к значительному увеличению температуры нагнетания. В связи с этим предъявляют жесткие требования к термической стабильности холодильных масел, используемых в сочетании с аммиаком в течение длительного времени при эксплуатации установки. Конденсатор должен иметь развитую поверхность теплообмена, в результате чего возрастает его металлоемкость.

Аммиак имеет чрезвычайно высокое значение теплоты парообразования, вследствие чего сравнительно мал массовый расход циркулирующего хладагента (13 - 15% по сравнению с R22). Это благоприятное качество для крупных холодильных установок, но затрудняет регулировку подачи аммиака в испаритель при малых мощностях.

Дополнительные сложности при создании холодильного оборудования вызывает высокая активность аммиака по отношению к меди и медным сплавам, поэтому трубопроводы, теплообменники и арматуру выполняют из стали. Из-за высокой токсичности и горючести аммиака сварные соединения тщательно контролируют. Вследствие высокой электропроводности R717 затруднено создание полугерметичных и герметичных компрессоров.

Хладагент R22. Дифторхлорметан относится к группе ГХФУ (HCFC). Имеет низкий потенциал разрушения озона (ODP = 0,05), невысокий потенциал парникового эффекта (GWP =

1700). Это бесцветный газ со слабым запахом хлороформа, более ядовит, чем R12, невзрывоопасен и негорюч. По сравнению с R12 хладагент R22 хуже растворяется в масле, но легко проникает через неплотности и нейтрален к металлам. Для R22 холодильной промышленностью выпускаются холодильные масла хорошего качества. При температуре выше

330 °С в присутствии металлов R22 разлагается. Хладагент R22 слабо растворяется в воде, объемная доля влаги в нем не должна превышать 0,0025 %. Коэффициент теплоотдачи при кипении и конденсации на 25 - 30% выше, чем у R12, однако R22 имеет более высокие давление конденсации и температуру нагнетания (в холодильных машинах). Предельно допустимая концентрация R22 в воздухе 3000 мг/м³ при длительности воздействия 1 ч. Этот хладагент широко применяют для получения низких температур в холодильных компрессионных установках, в системах кондиционирования и тепловых насосах. В холодильных установках, работающих на R22, необходимо использовать минеральные или алкилбензолные масла.

Имеются определенные стандарты для сравнения различных хладагентов и холодильных агрегатов. В холодильной промышленности разработаны условия, известные под названием стандартных условий в различных точках холодильного цикла: температура кипения -15 °С; температура жидкости перед регулятором потока 25 °С; температура всасывания пара -10 °С. Используя эти стандартные условия, можно сделать правильные выводы при сравнении любых двух хладагентов.

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

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

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

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

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

Контрольные вопросы

- 1. Теплофизические, физико-химические и физико-биологические свойства холодильных агентов.*
- 2. Провести самостоятельный анализ достоинств и недостатков наиболее широко применяемых в холодильных установках пищевой промышленности хладагентов.*
- 3. Дать сравнительную характеристику основных свойств указанных хладагентов, заполнив таблицу в тетради по предлагаемым параметрам и написать вывод о достоинствах и недостатках рассматриваемых хладагентов.*

Список литературы

1. Круглов, Г. А. Теплотехника [Текст] : учеб.пособие; рек. УМО вузов РФ / Г. А. Круглов, И. Г. Булгакова, Е. С. Круглова. – СПб. : Лань, 2010. – 207, [1] с. – (Учебники для вузов.Специальная литература)

2.Буянов, О.Н. Холодильное технологическое оборудование [Электронный ресурс]: учебное пособие; рек. Сиб. рег. УМЦ высш. проф. образ.для межвузовского использования / О.Н. Буянов, Н.Н. Воробьева, А.В. Усов; Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – 2-е изд., перераб. и доп. – Кемерово, 2009. – 200 с. / www.e.lanbook.com.

3. Амерханов Р.А. Теплотехника: учебник для вузов /Р.А.Амерханов, Б.Х. Драганов.- 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Энергоатомиздат, 2006

4. Примеры и задачи по холодильной технологии пищевых продуктов. Теплофизические основы: учеб.пособ. с грифом./ А.В. Бараненко.- СПб: ГИОРД, 2008.- 266,[6]с.

5. Тепло и хладотехника. Направление: 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья». Профиль: «Технология хлеба, кондитерских и макаронных изделий» [Электронный ресурс] : УМК дисциплины Б3.Б3 / сост. С.П. Присяжная; ДальГАУ ТФ. – 290Мб. – Благовещенск : ДальГАУ, 2013. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM)

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Термодинамические свойства R₂₂ в состоянии насыщения

Температура, °С	Давление абсолютное, МПа	Объем удельный м ³ /кг		Энтальпия удельная, кДж/кг		Энтропия удельная кДж/(кг·К)	
		Жидкости $V'_{м^3/кг} \cdot 10^3$	Пара V''	Жидкости i'	Пара i''	Жидкости S'	Пара S''
-48	0,071	0,70	0,294	345	584	3,78	4,84
-46	0,079	0,70	0,268	347	585	3,79	4,83
-44	0,087	0,70	0,244	350	586	3,80	4,83
-42	0,096	0,71	0,223	352	586	3,81	4,82
-40	0,105	0,71	0,205	354	587	3,82	4,82
-38	0,116	0,71	0,188	356	588	3,82	4,82
-36	0,127	0,71	0,172	358	589	3,84	4,81
-34	0,138	0,73	0,159	361	590	3,85	4,81
-32	0,151	0,72	0,146	363	591	3,86	4,80
-30	0,164	0,72	0,135	365	592	3,87	4,80
-28	0,179	0,73	0,125	367	593	3,88	4,79
-26	0,194	0,73	0,115	370	594	3,88	4,79
-24	0,210	0,73	0,107	372	594	3,89	4,79
-22	0,228	0,74	0,099	374	595	3,90	4,78
-20	0,246	0,74	0,092	376	596	3,91	4,78
-18	0,265	0,74	0,085	379	597	3,92	4,78
-16	0,286	0,75	0,080	381	598	3,93	4,77
-14	0,308	0,75	0,075	384	599	3,94	4,77
-12	0,331	0,75	0,070	386	600	3,95	4,77
-10	0,356	0,76	0,065	388	600	3,96	4,76
-8	0,381	0,76	0,061	391	601	3,97	4,76
-6	0,408	0,77	0,057	399	602	3,974	4,756
-4	0,437	0,77	0,053	395	603	3,983	4,753
-2	0,467	0,77	0,050	398	603	3,991	4,750
0	0,499	0,78	0,047	400	604	4,000	4,748
2	0,532	0,78	0,044	402	605	4,009	4,745
4	0,567	0,79	0,044	405	606	4,017	4,742

Продолжение прил. 1

Температура, °С	Давление абсолютное, МПа	Объем удельный м ³ /кг		Энтальпия удельная, кДж/кг		Энтропия удельная кДж/(кг·К)	
		Жидкости V' м ³ /кг · 10 ³	Пара V''	Жидкости i'	Пара i''	Жидкости S'	Пара S''
6	0,603	0,79	0,039	407	606	4,026	4,739
8	0,641	0,79	0,037	410	607	4,034	4,737
10	0,681	0,80	0,035	412	608	4,043	4,734
12	0,723	0,80	0,033	414	608	4,051	4,731
14	0,767	0,81	0,031	417	609	4,059	4,729
16	0,812	0,81	0,030	419	610	4,068	4,726
18	0,860	0,82	0,027	422	610	4,076	4,724
20	0,910	0,82	0,026	424	611	4,084	4,721
22	0,961	0,83	0,025	427	612	4,093	4,719
24	1,015	0,83	0,023	429	612	4,100	4,716
26	1,071	0,84	0,022	432	613	4,109	4,714
28	1,130	0,85	0,022	434	613	4,117	4,712
30	1,190	0,85	0,020	437	614	4,126	4,710
32	1,253	0,86	0,019	439	614	4,134	4,707
34	1,319	0,86	0,018	442	615	4,142	4,704
36	1,387	0,87	0,017	444	615	4,150	4,702
38	1,457	0,87	0,016	447	615	4,158	4,699
40	1,530	0,88	0,015	450	616	4,166	4,697
42	1,606	0,89	0,014	452	616	4,174	4,694
44	1,685	0,90	0,014	455	616	4,183	4,692
46	1,766	0,91	0,013	457	617	4,191	4,689
48	1,851	0,91	0,012	460	617	4,199	4,687
50	1,983	0,92	0,012	463	617	4,207	4,684

Приложение 2

Термодинамические свойства R12 в состоянии насыщения

Температура, °C	Давление абсолютное, МПа	Объем удельный м ³ /кг		Энтальпия удельная, кДж/кг		Энтропия удельная кДж/(кг·К)	
		Жидкости $V' \cdot 10^3$ м ³ /кг	Пара V''	Жидкости i'	Пара i''	Жидкости S'	Пара S''
-50	0,039	0,65	0,383	355	529	3,82	4,60
-48	0,043	0,65	0,348	356	530	3,82	4,60
-46	0,048	0,65	0,317	358	531	3,83	4,59
-44	0,053	0,65	0,289	360	532	3,84	4,59
-42	0,058	0,66	0,264	362	533	3,85	4,59
-40	0,064	0,66	0,242	363	534	3,86	4,59
-38	0,071	0,66	0,222	365	535	3,86	4,58
-36	0,077	0,66	0,204	367	535	3,87	4,58
-34	0,085	0,67	0,188	369	536	3,88	4,58
-32	0,092	0,67	0,173	370	537	3,89	4,58
-30	0,101	0,67	0,160	372	538	3,89	4,58
-28	0,110	0,67	0,147	374	539	3,90	4,57
-26	0,119	0,67	0,137	375	540	3,91	4,57
-24	0,129	0,68	0,127	378	541	3,92	4,57
-22	0,140	0,68	0,117	380	542	3,92	4,57
-20	0,151	0,69	0,109	381	543	3,93	4,57
-18	0,163	0,69	0,102	383	544	3,94	4,57
-16	0,176	0,69	0,095	385	544	3,94	4,57
-14	0,190	0,69	0,088	387	546	3,95	4,56
-12	0,204	0,70	0,082	389	547	3,96	4,56
-10	0,220	0,70	0,077	391	548	3,97	4,56
-8	0,236	0,70	0,072	392	548	3,97	4,56
-6	0,253	0,71	0,067	394	549	3,98	4,56
-4	0,271	0,71	0,063	396	550	3,99	4,56
-2	0,289	0,71	0,059	398	551	3,99	4,56
0	0,309	0,72	0,056	400	552	4,00	4,56
2	0,33	0,72	0,052	402	553	4,01	4,56

Продолжение прил. 2

Температура, °С	Давление абсолютное, МПа	Объем удельный м ³ /кг		Энтальпия удельная, кДж/кг		Энтропия удельная кДж/(кг·К)	
		Жидкости $V'_{\text{м}^3/\text{кг}} \cdot 10^3$	Пара V''	Жидкости i'	Пара i''	Жидкости S'	Пара S''
4	0,35	0,72	0,049	404	554	4,01	4,56
6	0,37	0,73	0,046	406	555	4,02	4,55
8	0,40	0,73	0,044	408	556	4,03	4,55
10	0,42	0,73	0,041	410	556	4,03	4,55
12	0,45	0,74	0,039	411	557	4,04	4,55
14	0,48	0,74	0,037	413	558	4,05	4,55
16	0,51	0,75	0,035	415	559	4,05	4,55
18	0,54	0,75	0,033	417	560	4,06	4,55
20	0,57	0,75	0,031	419	561	4,07	4,55
22	0,60	0,76	0,028	421	562	4,07	4,55
24	0,63	0,76	0,028	423	562	4,08	4,55
26	0,67	0,77	0,026	425	563	4,09	4,55
28	0,70	0,77	0,025	427	564	4,09	4,55
30	0,74	0,77	0,024	429	565	4,10	4,55
32	0,78	0,78	0,023	431	565	4,11	4,55
34	0,82	0,78	0,021	433	566	4,11	4,55
36	0,87	0,79	0,020	435	567	4,12	4,55
38	0,91	0,79	0,019	437	568	4,13	4,55
40	0,96	0,80	0,018	439	568	4,13	4,55
42	1,00	0,80	0,018	441	569	4,13	4,55
44	1,06	0,81	0,017	443	570	4,14	4,54
46	1,11	0,81	0,016	445	571	4,15	4,54
48	1,16	0,82	0,015	447	571	4,16	4,54
50	1,21	0,83	0,014	449	572	4,16	4,54

Приложение 3

Параметры насыщенных паров аммиака NH_3

Температура, °С	Давление абсолютное, МПа	Объем удельный м ³ /кг		Энтальпия удельная, кДж/кг		Теплота парообразования, г	
		Жидкости $V' \text{ м}^3/\text{кг} \cdot 10^3$	Пара V''	Жидкости i'	Пара i''	кДж/кг	ккал/кг
-31	0,11386	1,4730	1,0060	277,8	1639,2	1361,5	325,19
-30	0,11954	1,4757	0,9630	282,2	1640,8	1358,6	324,49
-29	0,12543	1,4764	0,9204	266,8	1642,4	1355,6	323,79
-28	0,13160	1,4611	0,8601	291,2	1644,0	1352,7	323,08
-27	0,13798	1,4739	0,6416	295,7	1645,4	1349,7	322,37
-26	0,14465	1,4867	0,8055	300,2	1646,9	1346,7	321,66
-25	0,15163	1,4695	0,7712	304,7	1648,4	1343,7	320,94
-24	0,15677	1,4923	0,7366	309,2	1649,9	1340,8	320,22
-23	0,16622	1,4951	0,7076	313,7	1651,3	1337,6	319,49
-22	0,17397	1,4980	0,6782	318,2	1652,9	1334,6	318,76
-21	0,16201	1,5008	0,6502	322,8	1604,3	1331,5	318,03
-20	0,19025	1,4951	0,6235	327,3	1655,7	1326,4	317,29
-19	0,19676	1,5066	0,5963	331,8	1657,2	1325,3	316,55
-18	0,20763	1,5096	0,5742	336,3	1658,5	1322,2	315,80
-17	0,21683	1,5125	0,5513	340,8	1659,9	1319,1	315,05
-16	0,22543	1,5155	0,5295	345,4	1661,1	1325,8	314,29
-15	0,23634	1,5185	0,5087	350,0	1662,7	1312,7	313,53
-14	0,24654	1,6215	0,4889	353,7	1664,0	1309,5	312,76
-13	0,20704	1,5246	0,4700	359,1	1665,3	1306,2	311,99
-12	0,26792	1,5246	0,4520	363,6	1666,6	1303,0	311,21
-11	0,27920	1,6307	0,4548	368,2	1667,9	1299,7	310,43
-10	0,29087	1,5338	0,4184	372,7	1669,2	1296,4	309,64
-9	0,30293	1,5369	0,4026	377,3	1670,4	1293,1	308,85
-8	0,31641	1,5400	0,3678	381,9	1671,7	1289,8	308,06
-7	0,32823	1,5432	0,3735	386,4	1672,9	1286,4	307,25
-6	0,34138	1,6464	0,3599	391,0	1674,1	1283,0	306,45
-5	0,35490	1,5496	0,3469	395,6	1675,3	1279,6	305,64
-4	0,36683	1,5528	0,3344	400,2	1676,3	1276,3	304,83
-3	0,38324	1,5561	0,3225	404,8	1677,3	1272,8	304,01
-2	0,39815	1,5594	0,3111	409,4	1678,8	1269,4	303,19
-1	0,41354	1,5627	0,3002	414,0	1680,0	1265,9	301,36
0	0,42943	1,5660	0,2897	418,7	1681,1	1262,4	301,52
+2	0,46248	1,5727	0,2700	427,9	1683,3	1255,4	299,84
+24	0,97230	1,6546	0,1322	531,5	1702,2	1170,8	279,65
+25	1,0027	1,6588	0,1283	536,3	1703,0	1166,7	278,66
+26	1,0340	1,6630	0,1245	541,1	1703,6	1162,5	277,66
+27	1,0650	1,6672	0,1209	545,9	1704,1	1158,3	276,65
+28	1,0985	1,6714	0,1174	550,7	1704,8	1154,0	275,54
+29	1,1324	1,6757	0,1140	555,5	1705,3	1149,8	274,62
+30	1,1665	1,6800	0,1107	560,4	1705,8	1145,5	273,59
+32	1,2370	1,6868	0,1045	570,1	1706,6	1136,7	271,50
+34	1,3115	1,6977	0,0986	579,8	1707,7	1127,9	269,39
+36	1,3891	1,7069	0,0932	589,6	1708,5	1118,9	267,24
+38	1,4700	1,7162	0,0881	599,4	1709,2	1109,8	265,06
+40	1,5545	1,7257	0,0633	609,3	1709,8	1100,5	262,85

Приложение 4

Единицы физических величин	Па	бар	мм.рт.ст	мм.вод.ст	кгс/см ²
Паскаль	1	10^{-5}	$7,5 \cdot 10^{-3}$	0,102	$1,02 \cdot 10^3$
Бар	10^3	1	$7,5 \cdot 10^2$	$1,02 \cdot 10^4$	1,02
Миллиметр ртутного столба	133,3	$133,3 \cdot 10^{-5}$	1	13,6	$1,36 \cdot 10^{-3}$
Миллиметр водного столба	9,81	$9,81 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-2}$	1	10^{-4}
Киллограмм – сила на кв. сантиметр	$9,81 \cdot 10^4$	0,981	$7,35 \cdot 10^2$	10^4	1

Приложение 5

Молекулярные массы, плотности и объем киломолей при нормальных условиях и газовые постоянные важнейших газов

Вещество	Хим. обозначение	Молекулярная масса	Плотность в кг/м	Объем киломоля м/кг	Газовая постоянная Дж/(кг/К)
Воздух	-	28,96	1,293	22,40	287,0
Водород	H ₂	2,016	0,090	22,43	4124,0
Метан	CH ₄	16,032	0,717	22,39	518,8
Этилен	C ₂ H ₄	28,052	1,251	22,39	296,6
Коксовый газ	-	11,50	0,515	22,33	721,0
Аммиак	NH ₃	17	0,711	22,08	488,8

Приложение 6

Интерполяционные формулы для истинных и средних мольных теплоемкостей газа

Газ	Мольная теплоемкость при p=const, в кДж/(кмоль*К)	
	истинная	средняя
Воздух H ₂ O	В пределах 0...1000 $\mu_{cp}=28,7558+0,0057208t$	В пределах 0...1000 $\mu_{cp}=28,8270+0,0027080 t$
Воздух H ₂ O	$\mu_{cp}=32,8367 + 0,0116600t$ В пределах 1000...2700 $\mu_{cp} = 32,9564 + 0,0017806t$ $\mu_{cp}=40,2393+0,0059854t$	$\mu_{cp}= 33,1494+0,0052749 t$ В пределах 1000...2700 $\mu_{cp} = 30,1533 + 0,0016973t$ $\mu_{cp}=34,5118+0,0045979t$

Приложение 7

**Интерполяционные формулы для средних и объемных
теплоемкостей газов**

Газ	Теплоемкость, в кДж/(кг·К)	
	массовая	Объемная
Воздух	$C_{pT}=0,995+0,00009349t$	$C_{pT}=1,2870+0,00012091 t$
H ₂ O	$C_{6T}=0,7084+0,00009349t$	$C_{Vm}=0,9161+0,00012091 t$
	$C_{pT}=1,8401+0,00029278t$	$C_{pT}=1,4800+0,00023551t$
	$C_{Vm}=1,3783+0,00029278t$	$C_{Vm}=1,5091+0,00023551t$

Приложение 8



Рисунок к лабораторной работе №1

Учебное издание

*Гартованная Елена Александровна,
Ермолаева Анна Владимировна*

ТЕПЛО- И ХЛАДОТЕХНИКА.
ОСНОВЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Лабораторный практикум

*для студентов всех форм обучения по направлениям
подготовки бакалавров*

19.03.03 – Продукты питания животного происхождения;

*19.03.04 – Технология продукции и организация
общественного питания*

В редакции составителей

Компьютерная верстка Н.Н. Федотовой

Лицензия ЛР 020427 от 25.04.1997 г.

Подписано к печати 13.01.2017 г. Формат 60×90/16.

Уч.-изд.л. – 2,0. Усл.-п.л. – 2,8.

Тираж 50 экз. Заказ 23.

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии
издательства Дальневосточного государственного аграрного университета
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86

