

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ХОЛОДИЛЬНОЕ И
ТОРГОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

СОДЕРЖАНИЕ

ЛЕКЦИЯ 1	
<i>ВВЕДЕНИЕ. ФИЗИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР.....</i>	4
ЛЕКЦИЯ 2	
<i>СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.....</i>	10
ЛЕКЦИЯ 3	
<i>КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.....</i>	18
ЛЕКЦИЯ 4	
<i>ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ.....</i>	31
ЛЕКЦИЯ 5	
<i>СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ.....</i>	37
ЛЕКЦИЯ 6	
<i>ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.....</i>	44
ЛЕКЦИЯ 7	
<i>АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ.....</i>	51
РЕКОМЕНДОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	57

ЛЕКЦИЯ 1

ВВЕДЕНИЕ.

ФИЗИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР.

- 1. Краткая история развития холодильной техники.*
- 2. Ледяное и льдосоленое охлаждение.*
- 3. Охлаждение при фазовых переходах.*
- 4. Дросселирование.*
- 5. Адиабатическое расширение.*
- 6. Вихревой эффект.*
- 7. Термоэлектрическое охлаждение.*

Способы аккумуляции и использования естественного холода известны много столетий. К ним относят: накапливание льда и снега в специальных ледниках, хранение продуктов в глубоких ямах (использование низкой средней температуры грунта), охлаждение воды при ее испарении.

Первая в мире холодильная машина была сконструирована в 1834 г. в Лондоне и работала на этиловом эфире, но широкого распространения не нашла. В 1872 г. англичанин Бойль изобрел аммиачную холодильную машину, которая положила начало промышленного использования холодильной техники.

Первоначально искусственное охлаждение в широких масштабах стали применять при заготовке и транспортировке пищевых продуктов. Первая установка для замораживания мяса была построена в г.Сиднее в 1861 г. В этом же году (и тоже в Австралии) на нефтеперерабатывающем заводе была установлена холодильная машина для выделения парафина из сырой нефти, что явилось началом внедрения искусственного холода в химической промышленности. К концу 70-х и началу 80-х гг. прошлого столетия относятся первые попытки перевозок мяса из Южной Америки и Австралии во Францию и Англию на судах-холодильниках с воздушными и абсорбционными холодильными машинами. Перевозка продуктов в железнодорожных вагонах с ледяным охлаждением началась в 1858 г. в США. Первый крупный холодильник был сооружен в Бостоне (США) в 1881 г. В том же году был построен холодильник в Лондоне, а в 1882 г. — в Берлине.

В России холодильное хозяйство начало формироваться позднее и развивалось медленно. Первые холодильные машины появились в 1888 г. на рыбных промыслах в г. Астрахани. В 1889 г. были сооружены две холодильные установки на пивоваренных заводах. С 1892 г. стали появляться мелкие льдозаводы на Кавказе, в Средней Азии, Крыму. Первый холодильник вместимостью 250 т был построен в 1895 г. в г. Белгороде. Первые железнодорожные перевозки в вагонах, охлаждаемых льдом, начались в России в то же время, что и за рубежом, а именно в 1860 г. До 1914 г. было построено всего 29 холодильников общей вместимостью 45 600 т. В это время вместимость холодильников в США приближалась к 2 млн т. Во всех же отраслях промышленности России имелось 296 холодильных установок. Всего в 1917 г. насчитывалось 58 холодильников общей вместимостью 57 300 т. Недостаточно был также развит холодильный транспорт: в 1917 г. в России было только 650 двухосных железнодорожных вагонов с льдосоляным охлаждением, одно холодильное (рефрижераторное) судно.

Всякое нагретое тело можно охладить естественным путем до температуры окружающей его среды. Охладить тело до температуры ниже, чем температура окружающей среды, можно только искусственным путем.

Отнять тепло от тела может только другое тело, температура которого ниже температуры охлаждаемого. Количество тепла, которое отнимает охлаждающее тело от охлаждаемого тела или среды, определяет его холодильный эффект, или холодопроизводительность.

Охлаждаемой средой может быть воздух камеры со скоропортящимися продуктами, вода при получении льда, земляной грунт при проходке шахт и др.

В качестве охладителей используют тела, совершающие такие физические процессы, которые протекают при низких температурах со значительным поглощением тепла. К ним относятся процессы изменения агрегатного состояния тела, процессы расширения, термоэлектрические процессы и др.

Охлаждение при использовании процессов изменения агрегатного состояния тел. Процессы изменения агрегатного состояния протекают без изме-

нения температуры тела, так как поглощаемое (или выделяемое) телом тепло в этих процессах расходуется на преодоление (или увеличение) сил сцепления между молекулами. Для охлаждения используют процессы изменения агрегатного состояния, протекающие с поглощением тепла:

плавление — переход твердых тел в жидкое состояние;

сублимация — переход твердых тел непосредственно в парообразное состояние;

кипение — переход жидких тел в парообразное состояние.

Тела с возможно низкими температурами плавления, сублимации, кипения и с большой теплотой плавления сублимации, кипения используют в холодильной технике в качестве охладителей.

Наиболее доступным охлаждающим телом является водный лед с температурой плавления 0°C . Холодопроизводительность 1 кг льда соответствует его теплоте плавления $q=335$ кДж/кг. Более низкую температуру плавления имеет эвтектический лед, представляющий собой замороженный раствор воды с солью, а также смеси раздробленного льда или снега с солью. Падение температуры плавления этих тел ниже 0°C объясняется тем, что в них, кроме плавления, протекает еще процесс растворения соли в воде, сопровождаемый понижением температуры плавления смеси и уменьшением теплоты плавления. Температура и теплота плавления смеси зависят от вида соли и содержания ее в смеси.

Наибольшее распространение имеют смеси: хлористый натрий со льдом (температура плавления до $-21,2^{\circ}\text{C}$) и хлористый кальций со льдом (температура плавления до -55°C).

Телом, имеющим низкую температуру и большую теплоту сублимации, является твердая углекислота (двуокись углерода CO_2), которая носит название сухой лед. Такой лед при атмосферных условиях переходит из твердого состояния непосредственно в газообразное (минуя жидкую фазу) при температуре $-78,9^{\circ}\text{C}$, и каждый килограмм его при этом поглощает около 575 кДж тепла.

В отдельных случаях для искусственного охлаждения применяют жидкости, имеющие очень низкую температуру кипения, например жидкий воздух (температура кипения—192 С), жидкий кислород (—183° С), жидкий азот (—196° С). Использование изменения агрегатного состояния (плавление льда, кипение жидкого воздуха, сублимация твердой углекислоты) с целью охлаждения имеет ряд недостатков. В частности охлаждающие тела, воспринимая тепло от охлаждаемой среды и изменяя свое агрегатное состояние, теряют охлаждающую способность. Поэтому непрерывное охлаждение возможно только при бесконечно большом запасе охлаждающего тела. Так, для непрерывного охлаждения камеры хранения продуктов можно применить лед, но при этом по мере таяния его надо заменять новым.

Непрерывное охлаждение можно обеспечить и с одним и тем же количеством охлаждающего вещества, если после получения холодильного эффекта вернуть его в первоначальное состояние. Это осуществляется в холодильных машинах. Для поддержания постоянной низкой температуры рабочего тела в машине используют чаще всего принцип кипения жидких тел. Учитывая, что температура кипения жидкости зависит от давления, можно достигнуть необходимой температуры кипения, поддерживая в закрытом аппарате определенное давление, соответствующее физическим свойствам кипящей жидкости. При снижении давления температура кипения понижается. Например, вода при атмосферном давлении кипит при 100°С, но если поместить воду в закрытый сосуд и понизить давление до 0,0009 МПа - вода закипит при 5°С. Аммиак при давлении 0,1 МПа кипит при —33,6°С, при понижении давления до 0,05 МПа температура кипения понизится до —46,5°С.

Если закрытый аппарат с насыщенной жидкостью поместить в охлаждаемую среду, температура которой несколько выше температуры кипения жидкости при давлении, созданном в аппарате, то жидкость закипит, а тепло, необходимое для парообразования, будет отниматься от охлаждаемой среды. Для сохранения постоянного давления в аппарате и постоянной низкой температуры кипения жидкости, образующиеся пары следует непрерывно отводить.

Охлаждение путем расширения газов. При расширении сжатого газа и совершении им внешней работы за счет внутренней энергии температура газа понижается. Наибольшего охлаждения воздуха можно достигнуть при адиабатическом расширении, которое протекает без теплообмена с окружающей средой при постоянной энтропии. В этом процессе работа расширения совершается только за счет внутренней энергии газа. Если воздух, сжатый до 9 МПа при температуре окружающей среды, адиабатически расширить до 0,1 МПа, температура его понизится до -190°C .

Охлаждение за счет дросселирования. Дросселированием называют понижение давления жидкости или газа без изменения энтальпии. Практически оно осуществляется при проходе жидкости или газа через суженное сечение (вентиль, кран и т. п.) из полости высокого в полость более низкого давления. Этот процесс является и своеобразным процессом расширения с уменьшением внутренней энергии тела. Однако полезной работы в процессе дросселирования не создается. Внутренняя энергия расходуется на преодоление трения при проходе жидкости или газа через суженное сечение вентиля, крана.

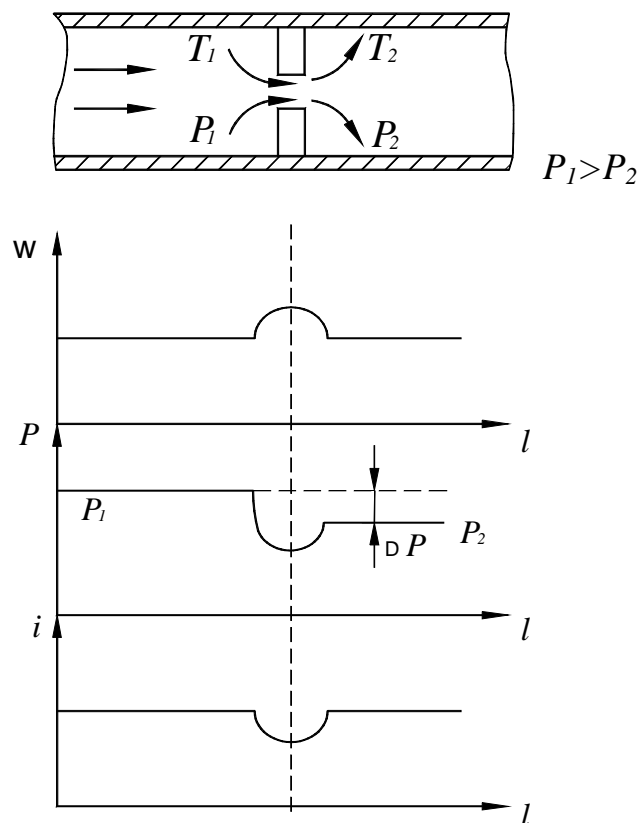


Рисунок 1. Принципиальная схема и графики изменения скорости, давления и энтальпии потока от длины трубы при дросселировании.

Дросселирование жидкости, а в определенных условиях и реальных газов сопровождается понижением температуры (эффект Джоуля — Томсона). При дросселировании реальных газов температура понижается менее значительно, чем при адиабатическом расширении в заданном интервале давлений. При дросселировании жидкостей конечная температура может быть такой же, как при адиабатическом расширении. Значительное понижение температуры жидкости при дросселировании происходит в результате частичного парообразования. При дросселировании наблюдается большее парообразование, чем при адиабатическом расширении жидкости. Это вызвано тем, что работа сил трения при дросселировании превращается в тепло и передается дросселируемой жидкости, так как процесс протекает быстро и теплообмен с окружающей средой практически отсутствует.

Вихревой эффект.

Процесс температурного расширения газов осуществляемый в вихревой трубе вызвал значительный интерес вследствие простоты ее конструкции.

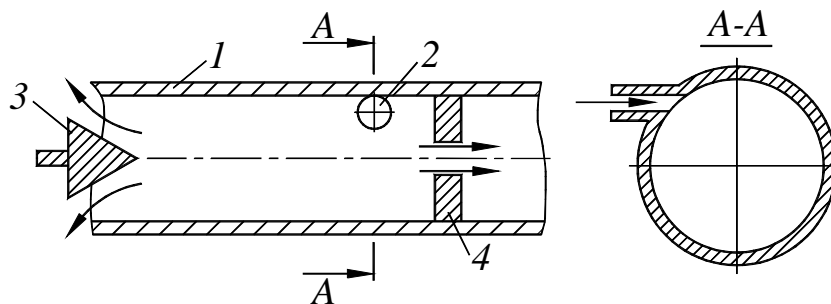


Рисунок 2. Разрезы вихревой трубы

Сжатый газ подводится при температуре окружающей среды в цилиндрическую трубу 1 через сопло 2 по касательной к внутренней поверхности трубы. Поступающий газ совершает вращательное движение, одновременно перемещаясь от сопла к дросселю 3. При этом через диафрагму 4 выходит холодный воздух, а через дроссель горячий. При давлении газа 0,3-0,5 МПа возможно понизить температуру воздуха на 30-70 °С ниже начальной.

Термоэлектрическое охлаждение. Оно основано на эффекте Пельтье, сущность которого заключается в том, что под влиянием проходящего электрического тока по цепи из двух разных проводников или полупроводников на спаях появляются разные температуры. Такое явление схематически показано на рис. 3. Если температура холодного спая окажется ниже окружающей среды, то он может быть использован как охладитель. Опыт показал, что значительную разность температуры на спаях дают пары, составленные из полупроводников. В качестве материалов для полупроводниковых пар используют соединения висмута, сурьмы, селена с добавлением небольшого количества присадок.

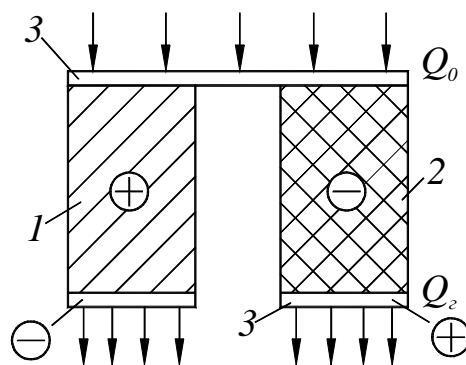


Рисунок 3. Схема термоэлектрического охлаждения: Q_0 – холодный спай; Q_1 – горячий спай; 1, 2 – полупроводники; 3 – медные пластины; "+", "-" – постоянные источники тока.

ЛЕКЦИЯ 2

СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

1. Идеальный цикл Карно
2. Принципиальная схема воздушной холодильной машины
3. Схемы и циклы реальных холодильных машин

Холодильные машины представляют собой замкнутую систему, заполненную рабочим телом. Оно циркулирует в холодильной машине, отнимая теплоту

от охлаждаемой среды и, совершив круговой процесс, возвращается в первоначально состояние. Это позволяет осуществить непрерывное охлаждение с помощью одного и того же количества рабочего тела.

Непрерывный круговой процесс, в результате которого теплота от холодного тела передается более тепловому является обратным процессом или циклом.

Циклы изображают в системах координат. В холодильной технике используют: $T-S$; $\lg P-i$ диаграммы.

Холодильные машины, в которых рабочее тело меняет агрегатное состояние, называют паровыми. А в которых не меняет – газовыми или воздушными.

Наиболее совершенным холодильным циклом, в котором затрачивается минимум работы для получения охлаждаемого эффекта, называют обратный цикл Карно.

Он состоит из двух изотермических и двух адиабатических термодинамических процессов.

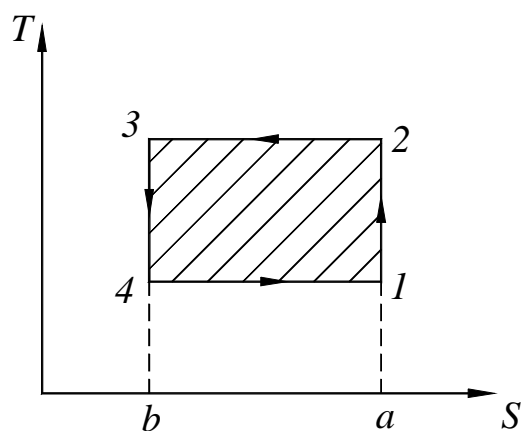


Рисунок 4. Цикл Карно в $T - s$ диаграмме.

Площадь прямоугольника $a14b$ характеризует удельную массовую холодопроизводительность (q_0).

Площадь прямоугольника $a23b$ характеризует количество теплоты, отводимое в конденсаторе (q_k).

Из этого цикла можно определить:

q_0 – удельная массовая холодопроизводительность;

$$q_0 = i_1 - i_4$$

q_k – удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе;

$$q_k = i_2 - i_3$$

$l_{сж}$ – удельная работа сжатия;

$$l_{сж} = i_2 - i_1$$

$l_{расш}$ – удельная работа расширения;

$$l_{расш} = i_3 - i_4$$

l – работа цикла;

$$l = i_{сж} - i_{расш}$$

Уравнение теплового баланса:

$$q_0 + l_{сж} = q_k + l_{расш}$$

$$q_k = q_0 + l$$

ε – холодильный коэффициент. Характеризует количество теплоты отобранное холодильным агентом при затрате единицы работы

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l}$$

Для холодильного цикла Карно холодильный коэффициент можно определить

$$\varepsilon = \frac{T_0}{T - T_0}$$

T_0 – температура рабочего тела

T – температура охлаждающей среды

Принципиальная схема воздушной холодильной машины

В воздушных холодильных машинах для получения низких температур используется адиабатическое расширение сжатого газа (воздуха).

Принципиальная схема и цикл воздушной компрессорной холодильной машины показаны на рисунке. 5.

Воздух из охлаждаемого помещения при давлении p_0 отсасывается компрессором $КМ$, в котором адиабатически сжимается до давления p_k и температуры T_2 с затратой работы $l_{сж}$. Далее сжатый воздух поступает в холодильник газа $КД$, где

он при постоянном давлении p_k охлаждается водой и температура его понижается.

В этом состоянии воздух поступает в расширительный цилиндр D , где он

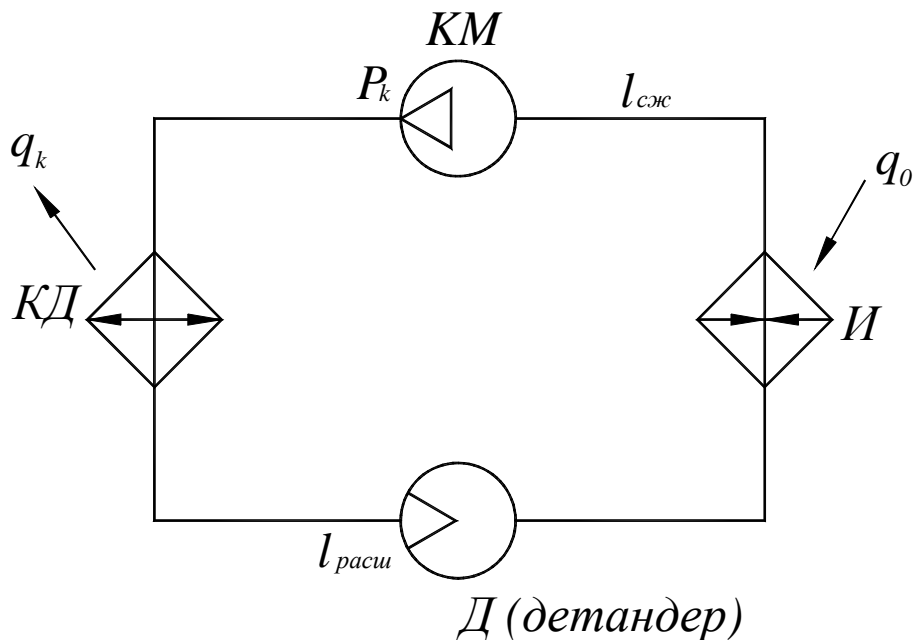


Рисунок 5. Схема воздушной холодильной машины: I – испаритель; KM – компрессор; $KД$ – конденсатор (охладитель); D – детандер (расширительный цилиндр).

адиабатически расширяется до первоначального давления p_0 , а температура его при этом резко падает до T_4 . Адиабатическое расширение сопровождается внешней работой $l_{расш}$. Холодный воздух поступает опять в охлаждаемое помещение, где он нагревается при постоянном давлении p_0 . Холодный воздух может выбрасываться непосредственно в помещение или проходить по закрытому аппарату, расположенному в охлаждаемом помещении. В последнем случае холодильная машина представляет собой замкнутую систему, позволяющую создавать давление P_0 значительно ниже атмосферного, а следовательно, и более низкую температуру.

В результате совершения цикла воздушной холодильной машины тепло от охлаждаемого помещения отнимается холодным воздухом, а затем воздух, поступая в холодильник газа, отдает тепло охлаждающей воде. Чтобы такой перенос тепла

от охлаждаемой среды к более теплой воде был возможен, в компрессоре затрачивается работа $l_{сж}$.

При сравнении цикла воздушной холодильной машины с циклом Карно отметим, что значение холодильного коэффициента цикла Карно значительно выше. В действительном цикле экономичность воздушной холодильной машины снижается еще значительно.

Воздушным холодильным машинам присущи и другие недостатки, а именно воздух имеет малую теплоемкость и большой удельный объем, что приводит к большим объемам циркулирующего воздуха, а следовательно, к увеличению размеров поршневых компрессорных машин. Перечисленные недостатки привели к полному вытеснению воздушных холодильных машин с поршневыми компрессорами паровыми. Однако применение вместо поршневых компрессоров турбокомпрессоров, а вместо расширительных цилиндров турбодетандеров позволяет получить компактные воздушные холодильные установки, которые последнее время стали находить применение.

В современных холодильных машинах расширение в детандере заменено на дросселирование холодильного агента.

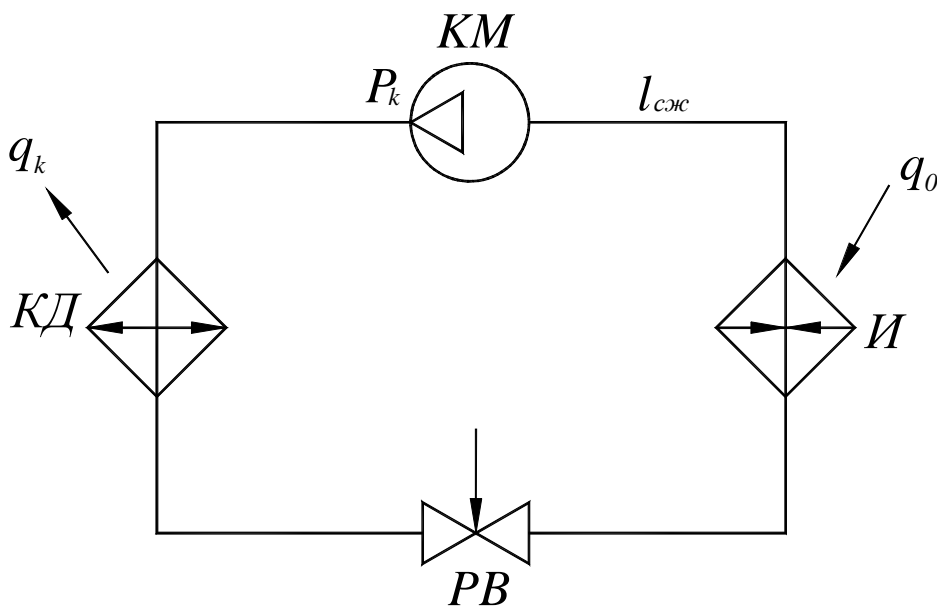


Рисунок 6. Схема паровой холодильной машины с регулирующим вентилем (работает на холодильном агенте R22)

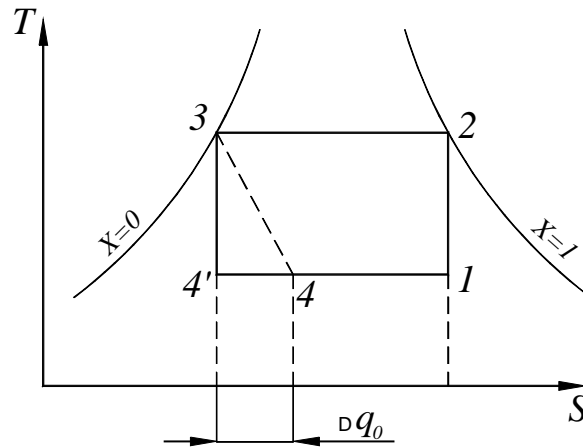


Рисунок 7. Цикл работы холодильной машины с регулирующим вентилем.

Процессы: 1-2 – адиабатное сжатие; 2-3 – конденсация (при $T=const$ и $P=const$); 3-4 – дросселирование, $i=const$ (этот процесс необратимый, поэтому изображается пунктирной линией); 4-1 – кипение холодильного агента в испарителе ($P=const$, $T=const$); 4'-4 – характеризует уменьшение удельной массовой холодопроизводительности при дросселировании холодильного агента (3-4')

Схема и цикл холодильной машины с переохлаждением жидкого холодильного агента перед дросселированием

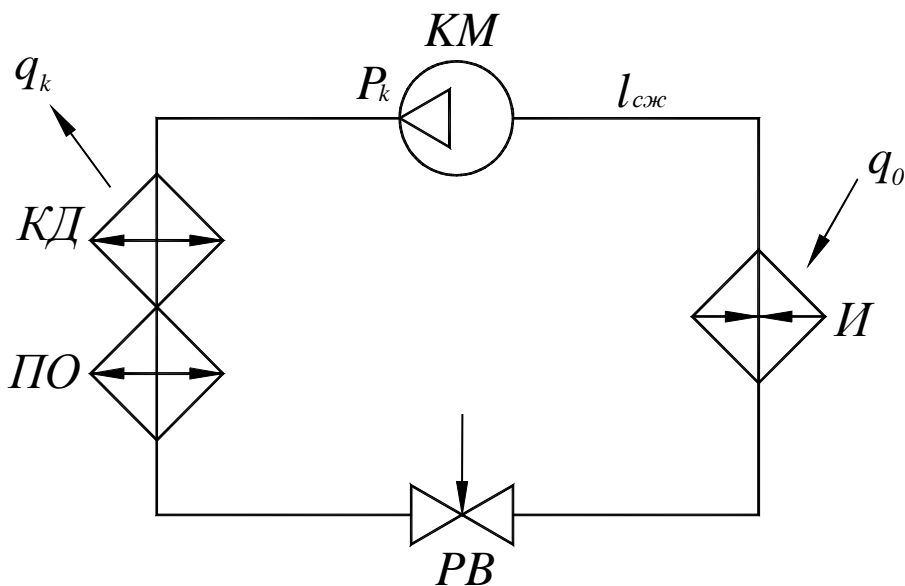


Рисунок 8. Схема холодильной машины с переохлаждением жидкого холодильного агента перед дросселированием (работает на холодильном агенте R717) ПО – переохладитель.

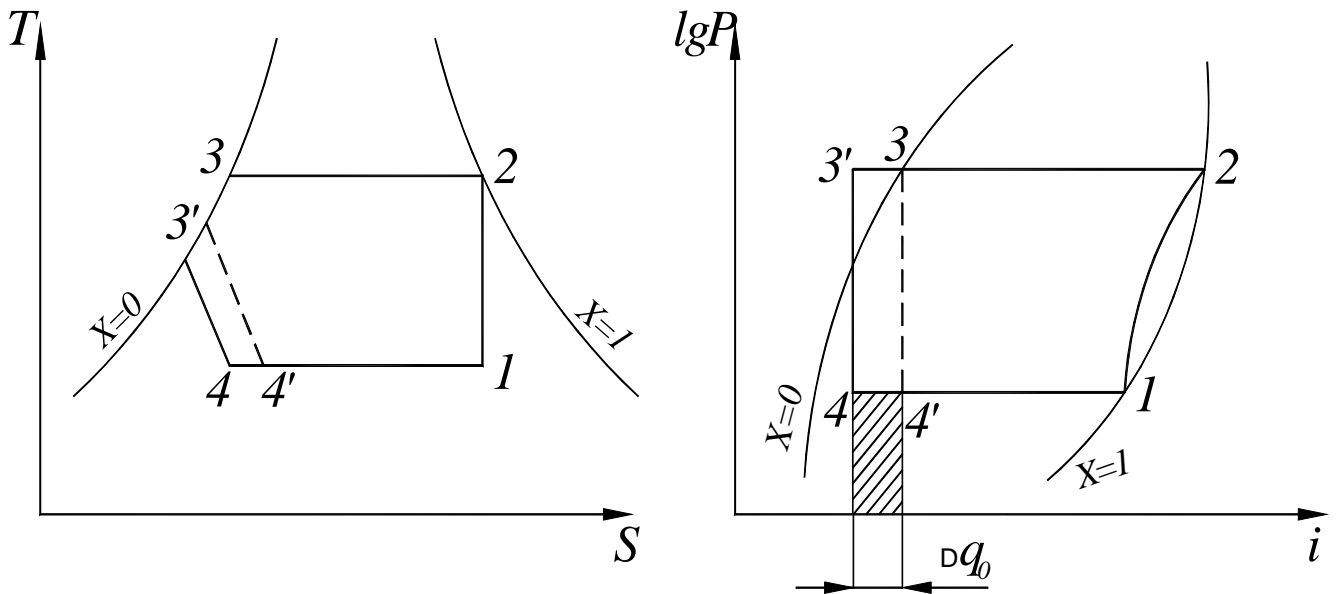


Рисунок 9. Цикл холодильной машины с переохлаждением жидкого холодильного агента перед дросселированием.

Процессы:

1-2 – адиабатное сжатие (происходит в компрессоре);

2-3 – конденсация (в конденсаторе);

3-3' – переохлаждение;

3'-4 – дросселирование;

4-1 – кипение холодильного агента;

Dq_0 – характеризует увеличение удельной массовой холодопроизводительности за счет переохлаждения жидкого холодильного агента (3-3');

3-4' – дросселирование без переохлаждения;

Ориентировочно переохлаждение холодильного агента на 1° приводит к повышению производительности машины на 1%.

В реальных холодильных машинах перед всасыванием в компрессор пары холодильного агента перегревают с целью исключения гидравлического удара, а также повышения полезного объема цилиндров компрессора.

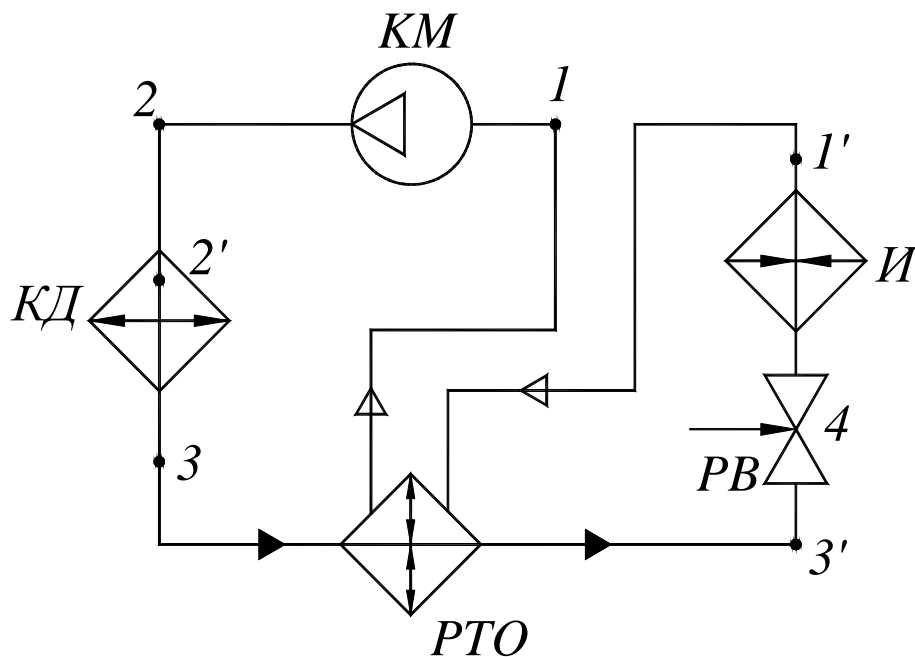


Рисунок 10. Схема холодильной машины с регенеративным теплообменником

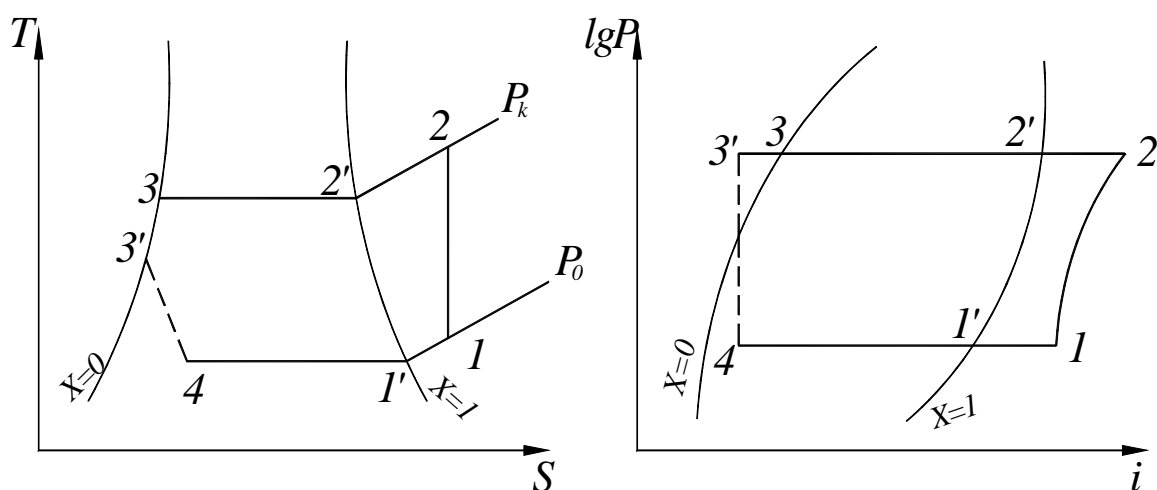


Рисунок 11. Цикл реальной холодильной машины

Процессы:

2-2' – охлаждение паров до температуры насыщения (конденсации)

2'-3 – конденсация холодильного агента

3-3' – переохлаждение жидкого холодильного агента перед РВ

3'-4 – дросселирование холодильного агента

4-1' – кипение холодильного агента в испарителе

1'-1 – перегрев паров перед всасыванием в компрессор

$$q_0 = i_1 - i_4; \quad q_k = i_2 - i_3; \quad l = i_2 - i_1$$

1-2 – адиабатное сжатие (в компрессоре)

Принцип действия паровой компрессионной холодильной машины.

В испарителе кипит холодильный агент при низком давлении p_0 и температуре t_0 , отбирая теплоту из охлаждаемого объема. Образовавшиеся в результате этого пары отсасываются компрессором. При движении паров в компрессор они перегреваются, обеспечивая «сухой ход». В компрессоре пары холодильного агента сжимаются от низкого давления p_0 до высокого p_k и нагнетаются в конденсатор. В этом теплообменном аппарате пары холодильного агента охлаждаются до состояния сухой насыщенный пар и конденсируются. Теплота отводится от рабочего тела к охлаждающей среде (вода, воздух). Перед дросселированием жидкий холодильный агент переохлаждается на несколько градусов (происходит это в пререохладителе, в регенеративном теплообменнике или конденсаторе в зависимости от схемы холодильной машины и ее рабочего вещества). Проходя через регулирующий вентиль жидкий холодильный агент дросселируется, в результате чего понижается его давление до p_0 . После понижении давления до давления кипения холодильный агент закипает, пополняя испаритель.

ЛЕКЦИЯ 3

КОМПРЕССОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

- 1. Классификация компрессоров.*
- 2. Теоретический и действительный рабочие процессы в поршневом компрессоре.*
- 3. Влияние температурного режима на производительность компрессора*

Компрессоры классифицируются по принципу сжатия. Они бывают:

- объемного сжатия (поршневые, ротационные, винтовые);
- динамического сжатия (турбокомпрессоры).

На долю поршневых компрессоров приходится 95% парка компрессоров.

Поршневые компрессоры делят:

1. По производительности:

- малые (до 12 кВт);
- средние (от 12 до 120 кВт);
- крупные (свыше 120 кВт).

2. По числу цилиндров:

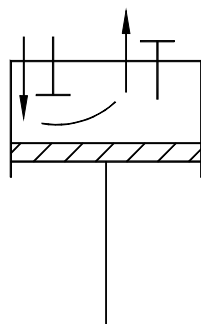
- многоцилиндровые (2,4,8);
- одноцилиндровые.

3. По расположению цилиндров:

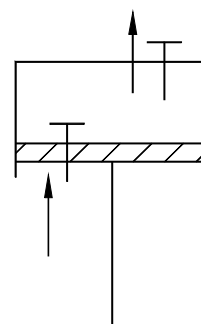
- горизонтальные;
- вертикальные;
- V образные;
- W образные.

4. По направлению движения холодильного агента:

- прямоточные;
- непрямоточные.



непрямоточный



прямоточный

5. По особенности конструкции:

- безкрейцкопфные;
- крейцкопфные.

В крейцкопфных компрессорах на поршень не воздействует радиальная составляющая, которая приводит к износу зеркала цилиндра. Эти компрессоры очень большой производительности.

6. По конструкции уплотнения картера:

- открытые (сальниковые);
- герметичные (компрессор и электродвигатель находятся в одном герметичном корпусе);

– полугерметичные (безсальниковые). В таких компрессорах предусмотрены крышки для ремонта и монтажа основных деталей компрессора.

В аммиачных холодильных машинах все компрессоры открытого типа, т.к. аммиак агрессивен с цветными металлами.

7. По типу привода:

- с приводом через муфту;
- через клиноременную передачу;
- компрессор на одном валу с электродвигателем.

Компрессор служит для сжатия паров хладагента от давления, кипения до давления конденсации.

Производительность компрессора выражается массой или объемом засасываемого в единицу времени пара, а также холодопроизводительностью холодильной машины.

Массу засасываемого пара при заданной холодопроизводительности и удельной массовой холодопроизводительности определяют по формуле:

$$M = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ [кг/с]}$$

где:

Q_0 – холодопроизводительность машины,

q_0 – удельная массовая холодопроизводительность.

Действительный объем засасываемых паров определяют:

$$V_g = M \times n_1 \text{ [м}^3\text{/с]}$$

где:

n_1 – удельный объем пара перед всасыванием в компрессор;

M – массовая холодопроизводительность.

Откуда холодопроизводительность:

$$Q_0 = M \times q_0 = V_g \frac{q_0}{n_1} = V_g \times q_n$$

q_n – удельная объемная холодопроизводительность.

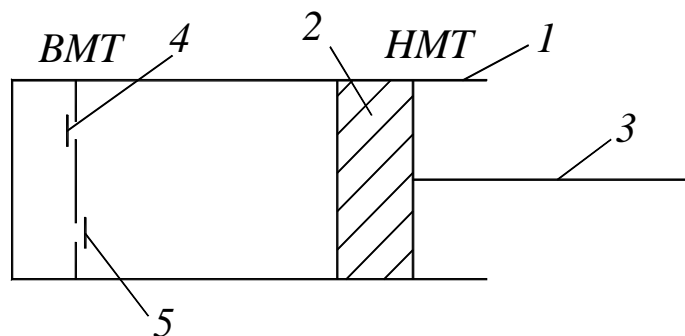


Рисунок 12. Схема поршневого компрессора: 1- цилиндр, 2- поршень, 3 – шатун, 4- нагнетательный клапан, 5 – всасывающий клапан.

Поршневой компрессор состоит из цилиндра 1, в котором совершает возвратно-поступательные движения поршень 2. Поршень приводится в действие посредством кривошипно-шатунного механизма 3, который превращает вращательное движение от электродвигателя в возвратно-поступательные.

Рабочий процесс в компрессоре совершается за 1 оборот электродвигателя (за 2 хода поршня).

В крышке цилиндра расположены всасывающие 5 и нагнетательные 4 клапаны.

Оценивают работу компрессора сравнивая действительный рабочий процесс с теоретическим.

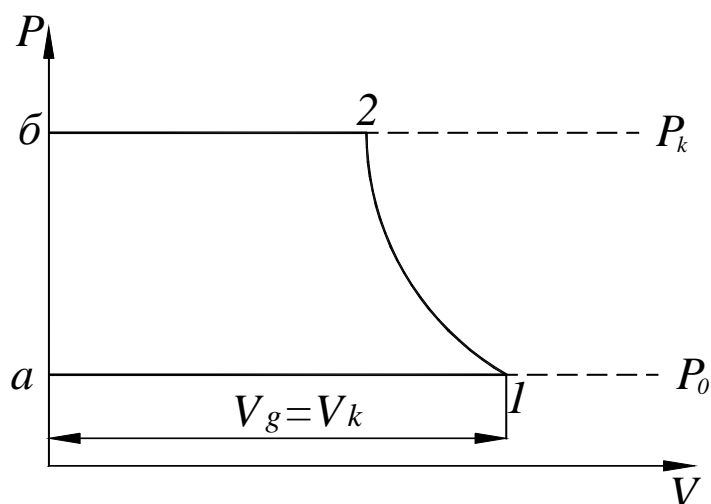


Рисунок 13. Теоретический процесс работы компрессора в P–V координатах

V_g – действительный объем;

V_h – объем, описываемый поршнями компрессора.

Процессы: $a-1$ – всасывание паров хладагента при постоянном давлении; $1-2$ – адиабатное сжатие; $2-б$ – выталкивание паров при давлении $P_k = const..$

В действительном процессе компрессора в отличие от теоретического имеются потери, которые можно разделить на 2 группы:

1. Объемные потери – приводят к снижению производительности компрессора;
2. Энергетические – увеличивают расход энергии.

Действительный рабочий процесс компрессора называют индикаторной диаграммой, которую можно построить теоретически, а также с помощью специального прибора.

Объемные потери.

Из-за наличия мертвого пространства поршень компрессора не подходит вплотную к крышке цилиндра, в результате чего образуется пространство между поршнем и крышкой цилиндра. Это расстояние между крышкой цилиндра и В.М.Т. (верхняя мертвая точка) называют *линейным мертвым пространством*.

Мертвое пространство создается для исключения удара поршня в крышку цилиндра т.к. при нагревании удлиняется кривошипно-шатунный механизм. Кроме того, мертвое пространство образуется вследствие неточности изготовления компрессора.

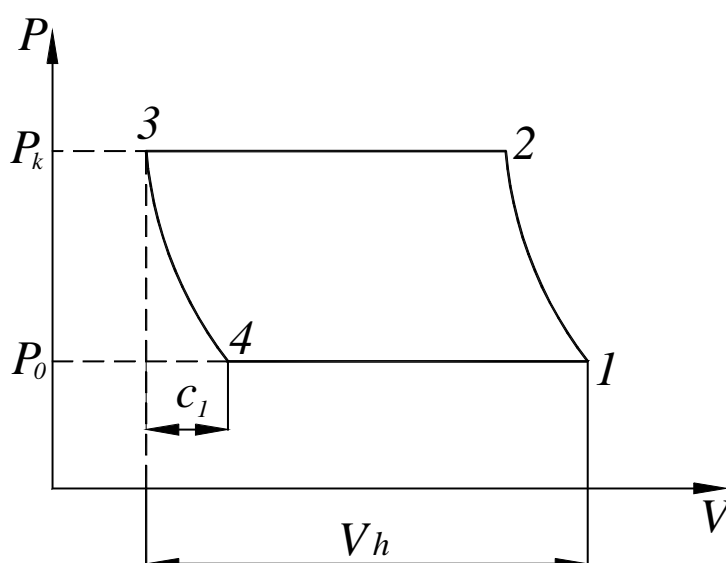


Рисунок 14. Индикаторная диаграмма с учетом наличия мертвого пространства

Процесс выталкивания паров заканчивается в точке 3. В мертвом пространстве остается некоторое количество хладагента. При обратном движении поршня от ВМТ к НМТ происходит разряжение оставшихся паров до давления P_0 (3-4). Для расширения паров затрачивается часть хода поршня. В результате этого полезный объем цилиндра уменьшается на величину 2.

Мертвое пространство выражают в % объема описываемого поршнями. В современных компрессорах мертвое пространство составляет 3-6%.

Объемные потери возрастают с увеличением степени сжатия.

Процессы: 4-1 – всасывание паров хладагента; 1-2 – сжатие; 2-3 – выталкивание паров хладагента.

Сопротивление при всасывании и нагнетании.

При прохождении холодильного агента по трубопроводам и суженым сечениям кранов (вентилей) наблюдаются потери давления.

Поэтому давление во всасывающем трубопроводе перед компрессором меньше, чем давление в испарителе.

$$P_{вс} < P_0$$

Холодильный агент будет поступать в цилиндр компрессора при условии, что давление в цилиндре будет меньше, чем во всасывающем трубопроводе.

В свою очередь процесс нагнетания возможен при условии, если давление в цилиндре будет больше давления в трубопроводе.

В свою очередь давление в трубопроводе должно быть выше давления в конденсаторе.

Разность давлений между давлением в цилиндре и трубопроводах называют депрессией. Так депрессия при всасывании достигает $DP_{вс} = 0,33 \text{ МПа}$, при нагнетании – $DP_{наг} = 0,05...0,07 \text{ МПа}$

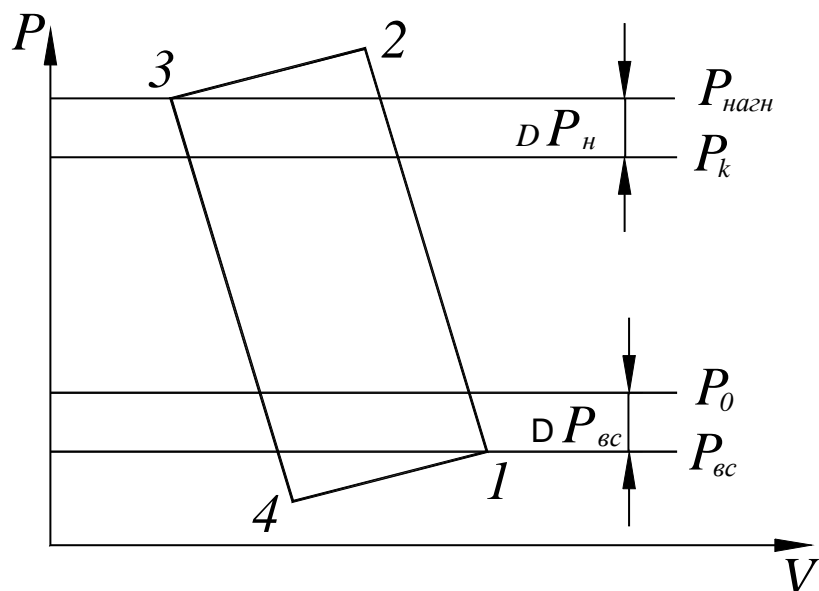


Рисунок 15. Индикаторная диаграмма с учетом депрессии всасывания и депрессии нагнетания: $DP_{нагн}$ – депрессия нагнетания, $DP_{вс}$ – депрессия всасывания.

Процессы:

4-1 – всасывание, протекает при более низком давлении, чем в испарителе. Давление понижается из-за сопротивления в трубопроводах и потерь (дросселирования в клапанах).

1-2 – повышение давления и сжатие паров хладагента;

2-3 – нагнетание, проходит под давлением большим давления конденсации;

3-4 – расширение паров оставшихся в мертвом объеме.

Наличие депрессии всасывания и нагнетания приводит к снижению производительности компрессора. $DP_{вс}$ достигает порядка 0,03 МПа.

Потери из-за подогрева паров при всасывании.

В процессе работы компрессора его элементы нагреваются. Холодильный агент (пар) вышедший из испарителя соприкасается с горячими поверхностями цилиндра, поршня и т.д. и смешивается с горячим холодильным агентом, оставшимся в мертвом пространстве. В результате этого увеличивается удельный объем пара, что приводит к снижению производительности компрессора.

Потери в компрессоре из-за утечек через неплотности.

Этот вид потерь учитывает неплотности в рабочей группе элементов компрессора (цилиндр, поршень), неплотное прилегание клапанов. Этот вид потерь приводит к снижению производительности компрессора.

Прочие потери – потери, не учитываемые ранее.

Все объемные потери в компрессоре характеризует коэффициент подачи компрессора l .

$$l = \frac{M_0}{M_g} = \frac{V_h}{V_g}$$

где:

M_g – теоретический массовый расход хладагента;

V_h – объем, описываемый поршнями компрессора

V_g – действительный объем всасываемых паров

M_0 – массовый расход холодильного агента с учетом объемных потерь

$$V_g = M \cdot n_l$$

$$V_h = \frac{V_g}{l}$$

Коэффициент подачи компрессора определяют от степени сжатия холодильного агента:

$$p = \frac{P_k}{P_0}$$

где:

π – степень сжатия

В справочной литературе приведены графические зависимости значений коэффициентов подачи от степени сжатия.

Для современных компрессоров l составляет $l = 0,4...0,85$

Энергетические потери в поршневом компрессоре

Кроме объемных в поршневых компрессорах холодильных машин существуют энергетические потери – потери мощности из-за того, что реальный процесс сжатия паров хладагента в компрессоре не адиабатный.

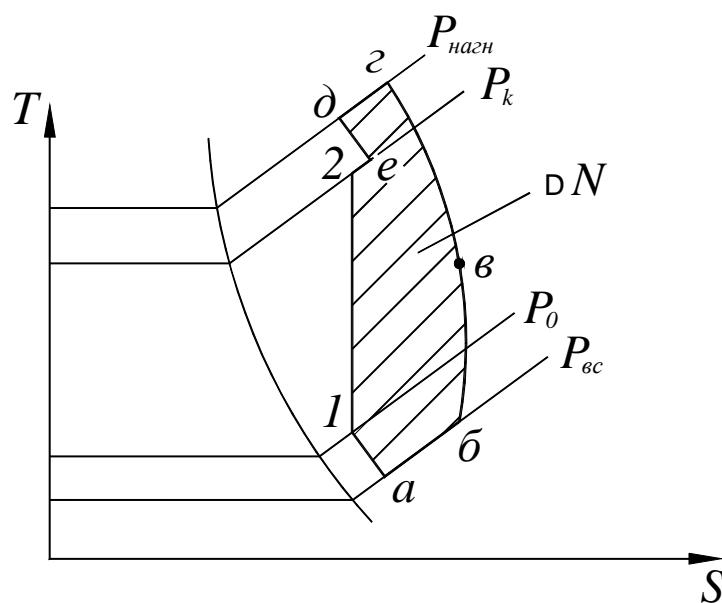


Рисунок 16. Диаграмма реального процесса сжатия.

Процессы:

1-2 – процесс теоретического адиабатного сжатия;

1-а – дросселирование холодильного агента во всасывающем канале компрессора;

а-б – подогрев паров от горячих поверхностей элементов компрессора и от паров холодильного агента, оставшихся в мертвом пространстве;

б-в-г – действительный процесс сжатия;

б-в – теплота передается от нагретых элементов компрессора к холодильному агенту;

в-г – теплота передается от холодильного агента к элементам компрессора

г-д – охлаждение холодильного агента при выталкивании его;

$\partial-e$ – дросселирование паров холодильного агента в нагнетательном клапане.

DN характеризует увеличение мощности потребляемой реальным компрессором в сравнении с теоретическим.

Энергетические потери в компрессоре характеризуются индикаторным к.п.д. компрессора:

$$h_i = \frac{N_{A(T)}}{N_i} = \frac{N_{ad}}{N_e + N_{mp}}$$

$N_{A(T)}$ – адиабатная или теоретическая мощность;

$N_{(i)}$ – индикаторная мощность (характеризует повышение, расходуемой мощности компрессора из-за наличия энергетических потерь).

$$N_i = \frac{N_A}{h_i}$$

В компрессоре происходят потери мощности на трение. Эти потери характеризуются механическим к.п.д.:

$$h_{mex} = \frac{N_i}{N_e}$$

где:

N_e – эффективная мощность – мощность на валу компрессора

$$N_e = \frac{N_i}{h_{mex}}$$

Влияние температуры кипения и температуры конденсации на производительность компрессора

Производительность компрессора зависит от температурного режима работы холодильной машины.

Q_0 – холодопроизводительность компрессора

V_h – объем, описываемый поршнями компрессора

V_g – действительный объем, всасываемых паров

l – коэффициент подачи

$$V_h = \frac{V_g}{l}$$
$$V_g = M \times \eta_1$$

где:

η_1 – удельный объем в точке 1 цикла

$$M = \frac{Q_0}{q_0}$$

q_0 – удельная массовая холодопроизводительность

$$Q_0 = l \times q_0 \times \frac{V_h}{\eta_1} = l \times V_h \times q \times \eta$$

l зависит от степени сжатия, с увеличением степени сжатия увеличиваются объемные потери, и наоборот.

Величина q_0 зависит от температурного режима работы холодильной машины. V_h не зависит от температурного режима работы компрессора.

Величина удельного объема η_1 зависит от температуры кипения холодильного агента (с понижением температуры кипения значение удельного объема увеличивается).

Влияние повышения температуры конденсации на величину производительности компрессора.

Фактором, определяющим значение температуры конденсации холодильного агента, является температура охлаждающей среды.

Повышение температуры конденсации может быть вызвано повышением температуры охлаждающей среды.

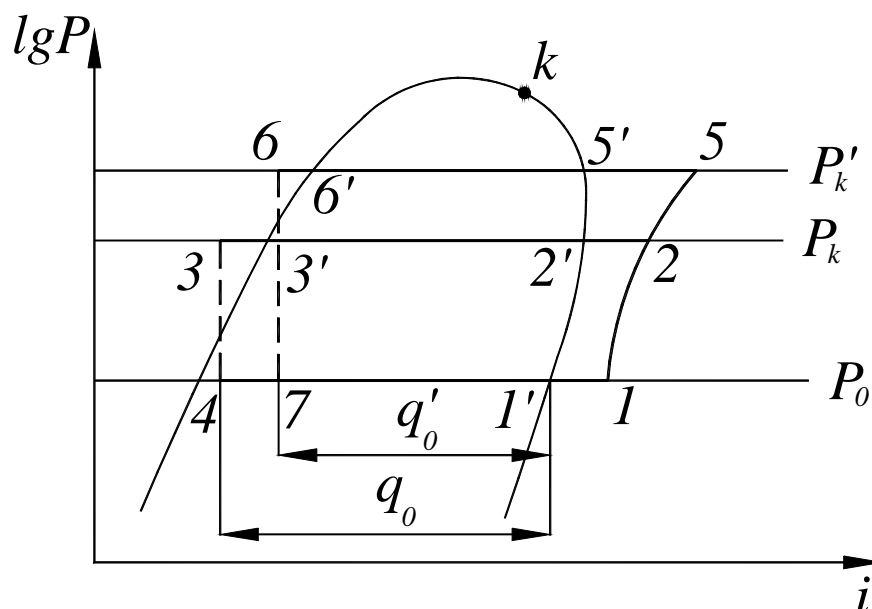


Рисунок 17. Цикл работы холодильной машины с повышенной температурой конденсации.

P_k' – соответствует повышенной температуре конденсации

Цикл 1-5-6-7 – цикл работы холодильной машины с повышенной температурой конденсации.

q_0 – удельная массовая холодопроизводительность исходного цикла;

q_0' – удельная массовая холодопроизводительность цикла с повышенной температурой конденсации.

Повышение температуры конденсации приводит к:

1. К снижению удельной массовой холодопроизводительности;
2. К уменьшению коэффициента подачи, т.к. возросло значение степени

сжатия ($\Pi = \frac{P_k}{P_0}$);

3. Значение η_h и η_l не изменяются.

В среднем при повышении температуры конденсации на 1°C производительность компрессора уменьшается на 1 %.

Влияние температуры кипения на производительность компрессора

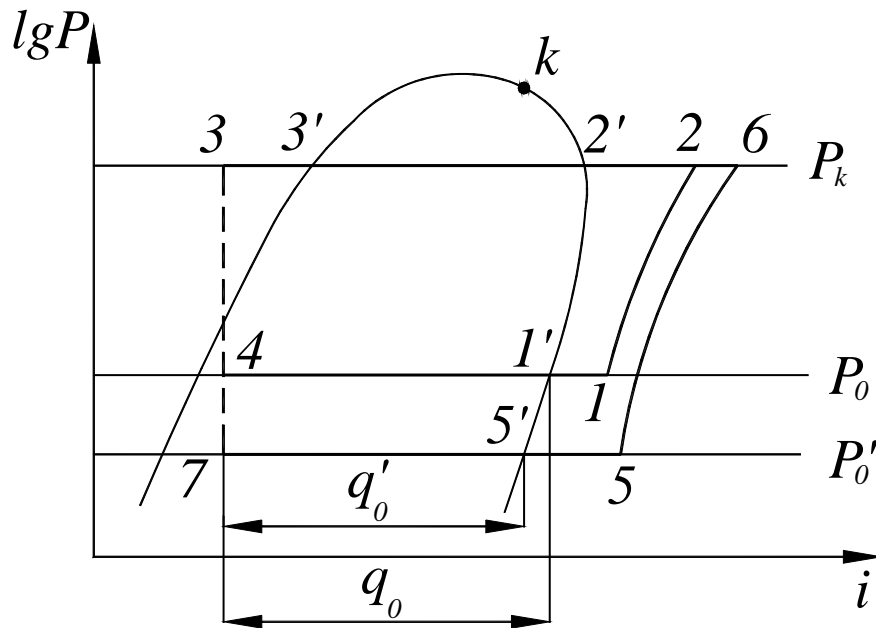


Рисунок 18. Цикл с пониженной температурой кипения.

Цикл 5-6-3-7– цикл с пониженной температурой кипения

Понижение температуры кипения приводит к:

1. Уменьшению значения удельной массовой холодопроизводительности $q_0 > q'_0$;
2. Уменьшению значения коэффициента подачи компрессора λ , т.к. произошло увеличение степени сжатия P_k/P_0 ;
3. Величина V_h остается постоянной.

При понижении температуры кипения значение удельного объема всасываемых в компрессор паров увеличивается.

С понижением температуры кипения на 1°C происходит снижение производительности компрессора на 6% для аммиачных машин и на 4% – для машин работающих на хладонах.

В связи с тем, что производительность компрессора зависит от температурного режима, введен так называемый сравнительный или номинальный режим.

Этот режим характеризуется:

$$t_0 = -15^{\circ}\text{C}$$

$$t_k = 30^{\circ}\text{C}$$

$$t_{вс} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$t_n = 25^{\circ}\text{C}$$

Подбор компрессора можно осуществить: по величине объема, описываемого поршнями; по величине стандартной холодопроизводительности; по графической зависимости.

Пересчитать Q_0 из стандартного в рабочий режим можно по формуле:

$$Q_{ост} = Q_{0\text{ раб}} \frac{q_{н\text{ ст}} \cdot l_{ст}}{q_{н\text{ раб}} \cdot l_{раб}}$$

где:

$q_{н\text{ ст}}; q_{н\text{ раб}}$ – удельная массовая холодопроизводительность при стандартных и рабочих режимах.

$l_{ст}; l_{раб}$ – коэффициент подачи компрессора при стандартных и рабочих режимах.

$Q_{0\text{ раб}}; Q_{ост}$ – холодопроизводительность при рабочих и стандартных режимах.

ЛЕКЦИЯ 4

ХОЛОДИЛЬНЫЕ АГЕНТЫ

- 1. Обозначения холодильных агентов.*
- 2. Требования к хладагентам.*
- 3. Особенности термодинамики смесей хладагентов.*
- 4. Экологические свойства хладагентов.*
- 5. Характеристика основных холодильных агентов*

Холодильный агент циркулирует внутри холодильной машины. Получение низких температур обусловлено фазовым превращением (кипением) холодильного агента. Согласно международному стандарту ISO-8187 «Органические хла-

дагенты» предусмотрено цифровое обозначение хладагента в технической документации на них и масла. Стандартно допускается несколько обозначений хладагентов: условное (R12), торговое (SUVA), химическое (CF₂Cl₂).

Условное обозначение состоит из буквы *R* (refrigeron), и комбинации цифр (хладон 12– R12). CF₂Cl₂ – дифтордихлорметан. Цифры расшифровываются в зависимости от химической формулы вещества, так цифра *1* указывает на метановый ряд, следующая цифра соответствует числу атомов фтора в соединении.

В том случае, когда в производных метана водород вытеснен не полностью, к первой цифре добавляют количество оставшихся в соединении атомов водорода (R22).

Для этанового ряда в начале записывают комбинацию цифр – индекс = 11; для пропанового = 21; бутанового = 31. Для этих производных ко второй цифре добавляют число атомов водорода, если они есть (C₂F₂Cl₃–R113).

В случае если в составе соединения есть атомы брома, в его обозначении появляется буква «В», за которой следует число атомов брома (прим. R13В1)–CF₃В. Изомеры производных атома имеют одну и ту же комбинацию цифр и то, что данный изомер является полностью симметричным, отражается его цифровым индексом без каких-либо уточнений. По мере возрастания асимметрии к цифровому индексу изомера добавляют, букву «а», при большей асимметрии – «в»; затем – «с». Пример: R134а; R142в.

Хладагенты неорганического происхождения

Они имеют номера соответствующие их молекулярной массе +700. (R717–аммиак NH₃; R718–H₂O).

Хладагентам органического происхождения

Им присвоена серия 600, а номер каждого хладагента этой серии назначают произвольно: например метиламин имеет порядковый номер 30, в таком случае он будет обозначаться R630, R600а – изобутан.

Зеотропные смеси – им присвоена серия 400, с произвольным номером каждого агента внутри серии R401a.

Требования к хладагентам

Требования к холодильным агентам можно разделить:

1. Экологические требования:

- озонобезопасность, низкий потенциал глобального потепления;
- негорючесть;
- нетоксичность.

2. Термодинамические: большая объемная холодопроизводительность, низкая температура кипения при атмосферном давлении; невысокое давление конденсации; хорошая теплопроводность; малые плотность и вязкость; максимальная приближенность к свойствам заменяемых хладагентов (для альтернативных, озонобезопасных хладагентов).

3. Эксплуатационные: термохимическая стабильность, химическая совместимость с материалами и маслами; достаточная растворимость с маслами; негорючесть, невзрывоопасность, способность растворять воду; незначительная текучесть; наличие запаха и т.д.

4. Экономические: наличие товарного производства, доступные цены.

Хладагенты отвечающие перечисленным требованиям найти практически невозможно, поэтому в каждом отдельном случае выбирают хладагент с учетом конкретных условий работы.

Особенности термодинамики смесей хладагентов

В молекулярной теории растворов различают смеси:

1. Зеотропные (неазеотропные)
2. Азеотропные

Термодинамическое поведение смеси азеотропного состава подобно поведению чистого вещества (однокомпонентного), поскольку состав паровой и

жидкой фаз у них одинаков, а давление в точках росы и кипения совпадают (в области влажного насыщенного пара изотерма совпадает с изобарой). В случае зеотропной смеси концентраций паровой и жидкой фаз в условиях термодинамического равновесия различаются, а изотерма в $lgP-i$ диаграмме в области влажного насыщенного пара имеет наклон, т.е. – кипение при $P=const$ происходит при повышении температуры хладагента от t_{01} до t_{02} .

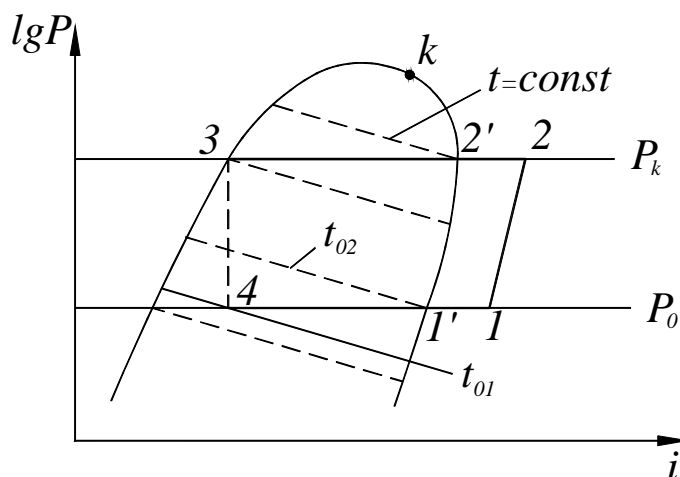


Рисунок 19. Цикл работы холодильной машины на зеотропной смеси.

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХЛАДОГЕНТОВ

- озонобезопасность
- низкий потенциал глобального потепления
- негорючесть
- нетоксичность

По степени озоноразрушающей активности хладагенты разделены на 3 группы:

1. хладагенты с высокой озоноразрушающей активностью (хлор, фтор, углероды) R12, R502, R11, R13.
2. хладагенты с низкой озоноразрушающей активностью. гидрохлорфторуглероды в молекулах которых содержится водород. R22, R141, R142.
3. полностью озонобезопасные– хладагенты не содержащие атомов хлора. К их числу относят R134а, R125, R717, R600 и т.д.

Монреальский протокол вступил в силу с 12 января 1989 года. К нему присоединились 150 государств. В июне 1990 года на конференции в Лондоне было принято решение о прекращении использования всех видов хладонов промышленно развитыми странами к 2000 году. Монреальский протокол установил жесткие экономические ограничения на производство и использование хладагентов первой группы.

Для анализа экологической целесообразности применения хладагентов используют следующие параметры:

- потенциал разрушения озона (ODP)
- потенциал глобального потепления (парникового эффекта) GWP. определяется наличием атомов хлора в молекуле хладагента и принят за единицу для R11 и R12.

Для хладагентов первой группы – эта величина ODP ≥ 1 .

Для хладагентов второй группы – ODP < 1 .

Для хладагентов третьей группы – ODP = 0.

GWP принят за единицу для диоксида углерода CO₂ с временным горизонтом 100 лет.

Характеристика основных холодильных агентов

R22 (дифторхлорметан) имеет низкий потенциал разрушения озона – 0,5. потенциал GWP сравнительно невысокий. Это бесцветный газ со слабым запахом, невзрывоопасен и не горюч. По сравнению с R12 хуже растворяется с водой. Коэффициент теплоотдачи α при кипении и конденсации на 25–30% выше чем у R12.

Предельно допустимая концентрация R22 в воздухе 3000 мг/м³.

Этот хладагент применяют в холодильных компрессионных установках в системах кондиционирования воздуха в тепловых насосах.

Термодинамические свойства R22 близки к запрещенному хладагенту R502, поэтому холодильную установку, работающую на R502 можно адаптировать к применению R22.

R717 (NH_3) – аммиак. Этот холодильный агент стоит на первом месте в качестве альтернативы для R22 и R502. в холодильной технике используется около 5% мирового использования аммиака. Аммиак не разрушает озоновый слой $\text{ODP}=0$; не вносит прямого вклада в увеличение парникового эффекта. Газ с резким запахом, удушлив, вредный для организма человека. Температура воспламенения с воздухом 651°C , легче воздуха, хорошо растворяется в воде. На черные металлы: алюминий и фосфористую бронзу не действует, однако в присутствии влаги разрушает цветные металлы: цинк, медь и их сплавы. Массовая доля влаги в аммиаке не должна превышать 0,2%.

Термодинамические свойства аммиака являются одними из лучших из всех хладагентов. По объемной холодопроизводительности они превышают R12, R22, R502.

Из-за резкого запаха появление течи в холодильной системе легко обнаруживается. Аммиак нашел широкое применение в крупных холодильных машинах. R717 имеет низкую стоимость. Одним из недостатков является более высокое значение адиабаты. Вследствие этого значительно повышается температура паров после сжатия в компрессоре. Дополнительные сложности при создании холодильного оборудования вызывает высокая активность аммиака к меди, поэтому трубопроводы, теплообменники и арматуру изготавливают из стали.

В следствии высокой электропроводности затруднено создание полугерметичных и герметичных компрессоров, работающих на R717.

Для промышленных холодильных установок мощностью более 20кВт, аммиак лучшая альтернатива.

R600a (C_4H_{10}) – изобутан. По сравнению с другими хладагентами R600a имеет преимущества.

$\text{ODP}=0$; $\text{GWP}=0,001$. Масса хладагента, циркулирующего в системе, при использовании изобутана сокращается на 30%. Удельная масса изобутана в два раза больше массы воздуха, поэтому он стелется по земле, хорошо растворяется в масле, горюч, легко воспламеняется, взрывоопасен при соединении с воздухом с объемной долей R600 $1,3\div 8,5^\circ\text{C}$. Температура возгорания 460°C .

Холодильники, работающие на R600a характеризуются меньшим уровнем шума. Для перевода холодильного оборудования на R600a необходима замена компрессора на компрессор с большей производительностью. По удельной объемной холодопроизводительности почти в два раза меньше R12.

R134a – тетрафторэтан. Молекула имеет меньшие размеры, чем молекула R12, что делает его более текучим. ODP=0; GWP=1300, нетоксичен, не воспламеняется. Однако при попадании воздуха в систему могут образовываться горючие смеси в холодильных установках работающих при температуре кипения – 15°C. Энергетические показатели хуже, чем у R12. В среднетемпературных холодильных установках характеристики R134 примерно равны R12.

ЛЕКЦИЯ 5

СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

- 1. Эффективность двухступенчатого сжатия.*
- 2. Схема и цикл двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением и с однократным дросселированием*
- 3. Схема и цикл двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и с двухступенчатым дросселированием*
- 4. Каскадные холодильные машины*

Для получения низких температур (-30°C и менее) необходимо создать в испарителе более низкую температуру (t_0) и как следствие, более низкое давление (P_0). При охлаждении конденсатора сравнительно теплой водой повышается температура конденсации и как следствие давление конденсации.

Изменение этих параметров приводит к увеличению степени сжатия $\Pi = P_k / P_0$, что в свою очередь приводит к изменению следующих показателей:

1) снижается холодопроизводительность машины в следствии уменьшения значения коэффициента подачи компрессора.

2) Увеличиваются затраты мощности т.к. возрастают удельные затраты на сжатие холодильного агента (l), а также уменьшаются значения индикаторного КПД компрессора (h)

3) Повышается температура паров хладагента в конце сжатия, что отрицательно складывается на работу системы смазки компрессора.

Для избежания дополнительных потерь применяют двух- и многоступенчатое сжатие паров хладагента.

Критерием перехода к двухступенчатому сжатию является значение степени сжатия $\Pi = P_k / P_0$. Если $\Pi^3 > 9$ – применяют двухступенчатое сжатие. В цикле двухступенчатого сжатия пары отличаются от низкого давления P_0 до высокого P_k последовательно в двух компрессорах, а между ними пары хладагента охлаждают.

Схема и цикл двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением и с однократным дросселированием

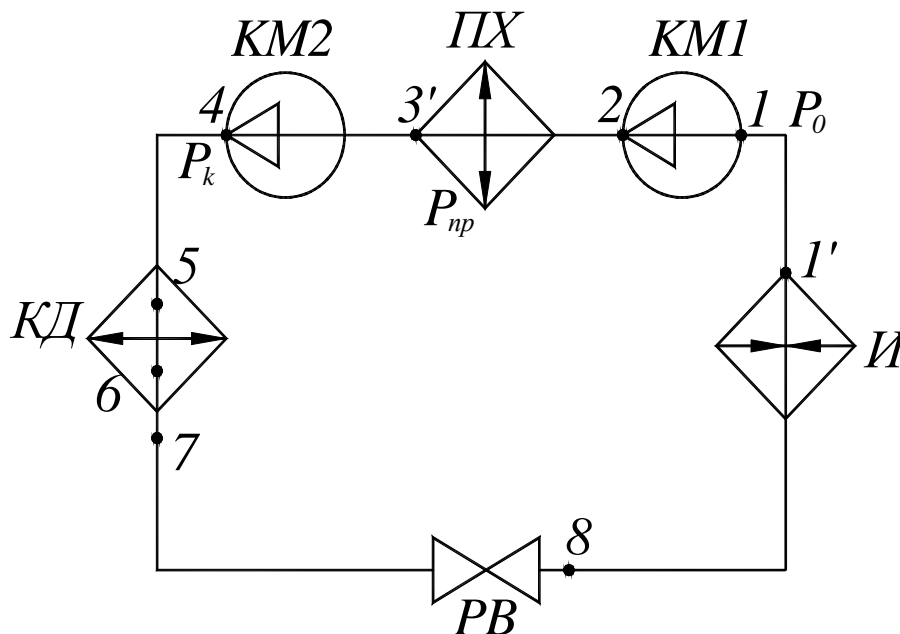


Рисунок 20. Схема холодильной машины двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением и с однократным дросселированием:

КМ1– компрессор низкого давления; ПХ– промежуточный холодильник; КМ2– компрессор высокого давления; КД– конденсатор; И– испаритель.

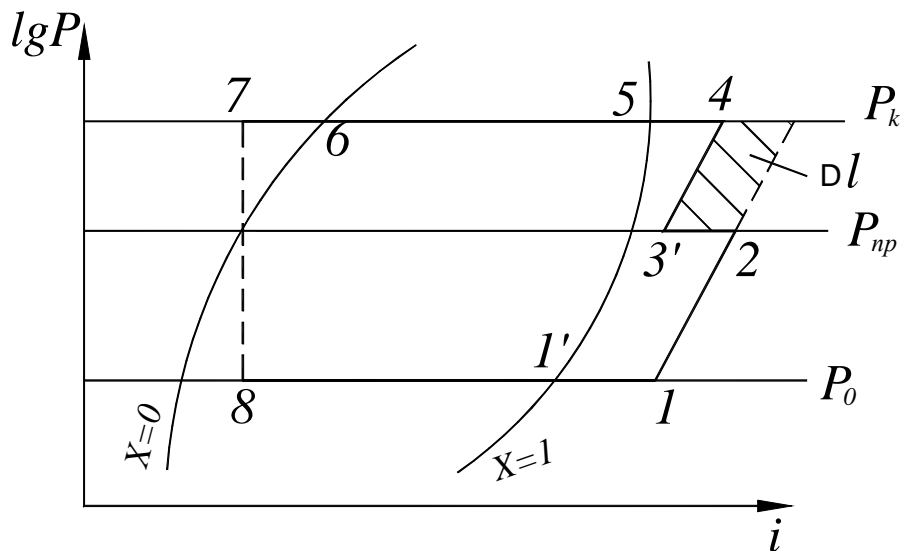


Рисунок 21. Цикл холодильной машины двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением и с однократным дросселированием

Процессы:

- 1-2– адиабатное сжатие в КМ1;
- 2-3'– охлаждение паров хладагента в ПХ;
- 3'-4– адиабатное сжатие в КМ2;
- 4-5– снятие теплоты перегрева в КД;
- 5-6– конденсация хладагента в КД;
- 6-7– переохлаждение жидкого хладагента;
- 7-8– дросселирование;
- 8-1'– кипение в И;
- 1'-1– перегрев перед всасыванием.

D/l характеризует уменьшения удельной работы сжатия при двухступенчатом сжатии в сравнении с одноступенчатым. При такой схеме количество пара через каждую ступень проходит одинаковое количество:

$$M = M_H = M_6 = \frac{Q_0}{Di} = \frac{Q_0}{i_1 - i_8}$$

P_{np} – промежуточное давление:

$$P_{np} = \sqrt{P_0 \times P_k}$$

Работу компрессоров низкой и высоко ступеней определяют:

$$L_H = M(i_2 - i_1)$$

$$L_6 = M(i_4 - i_3')$$

Холодильный коэффициент

$$e = \frac{q_0}{l} = \frac{q_0}{L_H + L_6}$$

Машины, работающие по такой схеме просты при монтаже, не требуют больших капитальных затрат. Данную схему применяют для работы на хладагоне. Позволяет получить t_0 до -40°C .

Схема и цикл двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и с двухступенчатым дросселированием

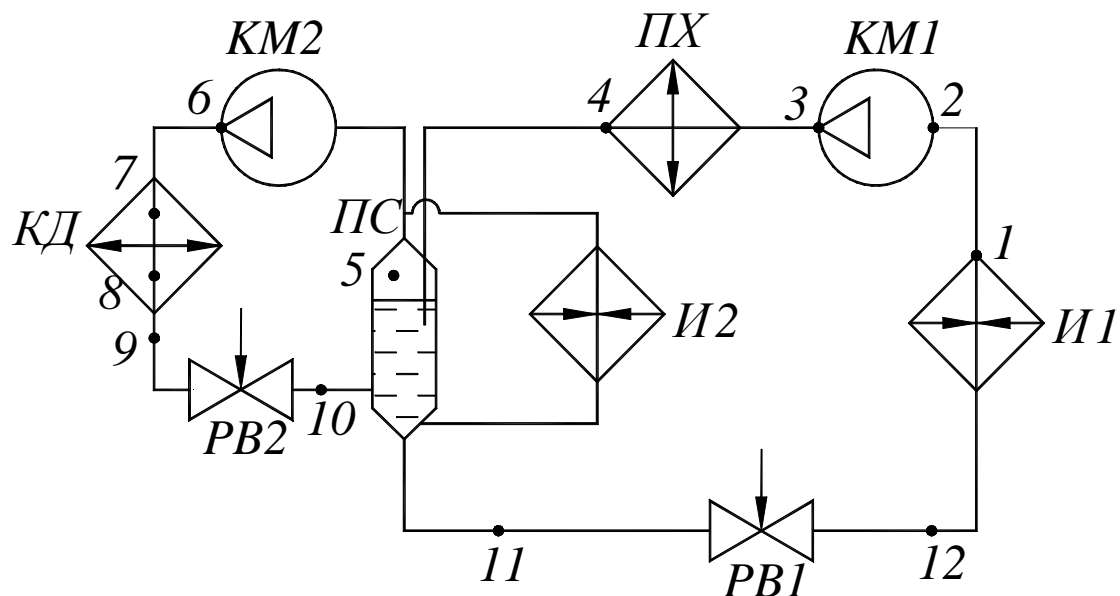


Рисунок 22. Схема и цикл холодильной машины двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и с двухступенчатым дросселированием

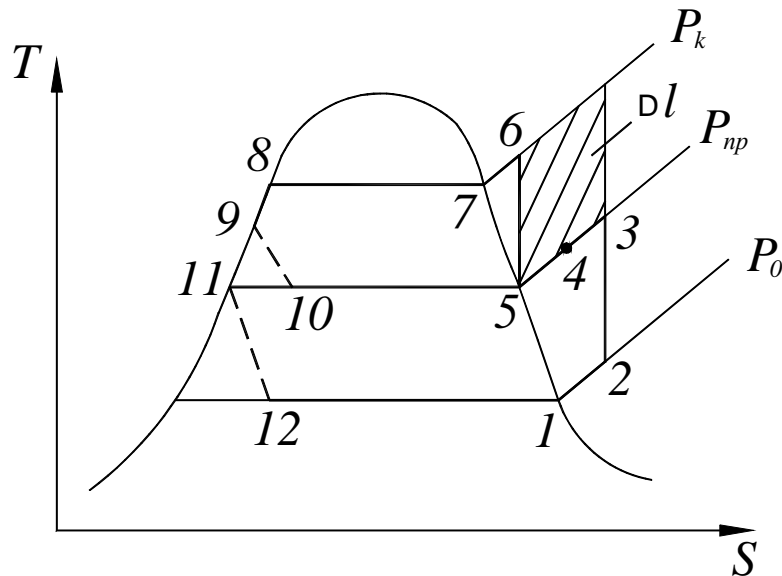


Рисунок 23. Цикл холодильной машины двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и с двухступенчатым дросселированием

В испарителе *И1* кипит хладагент, отбирая теплоту от охлаждаемого объема. *КМ1* отсасывает пары и сжимает пары от P_0 до давления P_{np} . Пары хладагента проходя через *ПХ*, частично охлаждаются и далее поступают в промежуточный сосуд *ПС* под слой жидкого холодильного агента. В *ПС* происходит охлаждение паров до состояния сухой насыщенный пар. Сухой насыщенный пар из верхней части *ПС* отсасывается компрессором *КМ2* и сжимается до давления P_k , далее хладагент поступает в конденсатор, где конденсируется, жидкий хладагент проходя через *РВ2* дросселируется до давления P_{np} и пополняет *ПС*. Из *ПС* жидкий хладагент проходя через вентиль *РВ1* дросселируется до P_0 и пополняет испаритель *И1*.

Использование *И2* позволяет получить дополнительную температуру кипения хладагента, соответственно P_{np} .

Процессы:

- 1-2 – перегрев паров хладагента во всасывающем трубопроводе;
- 2-3 – адиабатное сжатие
- 3-4 – охлаждение паров в промежуточном холодильнике;
- 4-5 – охлаждение пара до состояния сухого насыщенного пара в *ПС*;

5-6 – сжатие паров хладагента в $KH2$;

6-7 – снятие теплоты перегрева;

7-8 – конденсация;

8-9 – переохлаждение жидкого хладагента;

9-10 – дросселирование в $PB2$ до P_{np} .

точка 10 – хладагент в состоянии влажного насыщенного пара разделяется на насыщенную жидкость (10-11) и сухой насыщенный пар.

11-12 – дросселирование в $PB1$ до P_0 .

12-1 – кипение в испарителе $И1$.

Область применения: большие крупные холодильные машины, получают температуру кипения от -25°C до -60°C . Данная схема работает на $R717$.

КАСКАДНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

В каскадных холодильных машинах используются 2 или несколько рабочих веществ (холодильных агентов). Один из холодильных агентов – вещество высокого давления (низкотемпературное рабочее тело), другое называется веществом низкого давления.

По сути, каскадная холодильная машина – это 2 одноступенчатые пароконденсационные холодильные машины. При этом конденсатор одной из машин охлаждает испаритель другой (рисунок 24).

Для работы нижней ветви каскада используют рабочее вещество высокого давления ($R13$, $R14$ и т.д.). В верхней ветви каскада используют $R134a$ и др.

В испарителе кипит холодильный агент, отбирая теплоту из охлаждающего объема, $KM2$ отсасывает пары и сжимает их до высокого давления. Далее пары поступают в конденсатор-испаритель, где от этих паров отводится теплота за счет кипения холодильного агента в верхней ветви каскада.

Для теплообменника между холодильным агентом нижней и верхней ветвей каскада в конденсаторе-испарителе должна быть разность температур между ними ΔT принимают 5-10 $^{\circ}\text{C}$.

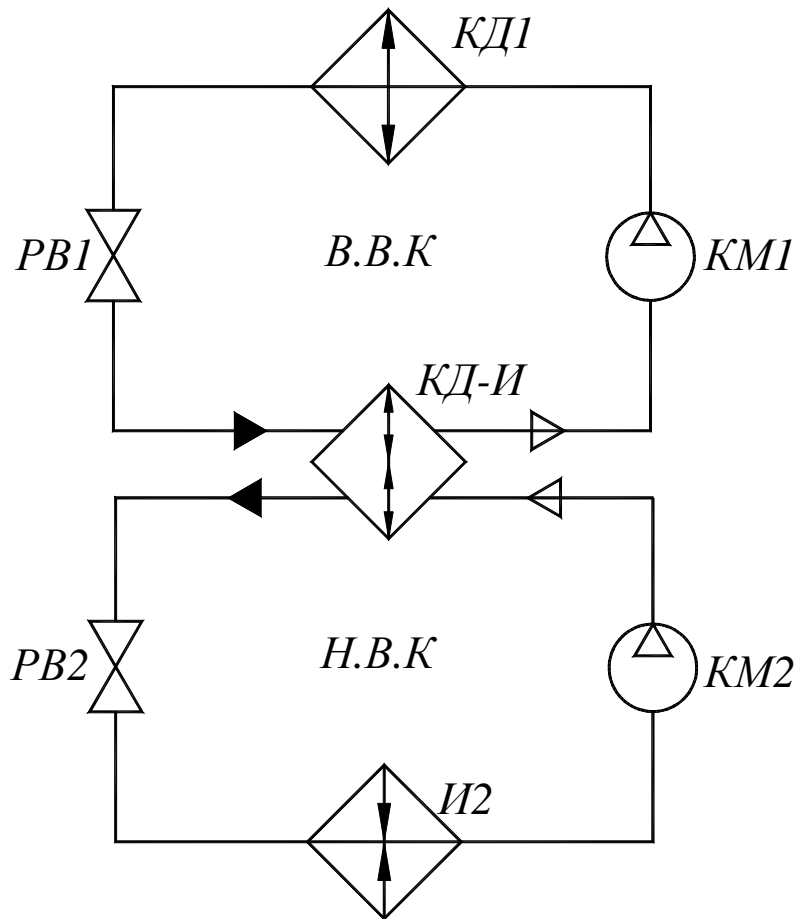


Рисунок 24. Схема каскадной холодильной машины.

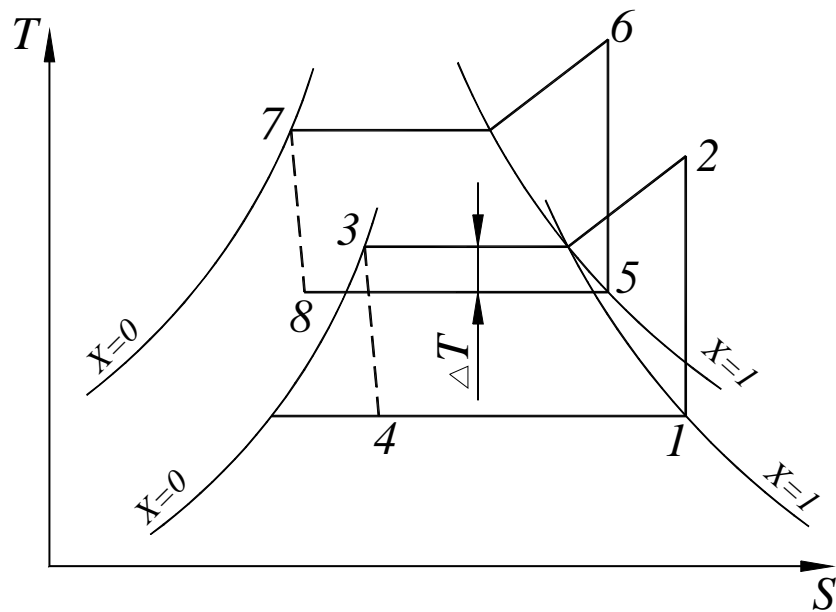


Рисунок 25. Цикл каскадной холодильной машины.

Значение холодильного коэффициента меньше значения холодильного коэффициента холодильной машины двухступенчатого сжатия (при прочих равных условиях)

$$e = \frac{q_0}{l}$$

Рабочий температурный диапазон в каскадных машинах $-40 \dots -80$ °С.

ЛЕКЦИЯ 6

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

- 1. Требования к теплообменным аппаратам холодильных машин.*
- 2. Конденсаторы холодильных машин.*
- 3. Испарители холодильных машин.*

К теплообменным аппаратам холодильных машин относят конденсаторы, испарители, регенеративные теплообменники, переохладители, градирни.

Конденсаторы предназначены для отвода теплоты от хладагента к окружающей среде.

Испарители предназначены для отвода теплоты от охлаждаемого объема к хладагенту.

Регенеративные теплообменники (РТО) – служат для передачи теплоты внутри цикла холодильной машины.

Переохладители предназначены для переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем.

Градирня предназначена для охлаждения воды применяемой для охлаждения конденсатора при оборотной системе водоснабжения.

Требования к теплообменным аппаратам:

- высокая интенсивность теплообмена;
- низкая металлоемкость;

- надежность и удобство обслуживания;
- легкость очистки поверхности от загрязнений.

Конденсаторы холодильных машин

Классификация конденсаторов:

1. По роду охлаждающей среды:

- воздушные;
- водяные;
- водовоздушные.

2. По принципу отвода теплоты:

- проточные. Отвод теплоты осуществляется за счет нагрева воды, проходящей через конденсатор. Бывают кожухотрубные, вертикальные, горизонтальные, кожухомеевиковые.
- испарительные. Отвод теплоты осуществляется за счет испарения воды с поверхности теплообмена.
- оросительные. Отвод теплоты осуществляется как за счет нагревания воды, так и за счет ее испарения.

Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы

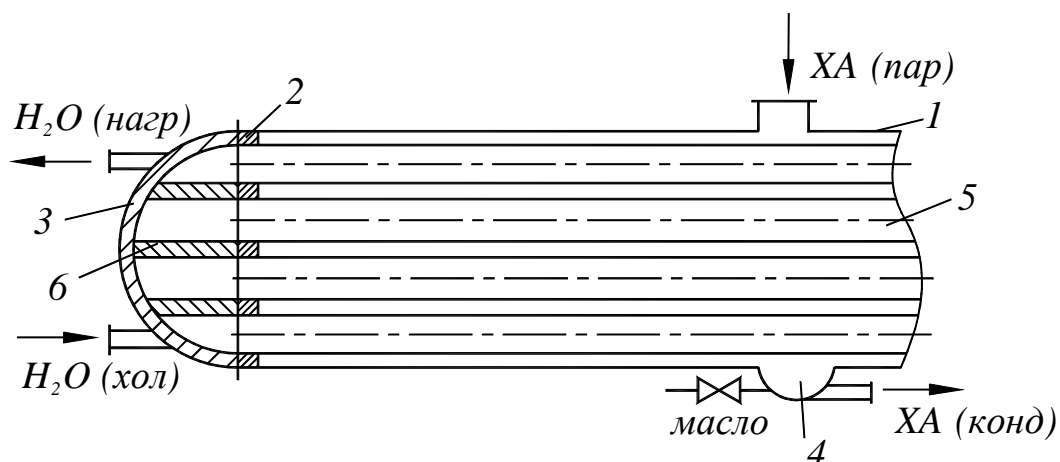


Рисунок 26. Разрез горизонтального кожухотрубного конденсатора.

Представляет собой горизонтальный цилиндрический корпус 1, в котором по торцам расположены трубные решетки 2. В отверстие решеток вмонтированы трубы 5. С обеих сторон к корпусу крепятся крышки 3, имеющие специальные перегородки 6, которые позволяют создать последовательное движение воды в различных уровнях конденсатора. Внизу расположен маслогрязеуловитель.

Достоинства горизонтальных теплообменников: – высокая интенсивность теплообмена.

Недостатки: – большая металлоемкость; – занимает полезную площадь машинного отделения.

Горизонтальные теплообменники выпускают с теплопередающей поверхностью от 2...300м².

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы

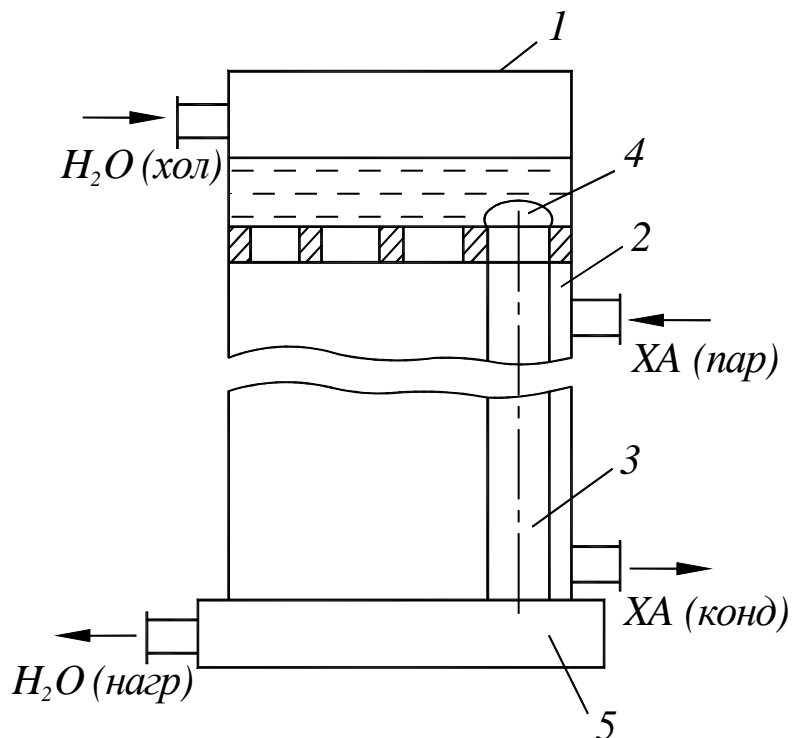


Рисунок 27. Разрез вертикального кожухотрубного конденсатора.

Холодильный агент поступает в корпус 2 конденсатора, где соприкасается с холодной поверхностью вертикальных пучков труб 3, на которых происходит процесс конденсации. Вода из бака 1 по трубам стекает в поддон 5, откуда идет на охлаждение. Для того чтобы вода из бака в поддон стекала по внутренней поверхности трубы тонкой пленкой – на трубы устанавливают насадки.

Достоинства: – занимает меньшую площадь машинного отделения и обладает всеми качествами горизонтальных теплообменников.

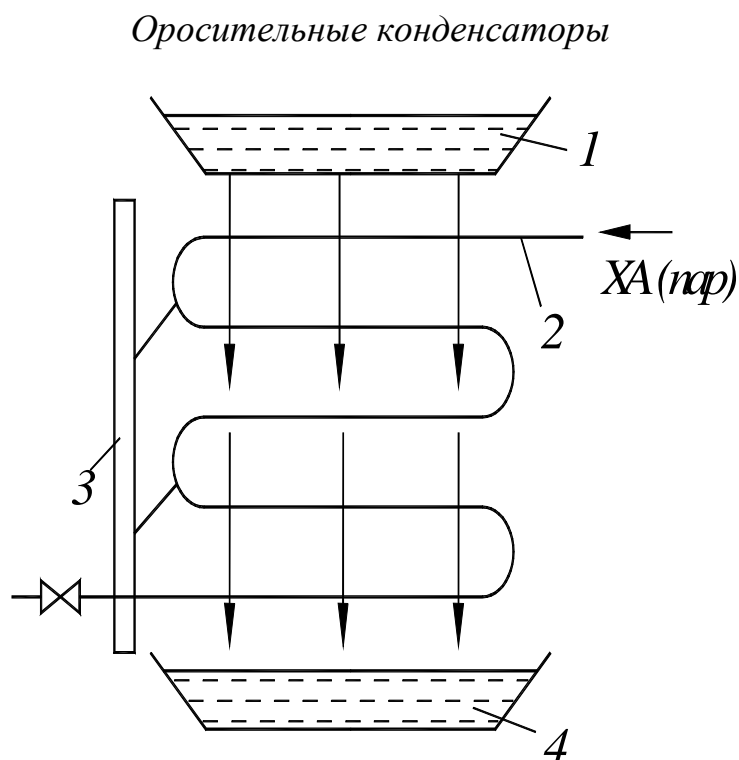


Рисунок 28. Схема оросительного конденсатора: 1 – бак, 2 – система змеевиков, 3 – коллектор, 4 – поддон.

Холодильный агент проходит по змеевику 2, который орошается водой из бака 1. процесс охлаждения и конденсации происходит как за счет теплообмена так и за счет испарения воды.

Достоинства: простота, дешевизна.

Недостаток: повышенный расход воды.

Испарительный конденсатор

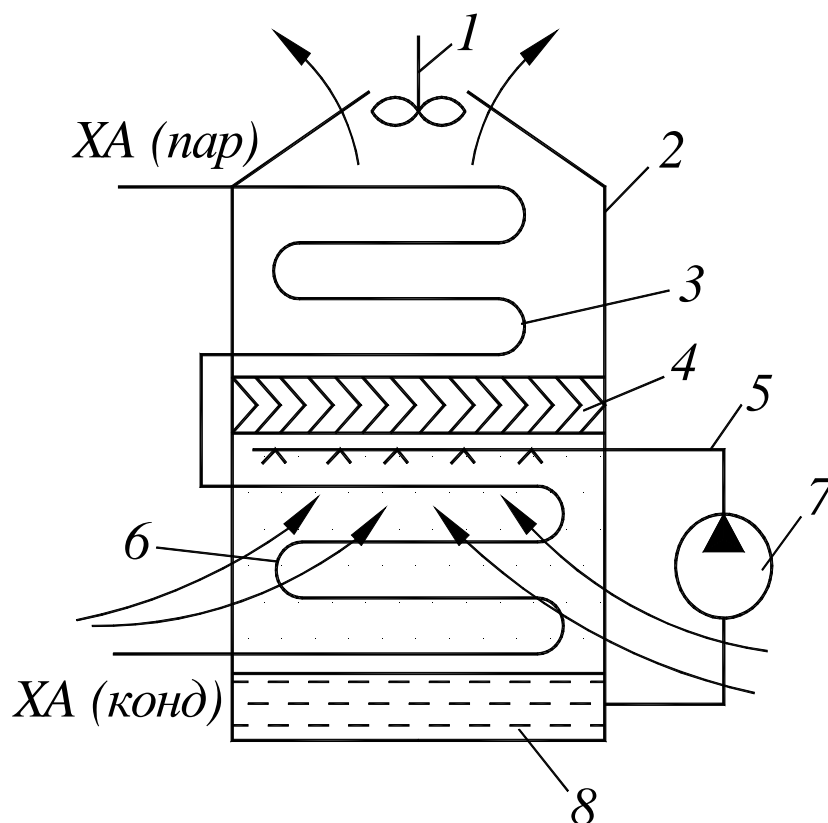


Рисунок 29. Схема испарительного конденсатора: 1 – вентилятор, 2 – корпус, 3 - форконденсатор (предварительный), 4 – каплеулавливатель, 5 - форсунки, 6 – конденсатор, 7 – насос, 8 – поддон.

Конденсация и охлаждение хладагента происходит за счет испарения воды на поверхности теплообменника. Для интенсификации процесса применен вытяжной вентилятор. Отличительной особенностью испарительного конденсатора является то, что температура воды, подаваемой на поверхность охлаждения и уходящей с нее, - одинакова. Отвод теплоты от конденсирующегося холодильного агента происходит за счет испарения воды.

Каплеулавливатель предназначен для задержки воды и исключения выноса ее.

Расчет конденсатора

Конденсатор подбирают по величине теплопередающей поверхности.

$$F = \frac{Q_k}{K \times \Delta t}$$

Q_k – тепловая нагрузка на конденсатор;

Δt – разность температуры охлаждающей среды и конденсации холодильного агента.

$$Q_k \gg Q_0 + Ni$$

Q_0 – холодопроизводительность машины,

Ni – индикаторная мощность.

$$Q_k = M \times q_k = M (i_2 - i_3)$$

M – массовый расход холодильного агента;

q_k – удельное количество теплоты отводимое в конденсаторе.

Испарители холодильных машин

Их классифицируют по 2 признакам:

1) по виду охлаждаемой среды (жидкость, воздух);

2) по характеру заполнения испарителя холодильным агентом (затопленные – в них постоянно поддерживается определенный уровень жидкого холодильного агента; незатопленные, т.е. сухие – количество жидкого холодильного агента регулируется приборами автоматики).

К затопленным относятся кожухотрубные испарители, предназначенные для охлаждения жидких сред (рассол, этиленгликоль). Конструкции кожухотрубных испарителей аналогичны кожухотрубным конденсаторам.

Испарители для охлаждения воздуха:

– испарители с естественной циркуляцией воздуха (пристенные, потолочные, батареи);

– испарители с принудительной циркуляцией воздуха (воздухоохладители), т.е. пучки ребристых труб, которые омывает воздух за счет работы вентилятора.

Расчет испарителей заключается в определении величины теплопередающей поверхности:

$$F = \frac{Q_0}{k\Delta t}, \text{ где}$$

Q_0 – холодопроизводительность машины;

k – коэффициент теплопередачи испарителя;

Δt – разность температуры между кипящим холодильным агентом и температурой охлаждаемой среды.

Поверхность испарителей зависит от коэффициента теплопередачи. С увеличением его значения уменьшается потребная поверхность испарителя. Значение коэффициента теплопередачи зависит от условий фазового перехода внутри трубы (α_1), от термического сопротивления материала трубы, а также от условий теплообмена, между охлаждаемой средой и поверхностью испарителя (α_2). Для горизонтальных кожухотрубных испарителей значение коэффициента теплопередачи находится в пределах 700...1200 Вт/(м²К); для воздухоохладителей – 12...15 Вт/(м²К); для батарей с естественной рециркуляцией воздуха – 3...5 Вт/(м²К).

Слой загрязнения, снеговые шубы затрудняют процесс теплообмена.

Переохладители используют в аммиачных холодильных машинах для переохлаждения жидкого холодильного агента перед дросселированием. Они представляют собой теплообменник типа "труба в трубе".

Регенеративные теплообменники ("труба в трубе") могут быть змеевиковые.

В бытовых холодильных приборах капиллярная трубка присоединена к всасывающему трубопроводу.

Градирни предназначены охлаждения воды, прошедшей через конденсатор. Для охлаждения воды используют форсунки, фонтаны, щиты, орошаемые водой. Градирни используют на предприятиях с оборотной системой водоснабжения.

ЛЕКЦИЯ 7

АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

- 1. Абсорбционные холодильные машины периодического действия*
- 2. Абсорбционные холодильные машины непрерывного действия*

Процесс абсорбции заключается в поглощении одного вещества другим, в результате получается бинарная смесь (из 2-х различных веществ). Эта смесь характеризуется концентрацией одного вещества в другом. В холодильной технике один из компонентов бинарной смеси называется холодильным агентом, другой – абсорбентом, т.е. растворителем.

Требования к бинарным смесям:

1. Холодильный агент и абсорбер не должны вступать в химическую реакцию.
2. Должна быть максимально возможная разность температуры кипения холодильного агента и абсорбера.

Получили распространение следующие бинарные смеси: бромистый литий - вода, водоаммиачный раствор.

В отличие от паровых компрессионных холодильных машин при работе абсорбционных холодильных машин затрачивается тепловая энергия.

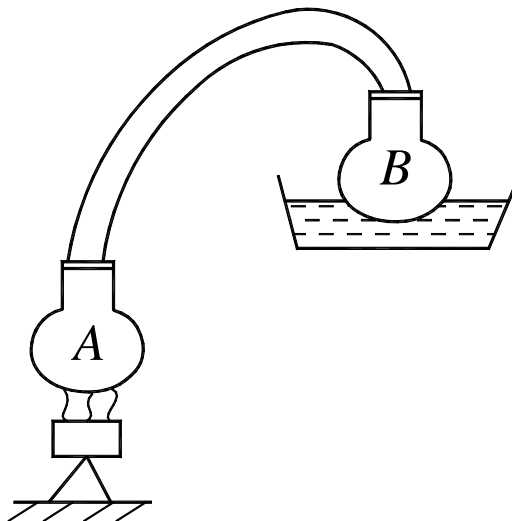


Рисунок 30. Схема простейшей абсорбционной холодильной машины: A – крепкий водоаммиачный раствор, B – колба пустая.

Работа складывается простейшей абсорбционной холодильной машины из 2-х этапов:

1. Зарядка
2. Получение холодильного эффекта

Этап первый – зарядка.

Нагреваем колбу A , колбу B – охлаждаем. При нагревании колбы A из нее начнет испаряться аммиак, который будет скапливаться в колбе B . При дальнейшем нагреве давление в колбе B будет повышаться и в определенный момент достигнет значения давления конденсации P_k и при охлаждении колбы B в ней начнет образовываться жидкий аммиак. В конце периода зарядки в колбе A останется слабый водоаммиачный раствор, в колбе B – жидкий аммиак.

Этап второй – получение холодильного эффекта.

Колба B помещается в теплоизолированный объем, колбу A – охлаждаем. При охлаждении колбы A слабый водоаммиачный раствор приобретает способность поглощать аммиак. В процессе поглощения паров аммиака, давление в колбе B уменьшается и в определенный момент станет равным давлению кипения P_0 . В результате этого жидкий аммиак закипит, отбирая теплоту из охлаждаемого объекта.

Схема абсорбционной холодильной машины периодического действия

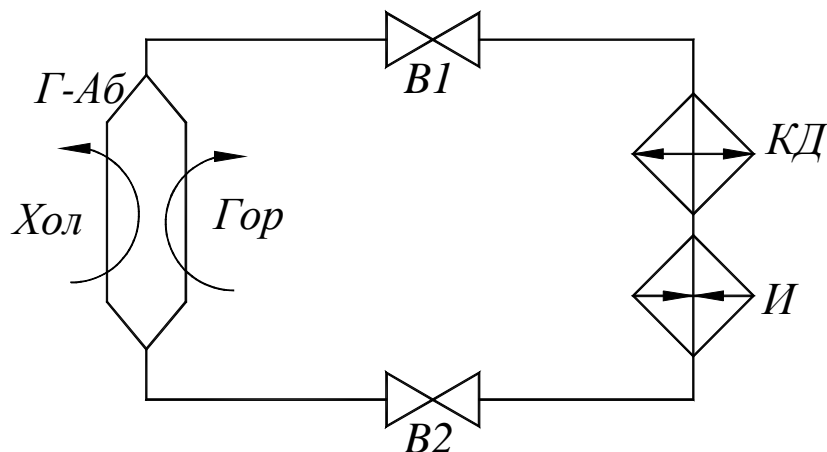


Рисунок 31. Схема абсорбционной холодильной машины периодического действия: $G-Ab$ – генератор-абсорбер, B_1, B_2 – запорные вентили.

1. Этап зарядки

$G-Ab$ нагревают, B_1 открыт, B_2 закрыт. Пары холодильного агента, испаряющиеся при нагревании крепкого водоаммиачного раствора, скапливаются в конденсаторе. При дальнейшем нагревании раствора давление в конденсаторе повышается до давления конденсации P_k и при отводе теплоты от холодильного агента к охлаждающей среде начнет образовываться жидкий аммиак.

2. Этап получения холодильного эффекта

$G-Ab$ охлаждают, B_1 закрыт, B_2 открыт. Жидкий холодильный агент из конденсатора протекает в испаритель. Слабый раствор при охлаждении его приобретает способность поглощать пары аммиака. В результате поглощения паров аммиака давление в испарителе понижается до давления кипения P_0 и холодильный агент закипает, отбирая теплоту из охлаждаемого объема.

Длительность периода зарядки намного меньше периода разрядки, если длительность зарядки 1,5-2 часа, то разрядки 15-20 часов.

Схема и принцип действия абсорбционной холодильной машины непрерывного действия

В испарителе кипит холодильный агент, отбирая теплоту из охлаждаемого объема. Образовавшиеся пары холодильного агента поглощаются слабым водоаммиачным раствором, находящимся в абсорбере. В процессе поглощения выделяется теплота $Q_{аб}$, которую необходимо отводить. По мере насыщения слабого раствора аммиаком его перекачивают из абсорбера в генератор насосом. Насос не только перемещает крепкий раствор из абсорбера в генератор, но и повышает давление от низкого P_0 до высокого P_k . Q_n – тепловой эквивалент работы, затрачиваемой в насосе. Крепкий раствор нагревается, затрачивая теплоту Q_r . При нагреве крепкого раствора из него в первую очередь испаряются пары холодильного агента, которые поступают в конденсатор и при отводе теплоты Q_k конденсируются. Давление в конденсаторе

ре высокое (P_k). Жидкий холодильный агент из конденсатора, проходя из $PB1$, дросселируется с понижением давления до давления P_0 , затем пополняет испаритель.

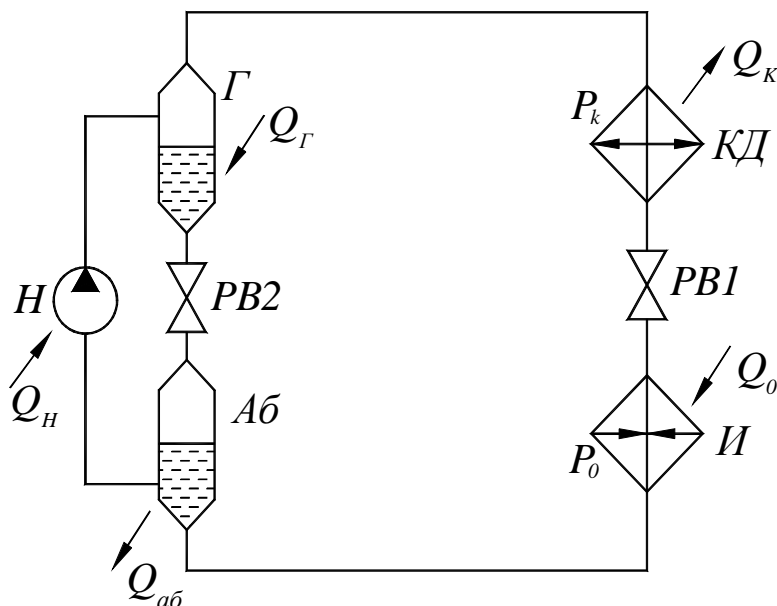


Рисунок 33. Схема и принцип действия абсорбционной холодильной машины непрерывного действия: H – насос; Γ – генератор; $Aб$ – абсорбер.

В процессе нагрева крепкого раствора в генераторе концентрация холодильного агента уменьшается и слабый водоаммиачный раствор из генератора через $PB2$ пополняет абсорбер.

Процессы, происходящие в абсорбционной машине, существенно отличаются от процессов паровой компрессионной машины, т.к. на все процессы оказывает влияние концентрация раствора.

Цикл абсорбционной холодильной машины в $lgP-i$, $T-S$ координатах не изображают. Работу холодильной машины оценивают с помощью изображения процессов и в $i-\zeta$ (i – удельная энтальпия; ζ – концентрация раствора).

Тепловой баланс абсорбционной машины:

$$Q_0 + Q_n + Q_c = Q_{аб} + Q_k$$

Эффективность цикла абсорбционной холодильной машины можно определить из соотношения:

$$e = \frac{Q_0}{Q_c + Q_n}, \text{ где}$$

Q_0 – количество теплоты, отводимой от охлаждаемого объема.

Схема абсорбционной холодильной машины с ректификатором (дефлегматором) и регенератором

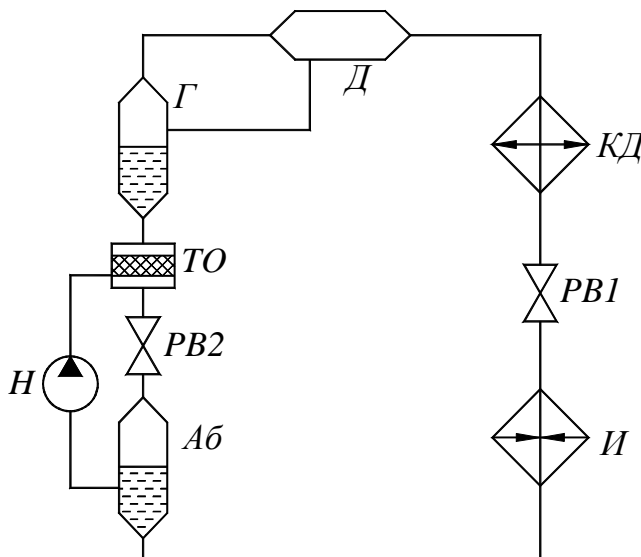


Рисунок 34. Схема абсорбционной холодильной машины с ректификатором (дефлегматором) и регенератором

Принцип действия данной схемы аналогичен предыдущей. Дефлегматор ($Д$) предназначен для очищения от воды холодильного агента, поступающего в конденсатор. Теплообменник $ТО$ предназначен для передачи теплоты между потоками растворов, идущих из генератора в абсорбер и из абсорбера в генератор. В результате применения теплообменника затрачивается меньше энергии на нагрев генератора и охлаждения абсорбера.

Данная схема более совершенна, чем рассмотренная выше, потому что в конденсатор поступает очищенный от воды аммиак, а также на нагрев генератора и охлаждение абсорбера требуется меньшее количество затрачиваемой теплоты.

Схема абсорбционно-диффузионной холодильной машины

В 1899 году появилась идея заменить процесс кипения холодильного агента в испарителе на процесс диффузии его в другую среду. Согласно закону Дальтона, химически не реагирующие газы диффундируют друг с другом, как с пустотой.

Этим способом удастся повысить давление в испарителе до давления конденсации, при этом холодильный агент находится при низком парциальном давлении P_0 . В 1921 году создали машину, использующую водород в качестве третьей среды.

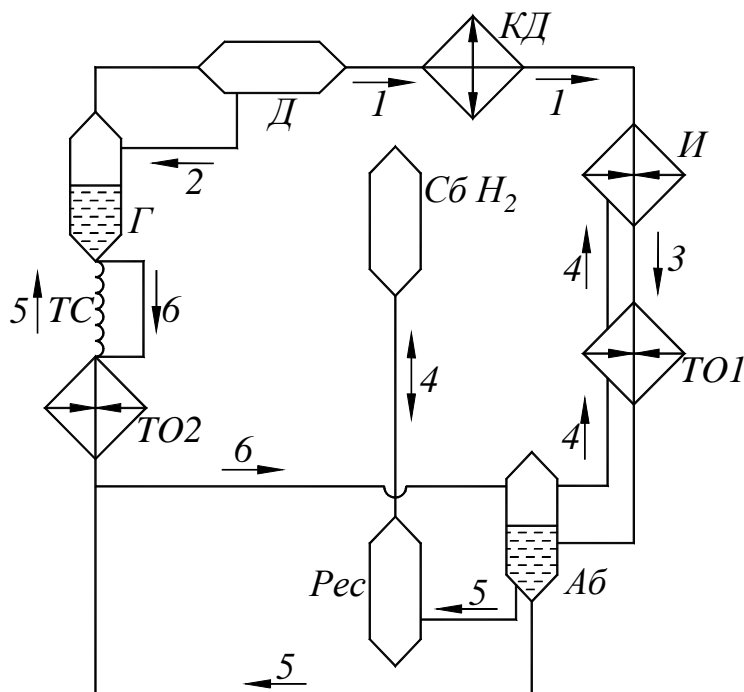


Рисунок 35. Схема абсорбционно-диффузионной холодильной машины: Сб H_2 — сборник водорода; ТС — термосифон; 1 — очищенный аммиак; 2 — вода; 3 — аммиак + водород; 4 — водород; 5 — крепкий раствор; 6 — слабый раствор.

При нагреве крепкого водоаммиачного раствора в генераторе из него выделяется аммиак, который очищается в дефлегматоре D , затем он поступает в конденсатор и в результате отвода теплоты конденсируется. Затем аммиак поступает в испаритель, где находится водород.

Таким образом, абсолютное давление в испарителе равно давлению конденсации. В то же время парциальное давление аммиака в испарителе будет низким и равно давлению кипения. В результате этого аммиак в испарителе будет кипеть. Пары аммиака вместе с водородом через теплообменник $TO1$ поступает в абсорбер. В абсорбере слабый раствор аммиака поглощает пары аммиака. Освободившийся водород через теплообменник $TO1$ возвращается в испаритель. Крепкий водоаммиачный раствор из абсорбера сливается в ресивер. Затем через $TO2$ и термосифон пополняет генератор. Слабый раствор из генератора через $TO2$ сливается в абсорбер. Это он делает самотеком. Крепкий раствор перемещается с помощью термосифона,

который служит для преодоления гидростатического давления различных уровней высоты и гидравлического сопротивления трубопроводов.

Сборник водорода служит для выравнивания давлений в различных элементах системы при изменении температуры охлаждающей среды в *TO1* и *TO2*.

При изучении курса рекомендуется следующая литература

1. Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. Холодильные установки. СПб.: Политехника, 1999.
2. Чумак И.Г., Никульшина Д.Г. Холодильные установки. К.: Выща школа, 1988.
3. Голянд М.М., Малеванный В.Й. Холодильное технологическое оборудование. М.: Пищевая промышленность, 1977.
4. Данилова Е.Н. Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. -Л.: Машиностроение, 1973.
5. Канторович В.Й. Основы автоматизации холодильных установок. - М.: Пищевая промышленность, 1976.
6. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. -Л.: Машиностроение, 1980.
7. Применение холода в пищевой промышленности. Справочник под редакцией Быкова А.В. -М.: Пищевая промышленность, 1978.
8. Проектирование холодильных сооружений. Справочник /под редакцией Быкова А.В. -М.: Пищевая промышленность, 1978.
9. Свердлов Г.З., Явнель Б.К. Курсовое и дипломное Проектирование холодильных установок и установок кондиционирования воздуха. -М.: Пищевая промышленность, 1978.
10. Теплообменные аппараты, приборы автоматики и испытания холодильных машин. Справочник /под ред. Быкова А.В. -М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.
11. Холодильные компрессоры. Справочник /под ред. Быкова А.В. -М.:
12. Холодильные машины. Справочник /под ред. Быкова А.В. -М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
13. Холодильные машины. Под редакцией Сакуна И.А. -М.: Пищевая промышленность, 1973.
14. Холодильная техника. Под редакцией Лебедева В.Ф. -М.: Агропромиздат 1986.