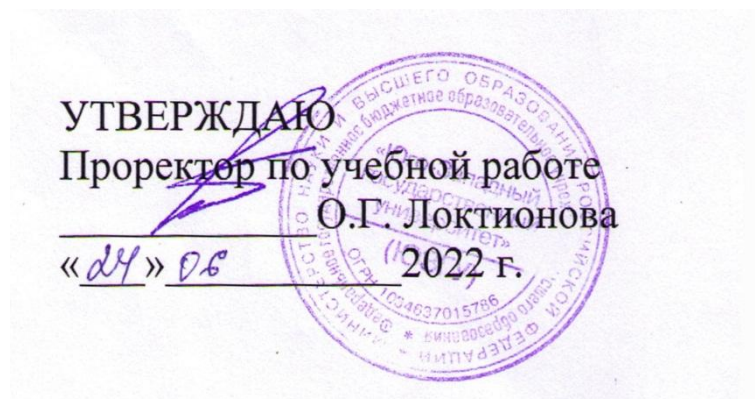


Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Емельянов Сергей Геннадьевич  
Должность: ректор  
Дата подписания: 25.09.2022 14:09:55  
Уникальный программный ключ:  
9ba7d3e34c012eba476ffd2d064cf2781953be730df2374d16f3c0ce536f0fc6

## МИНОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)

Кафедра теплогазоснабжения



### Научно-технические основы холодильной техники

Методические указания к выполнению практических работ для студентов по направлениям подготовки 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Курск 2022

УДК 621.56

Составитель: Г.Г.Щедрина

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент Е.В. Умеренков

**Научно-технические основы холодильной техники:** методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Научно-технические основы холодильной техники» для студентов очной и заочной форм обучения направления подготовки 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. Г.Г. Щедрина - Курск, 2022 - 61 с. - Библиогр.: с. 56.

Методические указания содержат материалы для проведения практических занятий по темам дисциплины «Технология монтажа и эксплуатации теплоэнергетических систем»: монтаж систем центрального отопления; монтаж систем вентиляции и кондиционирования воздуха; монтаж наружных тепловых и газовых сетей; монтаж внутренних систем газоснабжения; монтаж теплогенерирующих установок и технологических трубопроводов.

Методические указания предназначены для студентов очной и заочной форм обучения направления подготовки 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 2022 г. Формат 60x84 1/16.  
Усл. печ. л. 1,2. Уч.-изд.л. 1,1 Тираж 30 экз. Заказ \_\_\_\_\_. Бесплатно.  
Юго-Западный государственный университет.  
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

## Введение

Методические указания разработаны в соответствии с утвержденными рабочими программами, содержат необходимый теоретико-методологический материал для решения проектных и технологических задач. Нацелены на освоение приемов формирования эффективных теоретических, проектных и технологических решений в области холодильной техники.

Предназначены для студентов направления подготовки 13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника, профиль «Энергетика теплотехнологий» очной и заочной форм обучения. Могут быть использованы в учебном процессе по всем формам обучения магистров, специалистов и бакалавров.

Охлаждение тел до температуры ниже температуры окружающей среды, то есть получение искусственного холода, играет важную роль во многих отраслях производства.

Приближенное число труб, расположенных по большей диагонали внешнего шестиугольника:

Искусственный холод получают, в основном, с помощью холодильных машин. Эти машины за счет затрат энергии осуществляют перенос теплоты от охлаждаемых тел с низкой температурой в окружающую среду с более высокой температурой.

Для того чтобы минимизировать затраты энергии на получение искусственного холода надо не только правильно выбрать конструктивные параметры холодильной машины и холодильной установки в целом, но и обеспечить оптимальные режимы ее эксплуатации. Для этого необходимо представлять себе физические принципы получения низких температур, знать устройство и особенности рабочих циклов холодильных машин, уметь оценивать влияние различных факторов на энергетическую эффективность этих машин.

В данных методических указаниях представлены различные способы оценки эффективности циклов холодильных машин на примере циклов, наиболее распространенных парокompрессионных холодильных машин. МУ предназначены для выполнения

практических заданий в аудитории под руководством преподавателя и самостоятельной работы студентов.

## Содержание

Введение	3
1. Основные положения дисциплины «Научно-технические основы холодильной техники»	10
1.1 Рабочие вещества ХМ	12
1.2 Классификация холодильных агентов	14
1.3 Обозначения и характеристики хладагентов	15
1.4 Кривая давления насыщения	20
1.5 Обобщающие зависимости рабочих веществ для параметров состояния	23
1.6 Влияние свойств холодильных агентов на конструкцию и эксплуатационные показатели ХМ	27
1.7 Влияние теплофизических свойств на интенсивность теплоотдачи при кипении и конденсации холодильного агента	31
1.8 Вид термодинамических циклов для зеотропов и азеотропов	33
1.9 Взаимодействие холодильных агентов со смазочными маслами	37
2. Расчет теоретических характеристик пароконденсационной холодильной машины	41
3. Задачи для подготовки к промежуточному контролю знаний по дисциплине «Научно-технические основы холодильной техники»	52
Библиографический список	56
Приложения	58

## **1 Основные положения дисциплины «Научно-технические основы холодильной техники»**

Охлаждением называется процесс отвода теплоты или отдачи работы, сопровождающийся понижением температуры и протекающий с участием не менее двух тел: охлаждаемого и охлаждающего.

В холодильной технике различают естественное и искусственное охлаждение. Естественное охлаждение осуществляется вследствие самопроизвольной передачи теплоты окружающей среде, имеющей более низкую температуру.

Искусственный холод получают двумя способами. Первый основан на аккумуляции естественного холода. Второй способ – машинное охлаждение. Согласно второму закону термодинамики для получения холода необходимо затратить внешнюю работу. При этом теплота отводится от охлаждаемого тела и передается окружающей среде. Температура охлаждаемого тела ниже температуры окружающей среды, поэтому говорят, что охлаждаемое тело является источником теплоты низкой температуры, а окружающая среда – источником теплоты высокой температуры.

Машинное охлаждение осуществляют с помощью устройств, осуществляющих перенос теплоты с низкого температурного уровня на более высокий температурный уровень.

Тепловые машины, предназначенные для понижения и непрерывного поддержания температуры тел ниже температуры окружающей среды, называют холодильными машинами. Холодильную машину совместно с холодильной камерой (объектом охлаждения) называют холодильной установкой.

В зависимости от температуры, которая должна быть достигнута при охлаждении, различают холодильные машины:

- 1) умеренного холода, охватывающие область температур до  $-120^{\circ}\text{C}$ ;
- 2) глубокого холода, охватывающие область температур до  $-200^{\circ}\text{C}$  и используемые обычно для сжижения газов.

В холодильных машинах совершается совокупность процессов, в результате которых теплота отнимается от тел с низкой температурой и передаётся среде с более высокой температурой. В соответствии со вторым законом термодинамики переход теплоты от менее нагретого к более нагретому телу возможен только при наличии компенсирующего процесса. По характеру этого процесса холодильные машины можно разделить на две группы. К первой группе относят компрессионные холодильные машины, в которых компенсация осуществляется за счет затраты механической работы от внешнего источника. Ко второй группе относят пароэжекторные и абсорбционные холодильные машины, в которых компенсирующим процессом является перенос теплоты от некоторого источника теплоты в окружающую среду. В пароэжекторных и абсорбционных

холодильных машинах, в отличие от компрессионных, энергия затрачивается не в форме работы, а в форме теплоты.

Компрессионные холодильные машины по роду используемого в них рабочего тела (хладагента) подразделяют на воздушные (газовые) и паровые. В последних в качестве хладагента используют пары различных легкокипящих жидкостей.

В настоящее время для получения умеренного холода наибольшее распространение получили паровые компрессионные (парокомпрессионные) холодильные машины.

Машины этого типа используют для переноса теплоты механическую работу. Одним из основных элементов этих машин является компрессор – машина сжимающая и перемещающая паро– и газообразное рабочее вещество.

В некоторых типах компрессионных холодильных машин используются детандеры – машины, предназначенные для расширения газообразного рабочего вещества.

## **1.1 Рабочие вещества ХМ**

Перенос тепла с более низкого уровня температуры на более высокий, осуществляет рабочее вещество (холодильный агент) циркулирующее обычно в замкнутом контуре ХМ или ТН реализую обратный термодинамический цикл.

В парокомпрессионных холодильных машинах в качестве хладагентов используют пары веществ, которые при давлениях, близких к атмосферному, имеют низкую температуру кипения.

К хладагентам предъявляется ряд требований:

- хладагент должен иметь при наиболее низких температурах в цикле (в испарителе) давление насыщения  $p_1$  выше атмосферного. Этим устраняются вредные подсосы внешнего воздуха в испаритель.

- при наивысших температурах цикла (в конденсаторе) давление насыщения  $p_2$  не должно быть высоким в целях облегчения конструкции установки;

- желательно, чтобы хладагент имел как можно более высокое значение теплоты парообразования. При прочих равных условиях с повышением теплоты парообразования хладагента снижается его масса, которая циркулирует в холодильной машине.

- желательно использовать хладагент с невысоким значением плотности как в жидком, так и парообразном состоянии. Увеличение плотности вызывает увеличенный расход энергии на его циркуляцию.

Кроме того, хладагенты не должны быть токсичными, огнеопасными, не должны разрушать материалы, используемые в конструкции холодильной машины.

Наиболее распространены хладагенты с нормальной температурой кипения, значительно ниже  $T_{oc}$ .

Первые холодильные машины были построены и применены во второй половине XIX в. В то время в качестве хладагентов применяли: диоксид углерода  $CO_2$  с  $t_s = -78^\circ C$ ; сернистый ангидрид



$\text{SO}_2$  с  $t_s = -10^\circ\text{C}$ ; хлористый метил  $\text{CH}_3\text{Cl}$  с  $t_s = -29,7^\circ\text{C}$ ; аммиак  $\text{NH}_3$  с  $t_s = -33^\circ\text{C}$ . Каждый из этих хладагентов имел существенные недостатки, что весьма осложняло эксплуатацию холодильных машин, т.к.  $\text{SO}_2$  и  $\text{CH}_3\text{Cl}$  – весьма токсичны; применение  $\text{CO}_2$  – связано с высокими давлениями;  $\text{NH}_3$  – токсичен и пожароопасен.

В 20-х годах XX в. были синтезированы «фреоны», то есть – *хлорфторзамещенные углеводороды*, на основе углеводородов: метана  $\text{CH}_4$ , этана  $\text{C}_2\text{H}_6$ , пропана  $\text{C}_3\text{H}_8$ .

Фреоны вытеснили все ранее применявшиеся хладагенты, кроме аммиака, и позволили поставить производство холодильных машин на поток. Фреоны считались абсолютно безопасными как в отношении токсичности, так и в отношении взрывопожароопасности.

В 80-х годах XX в. выяснилось, что хлорсодержащие фреоны обладают потенциалом разрушения озонового слоя, а все остальные синтетические рабочие вещества являются парниковыми газами. Поэтому последние 30 лет продолжается ревизия применения хладагентов, замена части из них в целях экологической безопасности, в частности, расширяется применение, так называемых, природных рабочих веществ, к которым относятся: аммиак  $\text{NH}_3$ , диоксид углерода  $\text{CO}_2$ , углеводороды этан  $\text{C}_2\text{H}_6$ , пропан  $\text{C}_3\text{H}_8$ ; воздух и вода как рабочие вещества.

## 1.2 Классификация холодильных агентов

1. По происхождению: бывают синтетические и природные.

К синтетическим веществам относятся – хлорфторзамещенные углеводороды.

К природным – аммиак, углекислый газ  $\text{CO}_2$ , углеводороды, воздух и вода.

2. По составу: моновещества (МВ) и смеси.

Смеси могут быть зеотропные (ЗС) и азеотропные (АС); синтетическими и природными; двухкомпонентными и многокомпонентными.

3. По нормальной температуре кипения и сопряженного с ней уровня давления.

Хладагенты по этому признаку делятся:

а) холодильные агенты высокого давления с нормальной температурой кипения  $T_s < -50^\circ\text{C}$ ;

б) хладагенты среднего давления, с  $-50^\circ\text{C} < T_s < -10^\circ\text{C}$

в) хладагенты низкого давления  $T_s > -10^\circ\text{C}$ .

При температуре  $t=30^\circ\text{C}$  для:

а)  $p=2\dots 7$  МПа; б)  $p=0,3\dots 2$  МПа; в)  $p < 0,3$  МПа.

Зависимость давления хладагентов от температуры представлена на рис. 1.1.

### **1.3 Обозначения и характеристики хладагентов**

В начале XIX столетия, на ранней стадии развития холодильной техники, хладагенты обозначали химическими формулами:

- аммиак  $\text{NH}_3$ ;

- двуокись углерода  $\text{CO}_2$ ;
- хлористый метил  $\text{CH}_3\text{Cl}$ ;
- сернистый ангидрид  $\text{SO}_2$ .

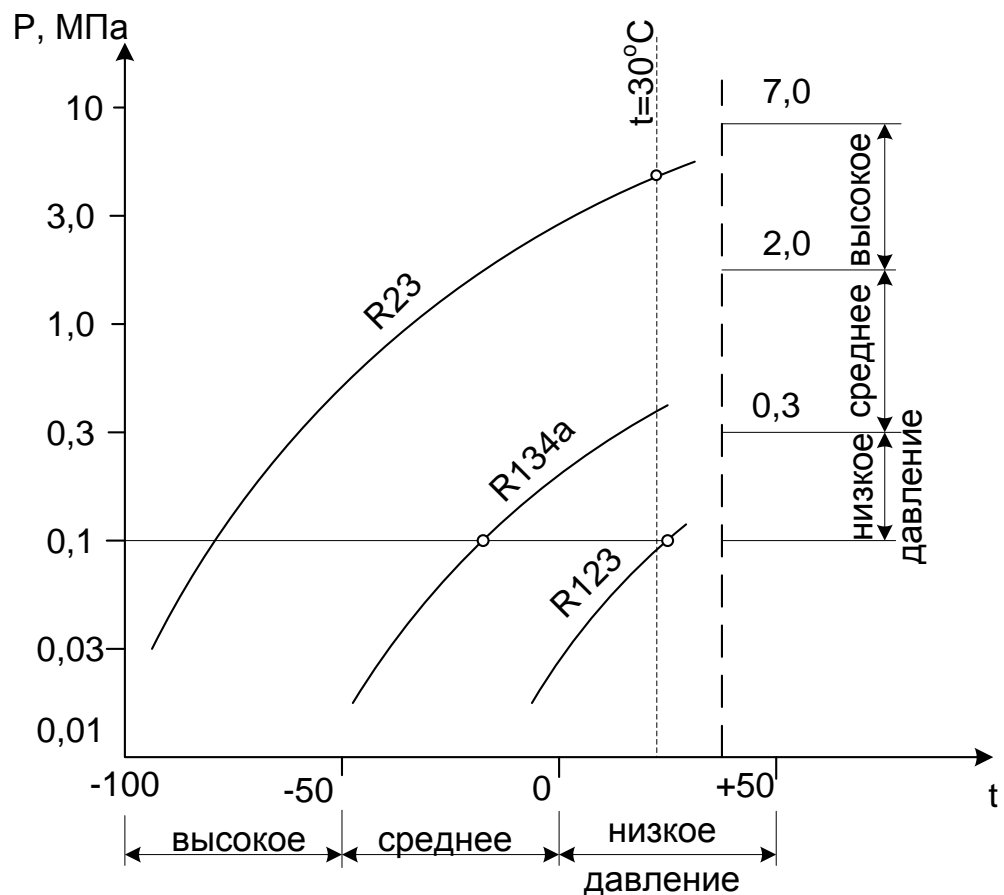


Рис. 1.1 – Зависимость температуры хладагента от давления в состоянии насыщения вещества: R23, R134a, R123

Аммиак использовали главным образом в стационарных машинах большой производительности, двуокись углерода применяли в судовых холодильных установках (из-за его низкой токсичности), а хлористый метил и сернистый ангидрид – в малых холодильных машинах и системах кондиционирования воздуха, так как они инертны к цветным металлам.

Однако их высокая токсичность была основной причиной поиска других малотоксичных агентов, которые были синтезированы на базе «чистых» углеводородов (метана  $\text{CH}_4$  или этана  $\text{C}_2\text{H}_6$ ) путем их фторирования.

Фторированные хладагенты – это группа соединений, называемых галогенизированными углеводородами. Они создаются путем замещения одного или большего числа атомов водорода атомами хлора, фтора или брома.

Наиболее широкий выпуск таких углеводородов в США осуществляет фирма «Дю Пон» под торговой маркой «Фреон».

В СССР они стали известны под названием «хладоны», однако очень часто их называют «фреонами», а соответствующие холодильные машины – «фреоновыми», в отличие от аммиачных.

В настоящее время в парокомпрессионных холодильных машинах широко применяются фторохлорпроизводные углеводородов – хладоны, и аммиак. Последний используется в основном в промышленных холодильных установках, так как токсичен и реагирует с медно-цинковыми сплавами, а также с маслами. Хладоны разделяют на хлорфторуглероды (ХФУ), гидрохлорфторуглероды (ГХФУ) и гидрофторуглероды (ГФУ). К группе хлорфторуглеродов относятся, например, хладоны R11, R12, R13, R502.

Примером гидрохлорфторуглеродов может служить хладон R22, а примером гидрофторуглеродов R134a. В настоящее время выпуск хлорфторугле-родов быстро сокращается. Выпуск хладонов R11, R12,

R502 полностью прекращен с 1996 года. Причина заключается в том, что хладоны группы ХФУ экологически небезопасны, так как разрушают озоновый слой атмосферы. Однако эти хладоны продолжают использоваться в ранее выпущенных холодильных машинах.

В 1974 г. в СССР была принята разработанная ИСО специальная система обозначения хладагентов – стандарт ИСО 817-74.

Согласно этому стандарту хладагенты обозначают буквой R – первая буква английского слова «Refrigerant» – холодильный агент, с последующим цифровым шифром:

- для хладагентов неорганического происхождения цифры соответствуют молекулярной массе хладагента, увеличенной на 700;
- аммиак  $\text{NH}_3$  – R717, двуокись углерода  $\text{CO}_2$ , – R744, вода  $\text{H}_2\text{O}$  –R718.

Хладагенты органического происхождения – фреоны, или хладоны, – также обозначаются буквой R, но цифровой шифр другой:

- последняя цифра равна числу атомов фтора;
- предпоследняя равна увеличенному на 1 числу атомов водорода;
- третья справа равна уменьшенному на 1 числу атомов углерода.

Примеры обозначения ряда хладагентов и основные характеристики приведены ниже (табл. 1.1, 1.2).

Кроме однородных «чистых» хладагентов, используются также и их смеси. При этом различают: азеотропные смеси, которые в

процессах кипения и конденсации ведут себя как «чистые» однокомпонентные вещества. Эти смеси обозначают трехзначными цифрами после буквы R, начиная с 500.

Таблица 1.1 – Обозначение хладагентов

Таблица 1.2 – Характеристики некоторых хладагентов

Химическая формула хладагента	Название	Обозначение ИСО
$\text{CCl}_3\text{F}$	Фтортрихлорметан	R11
$\text{CCl}_2\text{F}_2$	Дифтордихлорметан	R12
$\text{CClF}_3$	Трифторхлорметан	R13
$\text{CHClF}_2$	Дифторхлорметан	R22
$\text{CH}_2\text{FCF}_3$	Тетрафторэтан	R134
$\text{CF}_4$	Тетрафторметан	R14
$\text{CH}_2\text{Cl}_2$	Дихлорметан	R30

Номер хладагента	Химическая формула	Молярная масса, кг/кмоль	Температура кипения при атмосферном давлении, °С	Температура в критической точке, °С	Давление в критической точке, МПа
R11	CCl <sub>3</sub> F	137,37	23,8	198,0	4,47
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120,91	-29,8	111,8	4,12
R22	CHClF <sub>2</sub>	86,47	-40,8	96,2	4,99
R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	102,03	-26,8	101,1	4,06
R717	NH <sub>3</sub> (аммиак)	17,03	-33,3	133,0	11,42
R744	CO <sub>2</sub>	44,01	-78,4	31,1	7,38
R290	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> (пропан)	44,10	-42,8	96,8	4,25

р  
о  
м  
е  
о  
д  
н  
о  
р

одных «чистых» хладагентов, используются также и их смеси. При этом различают: азеотропные смеси, которые в процессах кипения и конденсации ведут себя как «чистые» однокомпонентные вещества. Эти смеси обозначают трехзначными цифрами после буквы R, начиная с 500.

Применение смеси позволяет обеспечить работу машины при более благоприятном режиме. Так, использование азеотропной смеси R502 вместо однородного хладагента R22 позволяет без вакуума понижать температуру кипения до  $-45,6^{\circ}\text{C}$ , в то время как при работе на R22 вакуум наступал уже при температуре кипения  $-40,8^{\circ}\text{C}$ .

#### 1.4 Кривая давления насыщения

Кривая давления насыщения - это связь температуры и давления в парожидкостной области диаграммы состояния рабочего вещества

на кривых насыщения жидкости  $X=0$  и сухого насыщенного пара  $X=1$ .

В координатах  $p$ - $t$  эти линии сливаются и для каждого рабочего вещества она ограничена: внизу тройной точкой, наверху критической точкой, характеризующаяся температурой  $T_{кр}$ ,  $p_{кр}$ , и  $T_f$ ,  $p_f$  – является нормальной температурой  $T_s$  и  $p=0,1$  МПа.

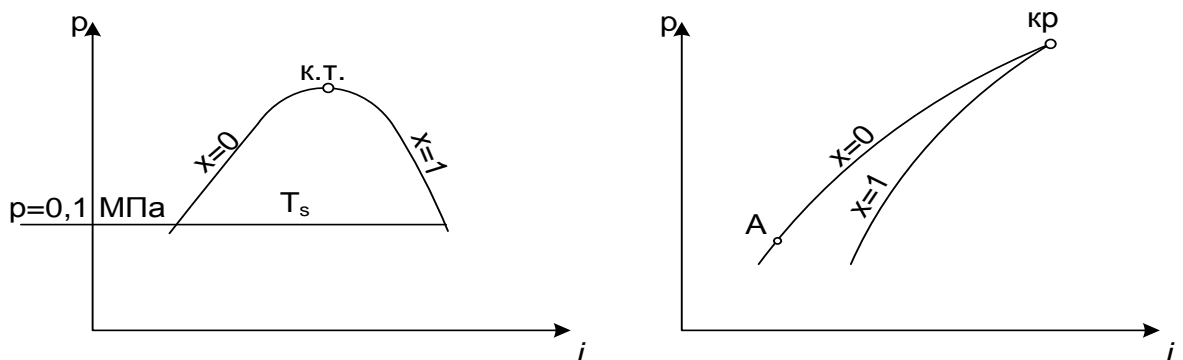


Рис. 1.2 - Кривые насыщения жидкости  $X=0$  и сухого насыщенного пара  $X=1$

Иногда зависимость давления от температуры аппроксимируют (дают математическое описание) уравнением такого вида:

$$\lg P = C - \frac{B}{T} + F \cdot \ln T + DT,$$

где  $C$ ,  $B$ ,  $F$ ,  $D$  – индивидуальные константы для каждого рабочего вещества.

Для смесевых хладагентов зеотропных смесей связь температуры и давления на линии  $X=0$  и на линии  $X=1$  различают и поэтому у этих рабочих веществ будут 2 разные линии насыщения, которые смыкаются в критической точке.



*Уравнение состояния.* Термические параметры состояния идеального газа связаны между собой уравнением Клапейрона:

$$pv = RT; \quad v = \frac{1}{\rho}; \quad \rho = \frac{1}{v},$$
$$\frac{p}{RT\rho} = 1$$

Для реального газа это уравнение недействительно. Для реального газа

$$\frac{p}{RT\rho} =: z \geq 1,$$

где  $z$  – коэффициент сжимаемости, который характеризует отклонение связи параметров состояния от идеального газа. По существу,  $z$  выступает как четвертый параметр состояния, который имеет свое значение в любой точке диаграммы состояния.

В настоящее время для описания связи параметров  $p$ ,  $T$ ,  $\rho$ ,  $z$  разрабатываются уравнения состояния, которые представляют собой полиномы различной степени. В начальный период разработок таких уравнений они носили имена своих разработчиков. Например, Редлиха-Квонга, Боголюбова-Майера, Битти-Бриджмена и др. Эти уравнения были не очень совершенны, имели определенную погрешность.

В настоящее время, с использованием вычислительных средств, разрабатываются высокоточные уравнения состояния, не только для термических, но и для калорических параметров состояния. Расчетные данные, основанные на таких уравнениях, получили

широкое распространение в том числе для расчета свойств смесевых хладагентов.

$$z = \frac{p}{RT\rho} = 1 + \sum_{i=1}^{i=m} B_i \cdot \rho^i$$
$$B_i = \sum_{j=0}^{j=n} \frac{\beta_{ij}}{\tau_{ij}}$$
$$\tau = \frac{T_j}{T_{кр}}$$

где  $m$  и  $n$  – характерная размерность полинома;

$B_i$  – вириальный коэффициент;

$\beta_{ij}$  – индивидуальные const подобранные для конкретного рабочего вещества или группы веществ.

Разрабатываемое уравнение состояния базируется на параметрах состояния в реперных точках, получаемых экспериментальным путем, путем измерения с высокой точностью.

В начальной стадии определения коэффициента сжимаемости  $z$  использовали экспериментальные зависимости  $z$  от приведенного давления и приведенной температуры.

$$\pi = \frac{p}{p_{кр}}; \quad \tau = \frac{T}{T_{кр}}$$

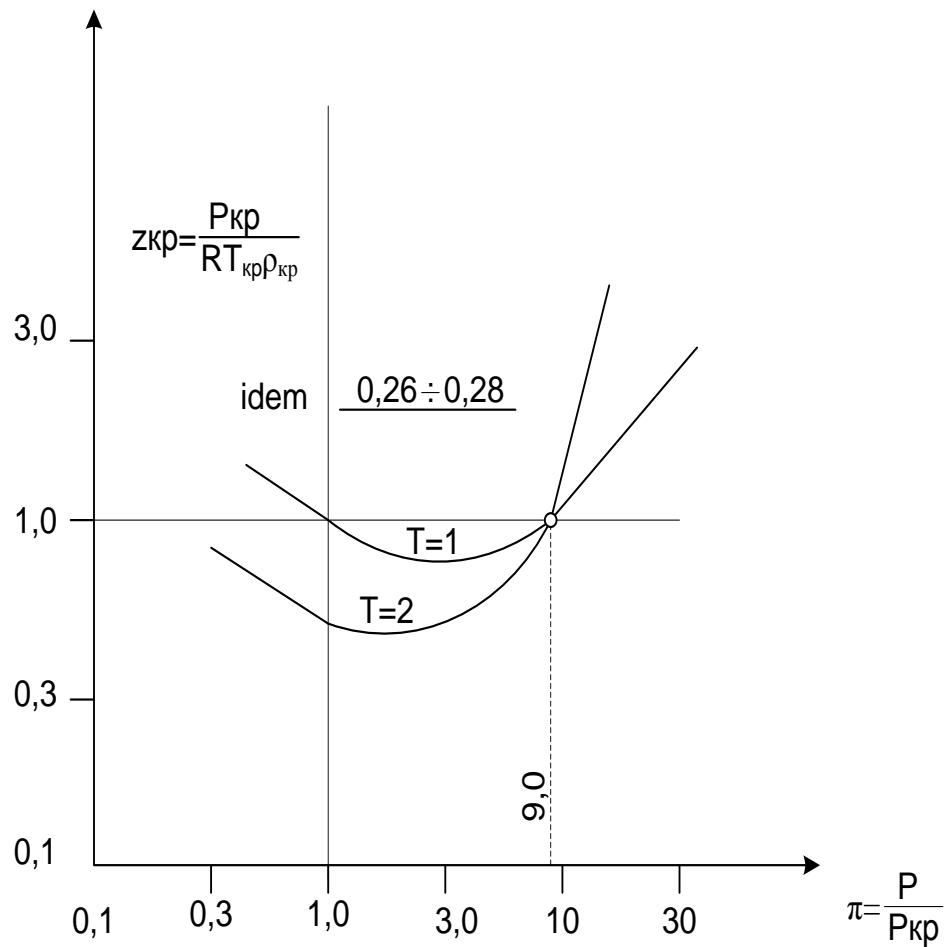


Рис. 1. 3 – Зависимости  $z$  от приведенного давления и приведенной температуры.

### 1.5 Обобщающие зависимости рабочих веществ для параметров состояния

Для огромного количества рабочего вещества, параметры состояния которых существенно различаются, тем не менее существуют некоторые единые общие соотношения параметров.

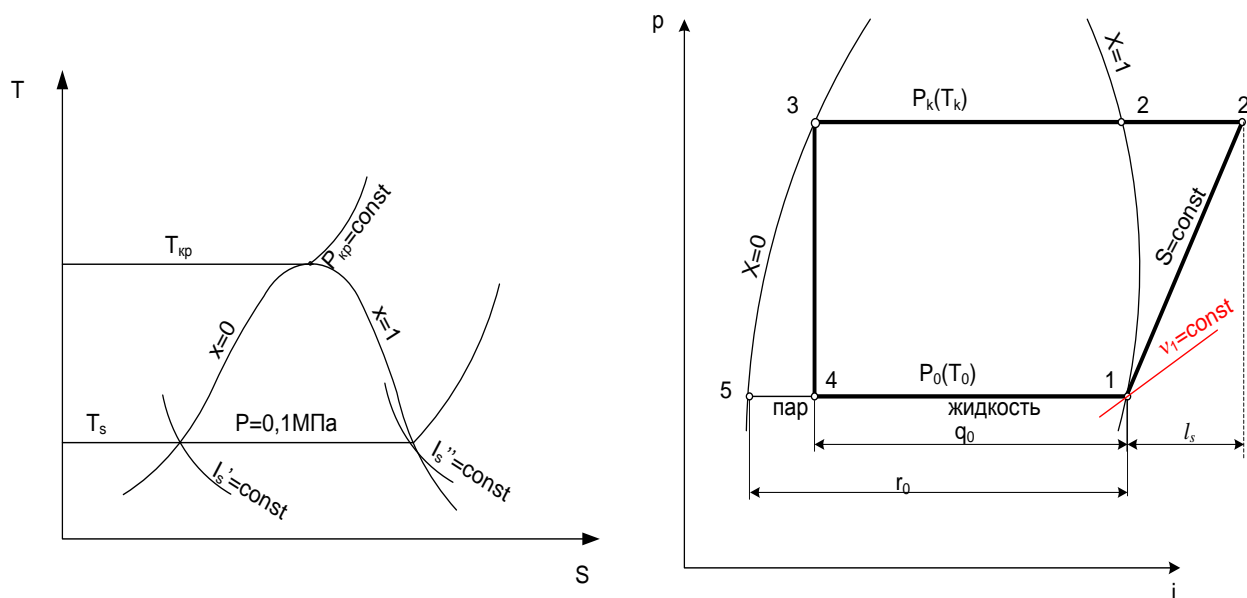


Рис. 1.4 - Обобщающие зависимости рабочих веществ

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_o}$$

$$\ell_s = i_2 - i_1 \cong \frac{k}{k-1} RT_1 \cdot \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

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

$$q_v = \frac{q_0}{v}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

$$\varepsilon_{T1} = \frac{q_0}{\ell_s}$$

где  $p_k(T_k)$  – давление и температура конденсации;

$p_o(T_o)$  – давление и температура кипения;

$q_0$  – удельная холодопроизводительность;

$\ell_s$  – работа цикла, сжатия;

$q_v$  – удельная объемная холодопроизводительность цикла;

$\varepsilon_{T1}$  - холодильный коэффициент.

Число Гильдберга:

$$\frac{T_s}{T_{кр}} \approx const = 0,577 \dots 0,66$$

Число Трутона:

$$\frac{\mu \cdot r_s}{T_s} \approx const = 75 \dots 95(85)$$

Величина  $r_s$  характеризует ширину паро-жидкостной области для данного рабочего вещества.

$$\left\{ \begin{array}{l} q_0 \equiv r_0 \equiv r_s \\ T_s \cong idem \end{array} \right.$$

Из этого вытекает, что рабочие вещества с более высокими значениями молекул массы будут иметь меньше величину  $q_0$  и в фиксированном температурном режиме базового цикла.

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Вывод: рабочие вещества с большим значение  $\mu$  имеют меньшее значение  $q_0$  меньше, Следовательно, в этом случае массовый расход будет больше.

В соответствии с формулой (1.1) при прочих равных условиях, работа сжатия пропорциональна индивидуальной газовой постоянной данного рабочего вещества.

Индивидуальная газовая постоянная определяется по формуле:

$$R = \frac{R_{ун}}{\mu} = \frac{8,313}{\mu}$$

Следовательно, у рабочих веществ с большей молекулярной массой работа цикла  $\ell_s$  будет меньше примерно пропорциональна значению молекулярной массы.

Отсюда следует, что холодильный коэффициент  $\varepsilon_{T1} = \frac{q_0}{\ell_s}$ , для разных рабочих веществ не может отличаться существенно.

И поиск исключительных рабочих веществ с исключительно высоким  $\varepsilon$  для заданных температурных условий работы, бесперспективен.

Для заданных температурных условий ( $T_k, T_0$ ), для разных рабочих веществ существует зависимость таких величин как  $p_k, p_0, \Delta p = p_k - p_0, \pi_k = \frac{p_k}{p_0}, q_v$  от нормальной температуры кипения  $T_s$ .

Все величины, кроме  $\pi_k$ , имеют более высокое значение, чем ниже нормальная температура кипения холодильного агента.

А значение величины  $\pi_k$ , напротив, будет тем выше, чем выше значение  $T_s$ .

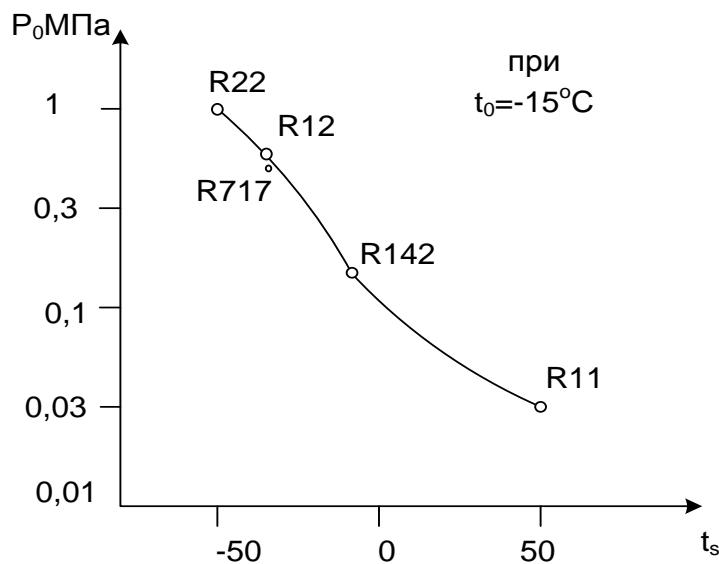


Рис. 1.5 – Зависимость давления хладагента от температуры

## 1.6 Влияние свойств холодильных агентов на конструкцию

## и эксплуатационные показатели ХМ

Основные свойства хладагентов это:

$$p_k; p_o; \Delta p = p_k - p_o; \pi_k = \frac{p_k}{p_o}; q_v = \frac{q_0}{v}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \mu; k., \text{ а именно:}$$

$k$  – показатель адиабаты.

$p_o$ : уровень  $p_o$  важен с точки зрения вакуума в системе ХМ, который желательно избежать.

Вакуум в системе связан с опасностью подсоса воздуха в систему по имеющимся неплотностям и нарушениям режима работы ХМ.

$p_k$ : уровень  $p_k$  определяет требование к прочности всех элементов на стороне высокого давления ХМ (корпуса, компрессоров, конденсаторов, трубопроводов, запорной арматуры). Для компрессоров, выпускаемых различными фирмами, максимальное значение  $p_k$  ограничивается величиной 2...2,5 МПа.

Если для данного рабочего вещества при заданной температуре кипения  $t_k$ , давление превышает предельное давление для компрессора (или других элементов), то этот хладагент не может быть использован для этих условий и необходимо выбрать хладагент с более высокой нормальной температурой кипения.

$\Delta p$  - определяет нагрузку на механизм движения компрессора, например, разность давления в конце сжатия в цилиндре поршневого компрессора (над поршнем) и давлением под поршнем.

В различных компрессорах, независимо от производителя, устанавливается предельное значение  $\Delta p$  для данной конструкции, которое может колебаться от 1,4 до 2,3 МПа.

$\pi_k$  - уровень  $\pi_k$  (который выше у хладагентов с более высокой  $t_s$ ) определяет уровень рабочего коэффициента компрессора, а именно КПД и коэффициент подачи:  $\eta_e$  и  $\lambda$ .

Чем выше  $\pi_k$ , тем ниже эти коэффициенты.

$\eta_e$  сравнивает мощность, потребляемую компрессором, с мощностью при сжатии хладагента по изоэнтропе.

$\lambda$ : сравнивает реальный массовый расход, обеспечиваемый компрессором в сравнении с теоретическим, когда весь объем рабочей полости (объем цилиндра) наполняется паром с удельным объемом  $v$ , в точке начала сжатия.

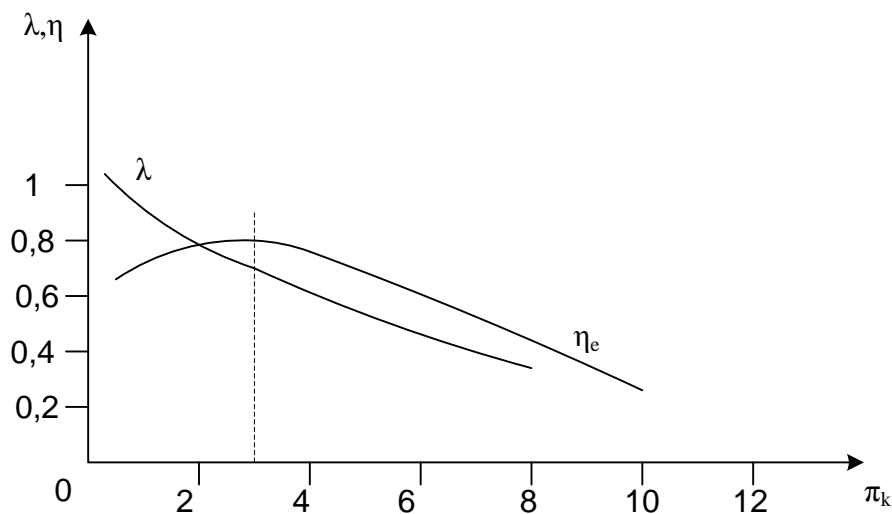


Рис. 1.6 – Зависимость  $\lambda$  от  $\pi_k$

Обычно требуется обеспечить работу ХМ с  $\pi_k < 9$ . От  $\pi_k$  косвенно зависит температура пара в конце сжатия. Чем выше  $\pi_k$ , тем выше температура.



$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \text{ (при } S = \text{const)}$$

$$\Delta T = T_2 - T_1 = T_1 \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Предельное значение  $\pi_k$ , с точки зрения температуры в конце сжатия ограничивает применение компрессоров и ХМ по сочетанию температуры кипения и конденсации, например при данной температуре кипения ограничивается максимальная температура конденсации.

Максимальная температура в конце сжатия допускается в пределах 90...130 °С.

$q_v$ : определяет требуемую объемную производительность компрессора при заданной холодопроизводительности  $Q_0$ .

Действительная объемная холодопроизводительность  $V_D = \frac{Q_0}{q_v}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

Теоретическая объемная холодопроизводительность  $V_T = \frac{V_D}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

Чем выше  $q_v$  рабочего вещества, тем меньше объемная производительность компрессора требуется, т.е. можно выбрать при расчете меньший типоразмер компрессора. Показатель адиабаты оказывает влияние: на работу цикла (1) и на температуру в конце сжатия. Чем выше значение  $k$ , тем выше значения  $\ell_2, T_2$ .

$\mu$ : оказывает влияние на величину  $q_0$ ,  $G_a = \frac{Q_0}{q_0}$ . Кроме того  $\mu$  определяет уровень скорости звука в потоке рабочего вещества при

заданной рабочей температуре, которая в большой степени определяет выбор параметров центробежных компрессоров ХМ.

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}$$

В таблице 1.3 представлена зависимость некоторых свойств хладагентов от температуры.

Таблица 1.3 - Зависимость некоторых свойств хладагентов от нормальной температуры кипения при условиях:  $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 30^\circ\text{C}$ .

ХА	$t_s, ^\circ\text{C}$	$p_k, \text{МПа}$	$p_0, \text{МПа}$	$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}$	$p_k - p_0$	$q_v, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$
R11	23,65	0,129	0,0208	6,19	0,0108	204,3
R12	-29,74	0,758	0,186	4,07	0,5719	1279,2
R717(амиак)	-33,35	1,19	0,241	4,94	0,9485	2168,8
R170(этан)	-88,53	4,8	1,663	2,89	3,137	5000,1
		Растет	Растет	Снижается	Растет	Растет

### 1.7 Влияние теплофизических свойств на интенсивность теплоотдачи при кипении и конденсации холодильного агента

На теплоотдачу оказывают влияние следующие теплофизические свойства:

$$\rho \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \lambda \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}; \quad r \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad a \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad v \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \quad C_p \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \sigma \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$\rho'$  - насыщенная жидкость,

$\rho''$  - сухой насыщенный пар на правой пограничной кривой.

$\alpha$  - при кипении растёт если растёт  $\rho', \rho'', \lambda', a'$  и если снижается  $\sigma'$  и  $v'$ .

$\alpha$  - при конденсации растёт если растёт  $\rho', \lambda', r$  и если снижается  $v'$ .

Подбором состава и концентрацией компонентов можно обеспечить желаемые термодинамические и эксплуатационные параметры для определенных условий работы ХМ.

Смесевые холодильные агенты получили применение в последние 20 лет, в связи с необходимостью замены моновеществ, являющихся парниковыми газами и веществами, истощающими озоновый слой.

Смесевые хладагенты относятся к двум группам, в зависимости от процентного состава жидкой фазы и равновесной паровой фазы: если составы жидкой и паровой фазы совпадают, то смесь называется азеотропной (АС), если разные составы – то это зеотропная смесь (ЗС).

Это различие отражается на диаграмме фазовых равновесий для данной смеси. Для простоты рассмотрим двухкомпонентную смесь.

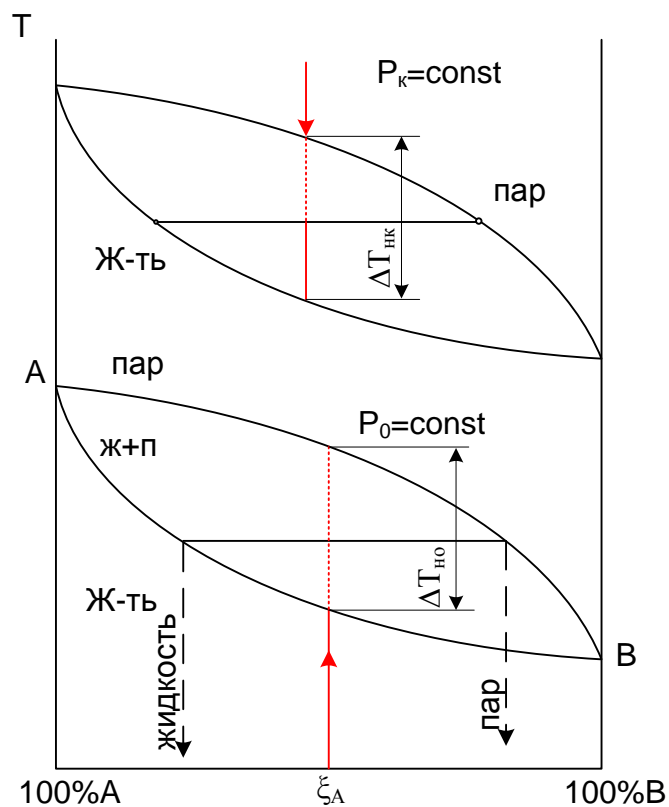


Рис. 1.7– Диаграмма фазовых равновесий для двухкомпонентной смеси

$\Delta T_{но}$  - неизотермичность фазового превращения (кипения);

$\Delta T_{нк}$  - неизотермичность фазового превращения (конденсации).

Для некоторых смесевых хладагентов обнаруживается зона концентрации смеси, где процессы фазовых превращений проходят при постоянной температуре и, следовательно, хладагент (смесь) ведет себя как моновещество (рис. 1.8)

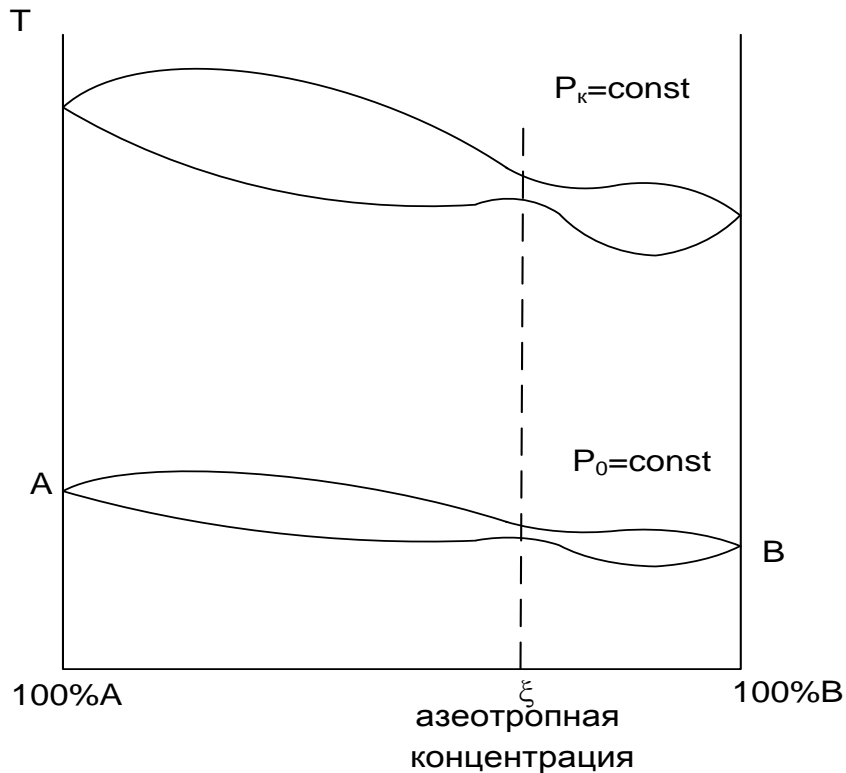


Рис. 1. 8 – Диаграмма фазовых равновесий, хладагент (смесь) ведет себя как моновещество.

### 1.8 Вид термодинамических циклов для зеотропов и азеатропов

Зеотропные и азеотропные хладагенты — это смеси отдельных хладагентов с различными параметрами.

Некоторые хладагенты представляют собой соединение двух или более различных хладагентов.

*Зеотропная смесь* — это механическая смесь хладагентов с различными температурами насыщения при одном и том же давлении. Следовательно, при некоторых условиях хладагенты могут разделиться на составляющие.

R-402a — это смесь 60 % R-125, 38 % R-22 и 2 % R-290.

R-402b — это смесь 60 % R-22, 38 % R-125 и 2 % R-290.

Обе смеси — зетропные и подвержены разделению. Следовательно, их необходимо помещать в систему в жидком состоянии, если не нужно использовать полный цилиндр хладагента.

Было разработано также несколько смесей с тремя компонентами R-22, R-152a и R-124 как альтернативные хладагенты для замены R-12 в существующих системах.

R-401a — это смесь по весу 53 % R-22, 13 % R-152a и 34 % R-124. Производительность R-401a приблизительно равна R-12 в системах с температурой в испарителе  $-23,3$  °C и выше.

Как и большинство других новых смесей хладагентов, R-401a - это зетропная смесь. Следовательно, компоненты не испаряются при одной температуре и давлении. По данной причине средняя температура в испарителе для R-401a приблизительно на  $2,2$  °C ниже температуры насыщения, указанной в таблице для данного давления. Это также верно для R-401b.

На рисунках 1.9 и 1.10 представлены диаграммы фазовых равновесий для зетропов и азеотропов.

Температуру насыщения считают такой температурой, при которой последняя капля жидкости смеси испаряется при данном давлении.

Такую температуру называют точкой росы зетропного хладагента.

Также составляющие хладагента не конденсируются при одной температуре.

Температура насыщения конденсации — это температура, при которой последняя частица пара конденсируется при данном давлении. Такую температуру называют точкой начала кипения зеотропного хладагента.

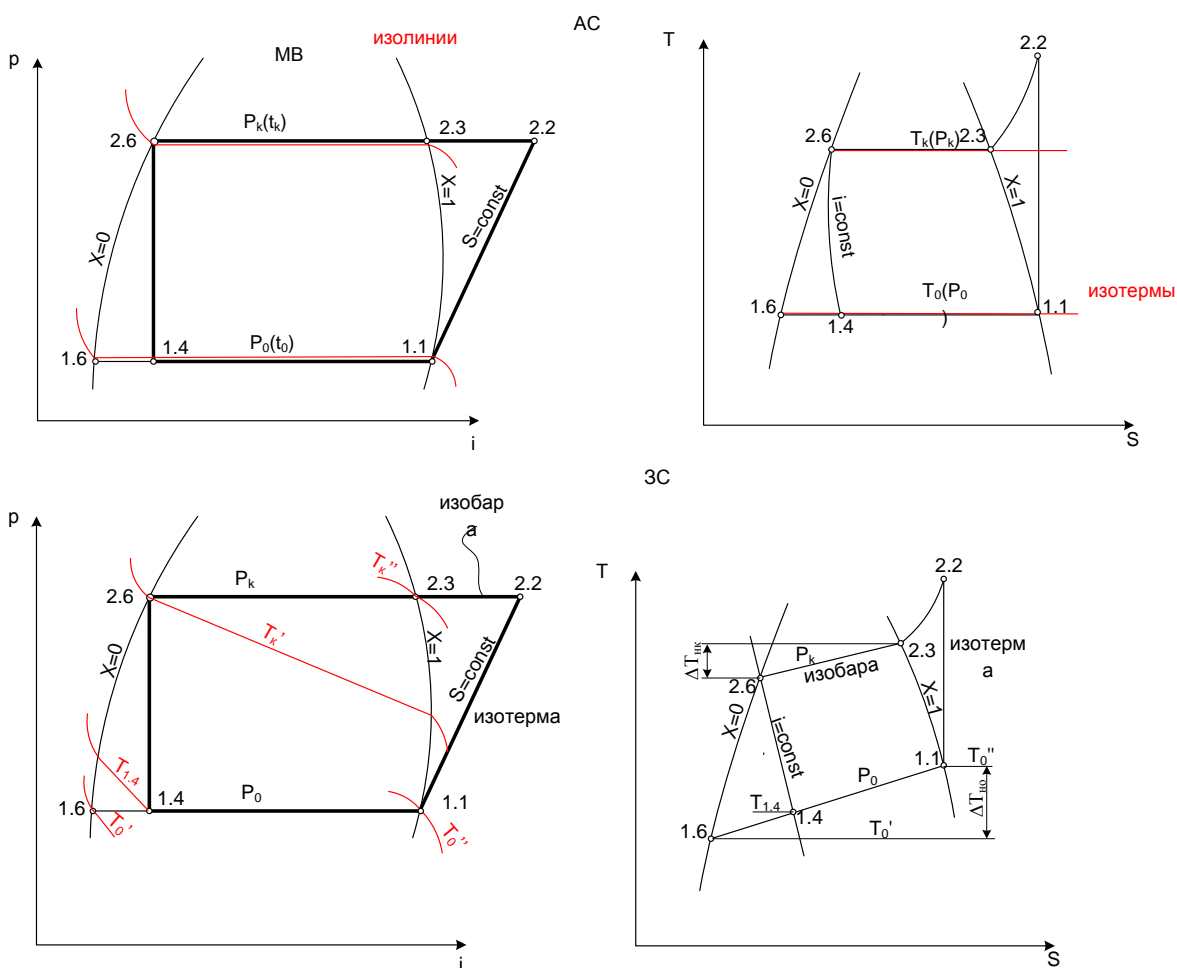


Рис. 1.9, 1-10 – Диаграммы фазовых равновесий для зеотропов и азеотропов.

Азеотропная смесь - это механическая смесь двух или более хладагентов, которые при правильных пропорциях составляют

хладагент с одной температурой кипения, отличной от температур кипения отдельных составляющих.

Азеотропная смесь кипит при постоянной температуре, сохраняя такой же состав пара, как и у жидкости. Параметры азеотропной смеси являются противоположными зеотропным хладагентам.

Для МВ и АС в области насыщения между пограничными линиями  $X=0$  и  $X=1$ . Процессы кипения при постоянном давлении происходят с постоянной температурой (линия  $p=\text{const}$  и  $T=\text{const}$  горизонтальны и совпадают).

Для ЗС процессы фазовых превращений при постоянном давлении проходят с переменной температурой: процесс кипения начинается при более низкой температуре  $T_{1,4}$  и заканчивается при более высокой температуре  $T_o$ . Процесс конденсации начинается при более высокой  $T - T_k''$  и заканчивается при более низкой  $T - T_k'$ . Эти изменения температуры характеризуются неизотермичностью  $\Delta T_{H_o}$  и  $\Delta T_{H_k}$  (одновременно эти процессы происходят с переменной концентрацией компонентов в жидкой и парообразной фазах, что видно из диаграммы  $T - \%$ ).

Для ЗС в области насыщения изотермы и изобары не совпадают и пересекаются.

Что может дать применение смесового хладагента (в том числе ЗС)? Снижение давления конденсации  $p_k$ ;

$$\Delta p = p_k - p_o; \text{ Увеличение } q_v = \frac{q_o}{v}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$



Применение АС возможно в выпускаемых или действующих ХМ без изменения конструкции их элементов.

Применение ЗС требует специального исполнения ряда элементов ХМ: прежде всего – испарителей и конденсаторов, для того чтобы избежать последствий от неодинаковой концентрации компонентов в жидкой и парообразной фазах.

### **1.9 Взаимодействие холодильных агентов со смазочными маслами**

В системе ХМ хладагент находится в контакте со смазочным маслом, некоторое количество масла неизбежно уносится из компрессора в систему ХМ вместе с потоком хладагента. Если это масло не вернуть в компрессор, то через некоторое время картер компрессора опустеет, смазка элементов компрессора прекратится, и он выйдет из строя.

Для того, чтобы масло из системы беспрепятственно возвращалось в компрессор вместе с потоком всасываемого пара хладагента необходимо, чтобы ХА и применяемое масло были взаимно растворимыми.

В ХМ применяются специальные марки масла, создаваемые только для ХМ, которые обладают целым рядом особых свойств, например, низкой температурой застывания, и выбор сорта масла в первую очередь определяется взаимной растворимостью масла с данным хладагентом.

До недавнего прошлого использовались минеральные масла, получаемые из нефти, которые хорошо растворялись в хлорсодержащих хладагентах.

Для возврата масла в компрессор, после компрессора устанавливается маслоотделитель, однако, он не может отделить 100% масла из потока хладагента. Уносимое в систему масло накапливается в теплообменных аппаратах, замасливает теплообменные поверхности.

В соответствии с регламентом обслуживания ХМ периодически останавливают, удаляют из системы масло, пополняют масло в картер компрессора, т.е. автоматическая работа системы не обеспечивается.

Взаимная растворимость масла и хладагента, тем не менее, не обеспечивается при любых температурах масла и хладагента. Имеются области температур неограниченной растворимости, а также области, где растворимость обеспечивается лишь при небольшой концентрации масла в хладагенте. Эти условия растворимости отображаются диаграммой, с координатами концентрация – температура для данной пары хладагент – масло.

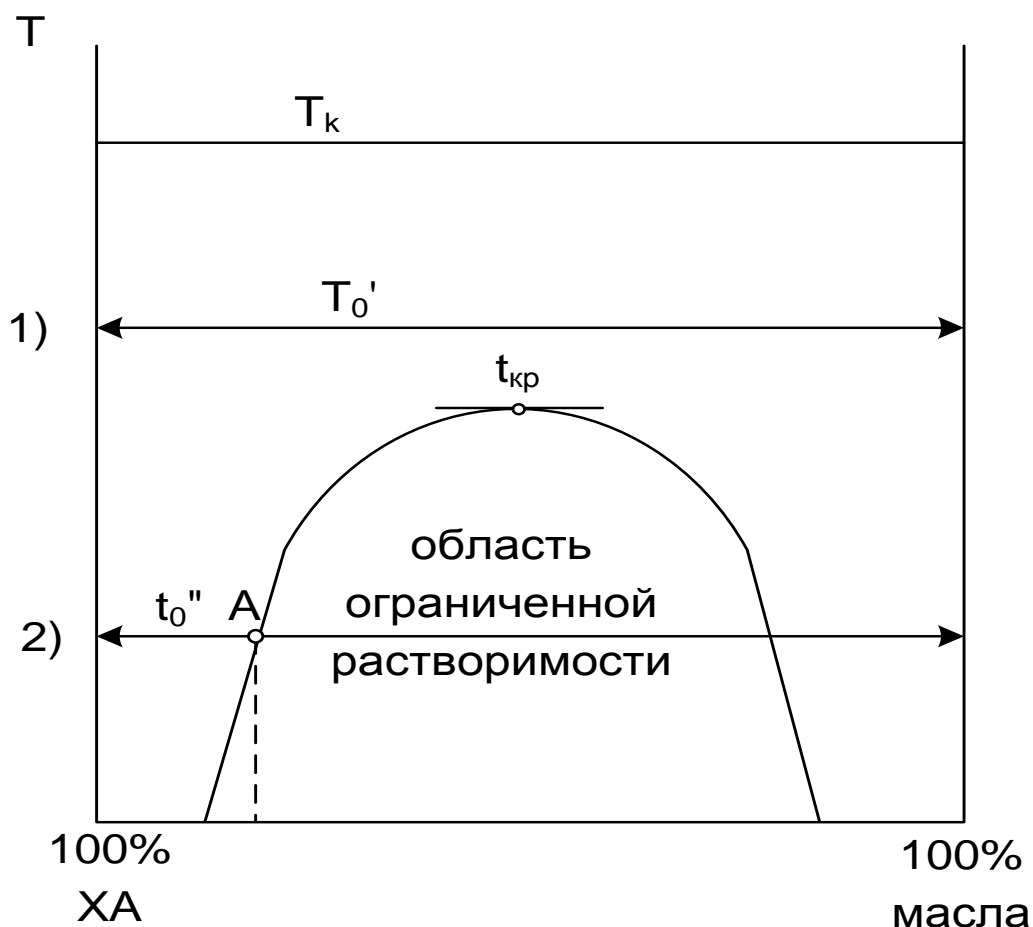


Рис. 1.11 – Диаграмма растворимости для пары хладагент - масло

Если рабочие температуры,  $t_k$  и  $t_0$ , оказываются выше области ограниченного растворения масла в хладагенте, то обеспечивается нормальный возврат масла при всех условиях работы.

Температура конденсации во всех случаях должна быть выше  $t_{кр}$ . Если  $t_0$  оказывается ниже  $t_{кр}$ , то нормальная циркуляция масла обеспечивается в случае, если концентрация масла в т. А выше концентрации масла в потоке хладагента (2...4) %.

## 2 Расчет теоретических характеристик парокомпрессионной холодильной машины

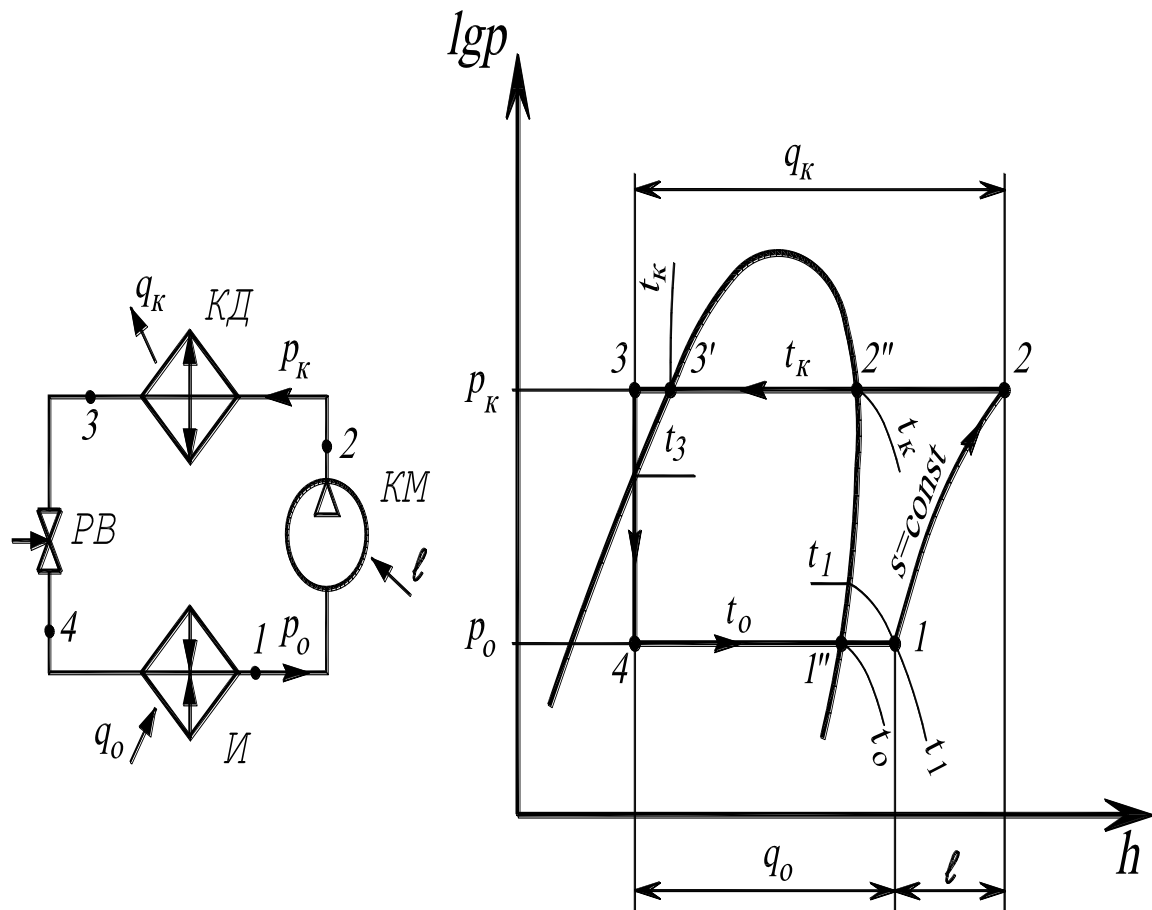


Рис 2. 1 - Схема и цикл работы холодильной машины

Для огромного количества рабочего вещества, параметры состояния которых существенно различаются, тем не менее существуют некоторые единые общие соотношения параметров.

Основными показателями работы парокомпрессионной холодильной машины являются холодопроизводительность  $Q_0$ , холодильный коэффициент  $\epsilon$  и адиабатная работа компрессора  $L_{ад}$ .

Величины этих показателей зависят от температурного режима работы холодильной машины и вида рабочего тела.

Задача данных методических указаний – научиться определять расчетным путем зависимости величин  $Q_o$ ,  $\varepsilon$  и  $L_{ад}$  от температур кипения  $T_o$ , конденсации  $T_k$  и вида рабочего тела.

### Порядок расчета

Для этого задается тип компрессора и его объемная производительность  $V_h$ , температура конденсации  $T_k$ , температура кипения  $T_o$  и рабочее тело (хладагент).

Принимаем, что машина работает по одноступенчатому циклу (см. рис 2.1) на разных холодильных агентах при трех режимах работы: с различными  $T_o$  и постоянной  $T_k$  или с различными  $T_k$  и постоянным  $T_o$  (в зависимости от задания).

Целью расчета является построение характеристик:

- $Q_o = f(T_o)$ ,
- $\varepsilon = f(T_o)$ ,
- $L_{ад} = f(T_o)$  при  $T_k = const$

Или:

- $Q_o = f(T_k)$ ,
- $\varepsilon = f(T_k)$ ,
- $L_{ад} = f(T_k)$  при  $T_o = const$ .

### Пример расчета

Для этого задается тип компрессора и его объемная производительность  $V_h$ , температура конденсации  $T_k$ , температура кипения  $T_o$  и рабочее тело (хладагент).

Исходные данные:

Холодильный агент – **R502**.

Тип компрессора – поршневой.

Объёмная теоретическая производительность компрессора  $V_h = 0,10 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Температура конденсации  $T_k = 30^\circ\text{C}$ .

Температуры кипения  $T_0 = -30^\circ\text{C}$ ,  $-10^\circ\text{C}$  и  $+5^\circ\text{C}$ .

Для выполнения поставленной задачи рассчитываются параметры трех холодильных циклов, отличающихся температурой кипения холодильного агента. Величина перегрева на всасывании во всех случаях принимается  $\Delta T_{\text{вс}} = T_1 - T_1'' = 5^\circ\text{C}$ . Переохлаждение после конденсатора отсутствует и точка 3 совпадает с точкой 3'.

Используя диаграмму  $\lg(p)-h$  для хладона R502, определяются термодинамические параметры в узловых точках холодильного цикла. Результаты заносятся в табл.2.1 - табл.2.3

Таблица 2.1

Для $T_0 = -30^\circ\text{C}$					
№ точки	p, МПа	T, °C	v, м <sup>3</sup> /кг	h, кДж/кг	s, кДж/кг·К
1 <sup>**</sup>	0,198	-30	0,0858	333,1	1,556
1	0,198	-25	0,0881	336,3	1,569
2	1,320	46,2	0,0146	371,7	1,569
2 <sup>**</sup>	1,320	30	0,0131	357,6	1,524
3	1,320	30	-	235,7	1,122
4	0,198	-30	-	235,7	1,155

Таблица 2.2

Для $T_0 = -10^\circ\text{C}$					
№ точки	$p$ , МПа	$T$ , $^\circ\text{C}$	$v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/кг·К
1**	0,414	-10	0,0424	342,3	1,542
1	0,414	-5	0,0438	345,9	1,556
2	1,320	41,5	0,0142	367,7	1,556
2**	1,320	30	0,0131	357,6	1,524
3	1,320	30	-	235,7	1,122
4	0,414	-10	-	235,7	1,137

Таблица 2.3

Для $T_0 = +5^\circ\text{C}$					
№ точки	$p$ , МПа	$T$ , $^\circ\text{C}$	$v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/кг·К
1**	0,667	5	0,0265	348,7	1,535
1	0,667	10	0,0273	352,5	1,548
2	1,320	38,2	0,0140	364,9	1,548
2**	1,320	30	0,0131	357,6	1,524
3	1,320	30	-	235,7	1,122
4	0,667	5	-	235,7	1,128

*Выполнение расчёта по определению основных показателей для режима  $T_0 = -30^\circ\text{C}$ .*

1. Рассчитывается удельная массовая холодопроизводительность холодильного цикла

$$q_0 = h_1 - h_4 = 336,3 - 235,7 = 100,6 \text{ кДж/кг.}$$

2. Определяется степень повышения давления в компрессоре

$$\Pi = p_2 / p_1 = 1,32 / 0,198 = 6,67.$$

3. Определяется коэффициент подачи компрессора  $\lambda$ .

Коэффициент подачи зависит от степени повышения давления в компрессоре  $\Pi$ . Чем выше  $\Pi$ , тем больше величина потерь в компрессоре и, следовательно, ниже  $\lambda$ .

Величину  $\lambda$  можно представить, как произведение  $\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_T \cdot \lambda_r$  [1,2],

где  $\lambda_0$  – объёмный коэффициент, учитывающий снижение производительности компрессора из-за наличия мертвого пространства. Можно принять для всех расчетов  $\lambda_0 = 0,683$ .

$$\lambda_0 = 1 - a \cdot (\Pi^{1/m} - 1) = 1 - 0,05 \cdot (6,67^{1,05} - 1) = 0,683,$$

где  $a$  – относительная величина мертвого пространства;

$m$  – показатель политропы процесса расширения газа из мертвого пространства ( $m \approx 0,9 \cdot k$ , где  $k$  – показатель адиабаты для **R502**, табл.5).

$\lambda_T$  – коэффициент герметичности, учитывающий снижение производительности компрессора из-за протечек газа из цилиндра компрессора при сжатии и нагнетании в полости с пониженным давлением. Величина коэффициента  $\lambda_T$  определяется по эмпирической формуле:

$$\lambda_T = 1 - 6 \cdot 10^{-3} \cdot (\Pi - 1) = 1 - 6 \cdot 10^{-3} \cdot (6,67 - 1) = 0,966.$$

$\lambda_r$  – коэффициент подогрева, учитывающий снижение производительности компрессора из-за подогрева газа, за счёт теплообмена со стенками, на всасывании компрессора.

Коэффициент  $\lambda_r$  определяется по эмпирической формуле для холодильных компрессоров:



$$\lambda_T = T_0 / T_K = (273 - 30) / (273 + 30) = 0,802,$$

где  $T_0$  и  $T_K$  указываются в градусах шкалы Кельвина

$\lambda_p$  – коэффициент давления, учитывающий снижение производительности компрессора из-за дроссельных потерь на линии всасывания и во всасывающем клапане.

Для хладоновых компрессоров  $\lambda_p = (0,92 \dots 0,98)$ . Принимаем  $\lambda_p = 0,92$ .

Тогда:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_T \cdot \lambda_p = 0,683 \cdot 0,966 \cdot 0,802 \cdot 0,92 = 0,487$$

4. Определяется холодопроизводительность холодильного цикла по формуле:

$$Q_0 = \lambda \cdot V_h \cdot q_0 / v_1 = 0,487 \cdot 0,1 \cdot 100,6 / 0,0881 = 55,63 \text{ кВт}.$$

5. Массовый расход холодильного агента определяется из выражения:

$$m = Q_0 / q_0 = 55,63 / 100,6 = 0,553 \text{ кг/с}.$$

6. Удельная адиабатная работа компрессора будет равна:

$$l_{ад} = h_2 - h_1 = 371,7 - 336,3 = 35,4 \text{ кДж/кг}.$$

7. Тогда адиабатная работа компрессора:

$$L_{ад} = m \cdot l_{ад} = 0,553 \cdot 35,4 = 19,57 \text{ кВт}.$$

8. Затем рассчитывается величина холодильного коэффициента цикла

$$\varepsilon = Q_0 / L_{ад} = 55,63 / 19,57 = 2,84.$$

9. Определяется тепловая нагрузка на конденсатор:

$$Q_K = m \cdot (h_2 - h_3) = 0,553 \cdot (371,7 - 235,7) = 75,20 \text{ кВт}.$$

10. Затем выполняются аналогичные расчёты для температур кипения  $T_0 = -10^\circ\text{C}$  и  $+5^\circ\text{C}$ . Полученные результаты необходимо занести в табл. 2.4.

Таблица 2.4

$T_0, ^\circ\text{C}$	$q_0,$ кДж/кг	$\Pi$	$\lambda$	$Q_0,$ кВт	$m,$ кг/с	$L_{ад},$ кВт	$\varepsilon$
-30,0	100,6	6,67	0,487	55,63	0,553	19,57	2,84
-10,0	110,2	3,19	0,694	174,69	1,585	34,56	5,06
5,0	116,8	1,98	0,795	340,21	2,913	36,12	9,42

Характеристики  $Q_0$ ,  $\varepsilon$ ,  $L_{ад} = f(T_0)$  при  $T_k = 30^\circ\text{C}$  и характеристика  $\lambda = f(\Pi)$ , в соответствии с данными табл. 2.4, представлены на рис. 2.2 – 2.5.

На рисунках представлены характеристики для пяти точек: -30, -20, -10, 0 и  $5^\circ\text{C}$ .

Студентам при выполнении графика достаточно построить 3 точки.

Далее необходимо повторить весь расчет для второго рабочего тела при тех же температурных границах циклов.

Параметры в узловых точках циклов и результаты расчетов характеристик так же свести в таблицы, как для первого рабочего тела. Характеристики  $Q_0$ ,  $\varepsilon$ ,  $L_{ад} = f(T_0)$  для второго рабочего тела

можно построить на одной диаграмме с характеристиками для первого рабочего тела, чтобы было удобнее удобным проводить сравнительный анализ двух рабочих тел.

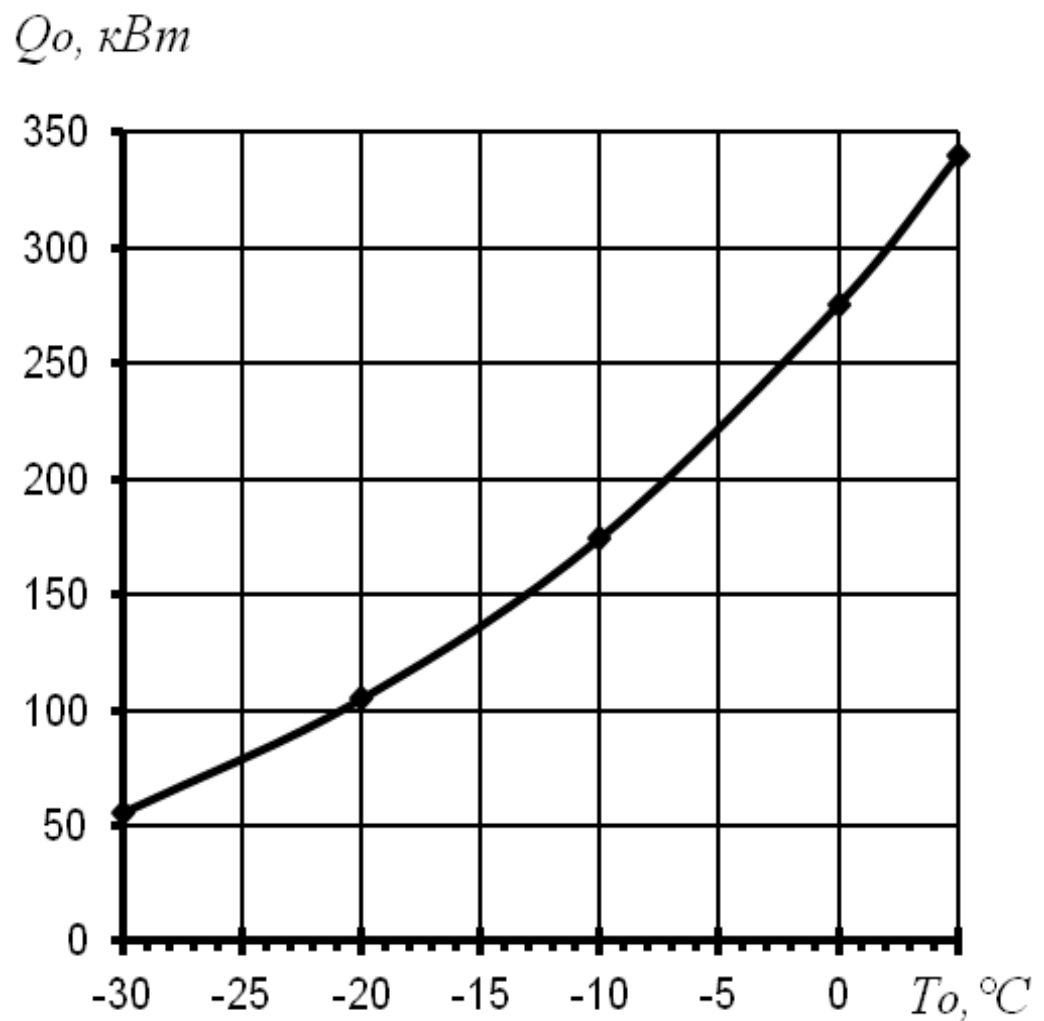


Рис 2.2 - Расчётная зависимость холодопроизводительности от температуры кипения.

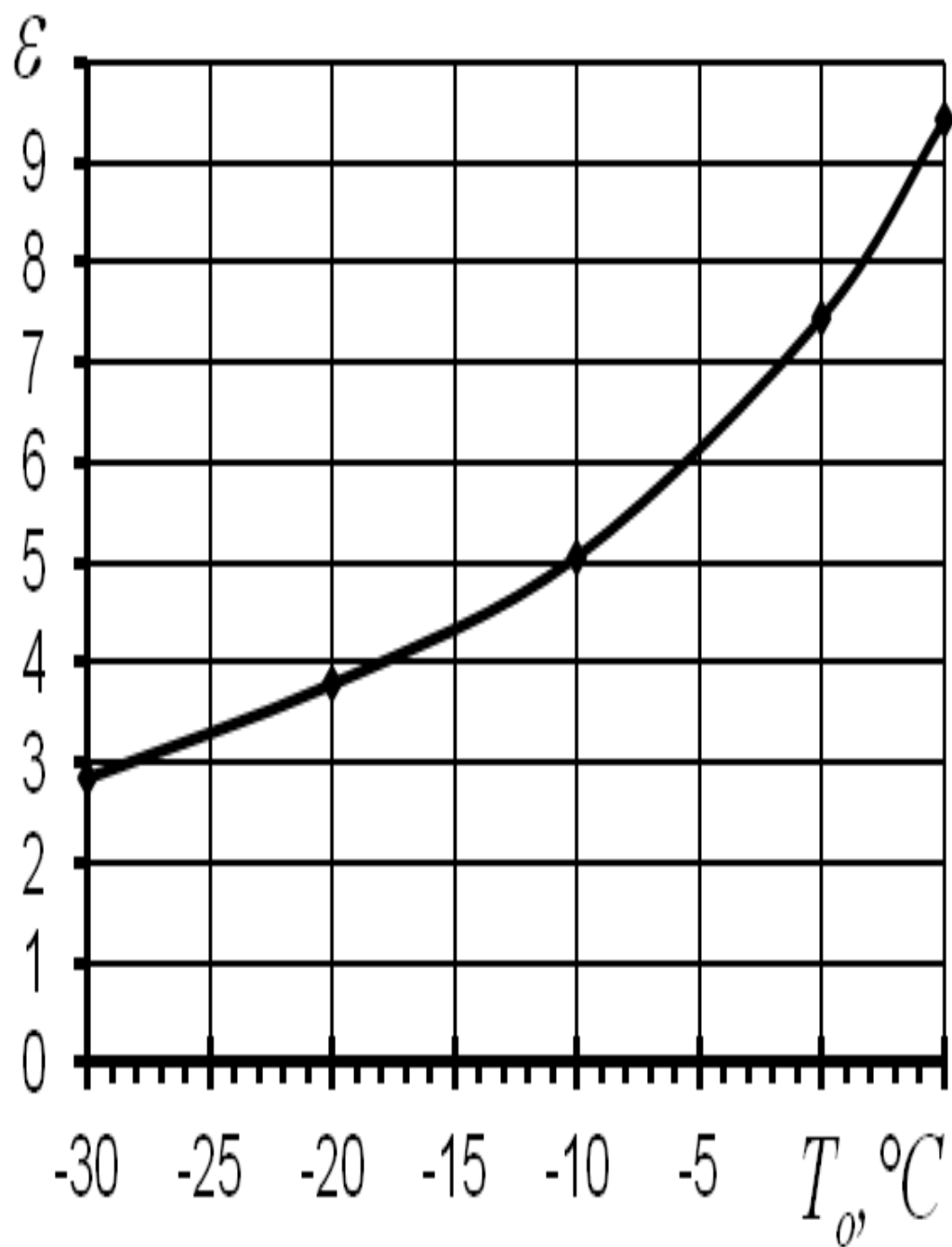


Рис. 2.3 - Расчётная зависимость холодильного коэффициента от температуры кипения.

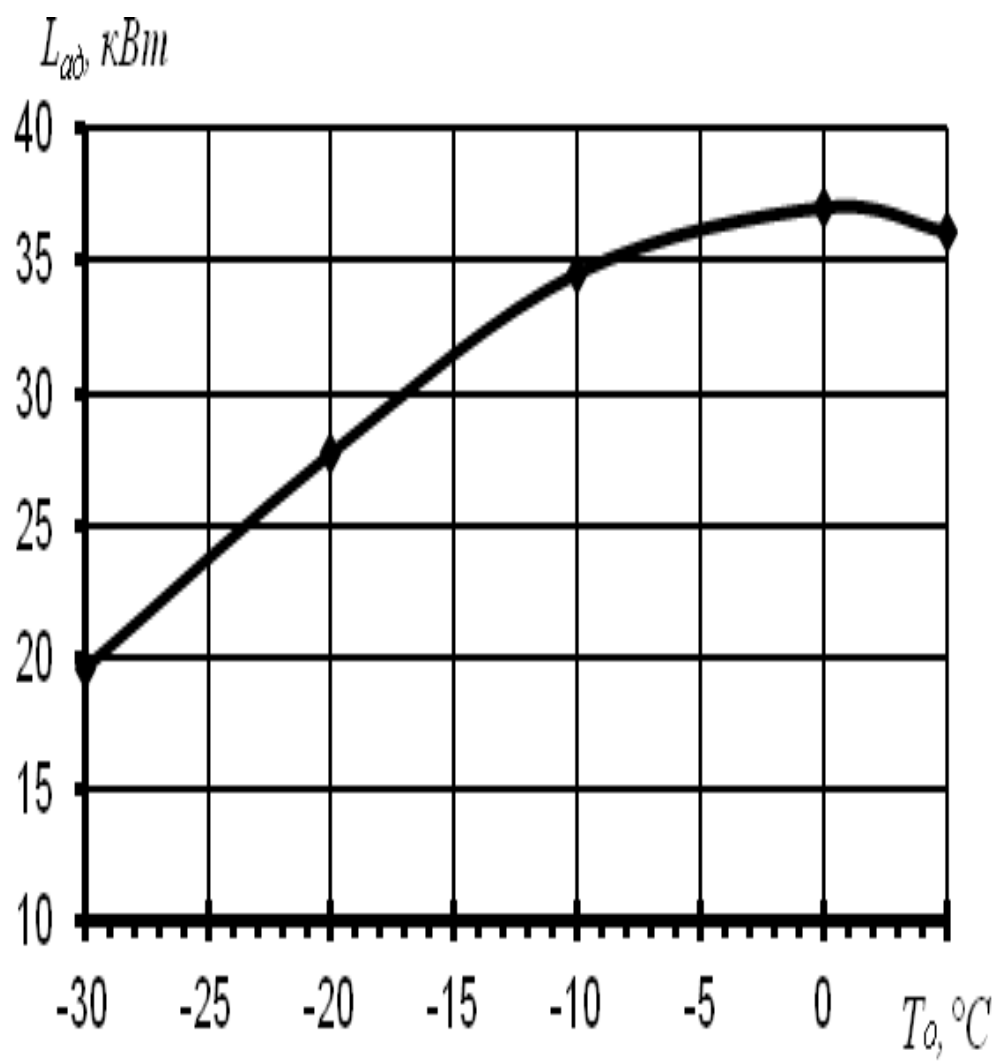


Рис. 2.4 - Расчётная зависимость адиабатой работы сжатия от температуры кипения.

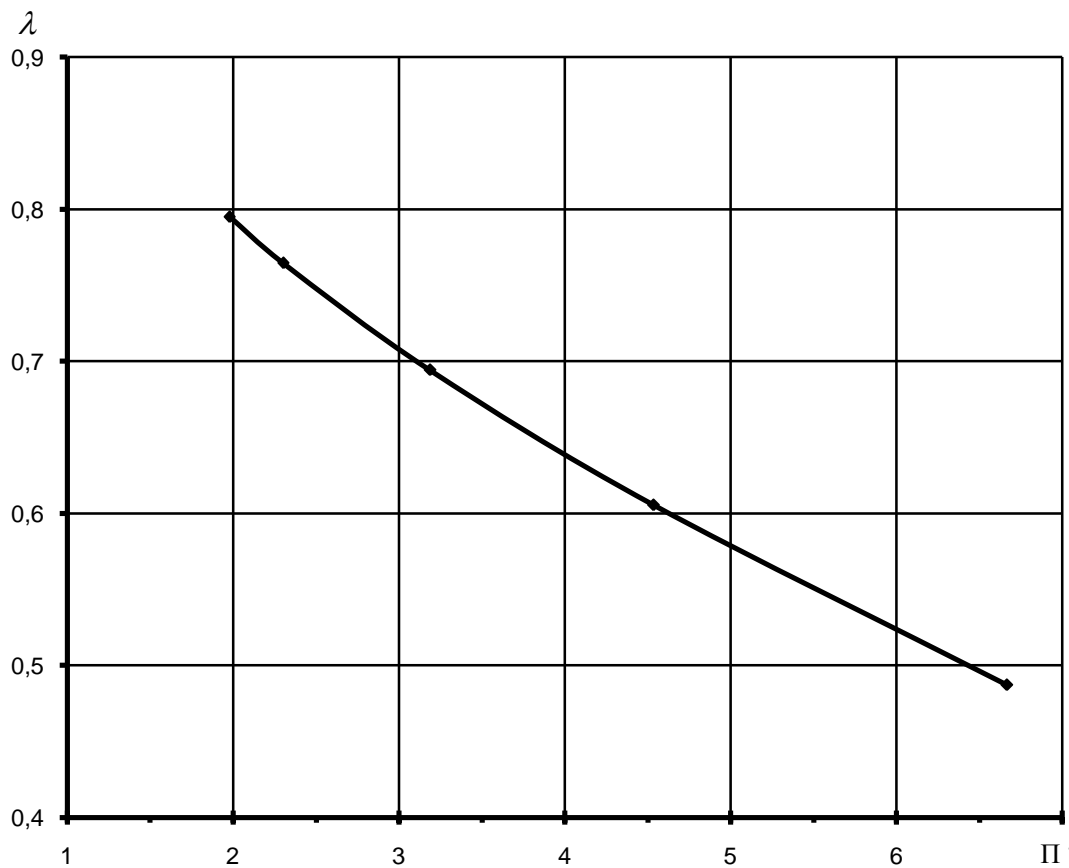


Рис. 2.5 - Расчётная зависимость коэффициента подачи от отношения давлений в компрессоре.

После проведенных расчетов необходимо сделать вывод о зависимостях характеристик холодильной машины от температурных границ цикла и вида рабочего тела.

При расчете принять значения показателей адиабаты  $k$  для хладагентов из представленной ниже таблицы 2.5.

Таблица 2.5 – Показатели адиабаты для хладагентов

Хладагент	Показатель адиабаты $k$
R134a	1,17
R22	1,22
R404a	1,16
R290	1,18
R502	1,17
R717	1.32

### 3 Задачи для подготовки к промежуточному контролю знаний по дисциплине «Научно-технические основы холодильной техники»

1. Идеальная холодильная машина, работающая по обратному циклу Карно, совершает за один цикл работу  $A = 37$  кДж. При этом она берет тепло от тела с температурой  $t_2 = -10^\circ \text{C}$  и передает тепло телу с температурой  $t_1 = 17^\circ \text{C}$ . Найти к. п. д. цикла, количество теплоты  $Q_2$ , отнятое у холодного тела за один цикл, и количество теплоты  $Q_1$ , переданное более горячему телу за один цикл.

2. Идеальная холодильная машина работает как тепловой насос по обратному циклу Карно. При этом она берет тепло от воды с температурой  $t_2 = 2^\circ \text{C}$  и передает его воздуху с температурой  $t_1 = 27^\circ \text{C}$ .

Найти:

- коэффициент  $\eta_1$  — отношение количества теплоты, переданного воздуху за некоторый промежуток времени, к количеству теплоты, отнятому за это же время от воды;

- коэффициент  $\eta_2$  — отношение количества теплоты, отнятого за некоторый промежуток времени от воды, к затраченной на работу машины энергии за этот же промежуток времени (коэффициент  $\eta_2$  называется холодильным коэффициентом машины);

- коэффициент —  $\eta_3$  отношение затраченной на работу машины энергии за некоторый промежуток времени к количеству теплоты,



переданному за это же время воздуху (коэффициент  $\eta_3$  — к. п. д. цикла).

Найти соотношение между коэффициентами  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  и  $\eta_3$ .

3. Идеальная холодильная машина, работающая по обратному циклу Карно, передает тепло от холодильника с водой при температуре  $t_2 = 0^\circ \text{C}$ , кипятильнику с водой при температуре  $t_1 = 100^\circ \text{C}$ . Какую массу  $m$  воды нужно заморозить в холодильнике, чтобы превратить в пар массу  $m_1 = 1 \text{ кг}$  воды в кипятильнике?

4. Помещение отапливается холодильной машиной, работающей по обратному циклу Карно. Во сколько раз количество теплоты  $Q$ , получаемое помещением от сгорания дров в печке, меньше количества теплоты  $Q'$ , переданного помещению холодильной машиной, которая приводится в действие тепловой машиной, потребляющей ту же массу дров? Тепловой двигатель работает между температурами  $t_1 = 100^\circ \text{C}$  и  $t_2 = 0^\circ \text{C}$ . Помещение требуется поддерживать при температуре  $t'_1 = 16^\circ \text{C}$ . Температура окружающего воздуха  $t'_2 = -10^\circ \text{C}$ .

5. Аммиачный пар при температуре  $t_1 = -10^\circ \text{C}$  поступает в компрессор, где адиабатно сжимается до давления, при котором его температура  $t_2 = 20^\circ \text{C}$ , сухость пара  $x_2 = 1$ . Из компрессора аммиак поступает в конденсатор, где при постоянном давлении обращается в жидкость ( $x_3 = 0$ ). После чего в особом расширительном цилиндре адиабатно расширяется до температуры  $t_4 = -10^\circ \text{C}$ . При этой же температуре аммиак поступает в охлаждаемое помещение, где, забирая теплоту охлаждаемых тел, он испаряется, образуя влажный

пар со степенью сухости  $x_1$ . Определить холодопроизводительность аммиака, тепловую нагрузку конденсатора, работу, затраченную в цикле, и холодильный коэффициент.

**6.** Холодопроизводительность воздушной холодильной установки  $Q=83,7$  МДж/ч. Определить ее холодильный коэффициент и потребляемую теоретическую мощность двигателя, если известно, что максимальное давление воздуха в установке  $p_2=0,5$  МПа, минимальное давление  $p_1=0,11$  МПа, температура воздуха в начале сжатия  $t_1=0^\circ\text{C}$ , а при выходе из охладителя  $t_3=20^\circ\text{C}$ . Сжатие и расширение воздуха принять политропными с показателем политропы  $n=1,28$ .

**7.** В аммиачной холодильной машине осуществляется сухой цикл с переохлаждением конденсата до  $20^\circ\text{C}$ . Температура в испарителе минус  $5^\circ\text{C}$ , в конденсаторе  $40^\circ\text{C}$ . Холодопроизводительность установки 120 кВт.

Определить расход хладагента, холодильный коэффициент, теоретическую мощность двигателя компрессора, теоретически максимальный холодильный коэффициент. Определить температуру и давление в узловых точках цикла. Изобразить цикл на  $T-s$  и  $\lg p-i$  диаграммах.

**8.** В схеме аммиачной холодильной установки, приведенной в предыдущей задаче, расширительный цилиндр заменяется редукционным вентилем. Определить новое значение холодильного коэффициента  $\epsilon$  и сравнит его с  $\epsilon$  для схемы с расширительным цилиндром.

**9.** Компрессионная холодильная установка работает по сухому циклу на фреоне 22. Холодопроизводительность установки 50 кВт, давление в испарителе 1,6 ат, а в конденсаторе 10,0 ат.

Как изменятся экономичность и расход мощности, если конденсат переохлаждать на  $15^{\circ}\text{C}$ ? Каковы характеристики соответствующего влажного цикла? Изобразить все циклы на T-s и lgr-i диаграммах.

**10.** Из испарителя аммиачной холодильной установки пар выходит сухим насыщенным при температуре  $t_1 = -20^{\circ}\text{C}$ . Температура адиабатного сжатия аммиачного пара  $t_2 = 125^{\circ}\text{C}$ . Пройдя через конденсатор и переохладитель, пар превращается в жидкий аммиак с температурой  $t = 15^{\circ}\text{C}$ . Принимая производительность холодильной установки  $Q_0 = 290,7$  кДж/с, провести сравнение данной установки с установкой, работающей без переохлаждения, определив для них холодопроизводительность 1 кг аммиака, часовой количество аммиака, холодильный коэффициент и теоретическую мощность двигателя холодильной машины. Задачу решить, пользуясь диаграммой T-s.

**11.** Рассчитать мощность привода компрессора, конденсатора, площади поверхности испарителя, конденсатора и энергетические характеристики холодильной машины, работающей на хладоне 22, используемой в морозильной камере промышленного холодильника, если заданы следующие параметры:

— мощность теплопритоков в морозильную камеру  $Q_{\text{ТП}}$   $k= 270$  кВт;

— температура в морозильной камере  $t_m = -2$  °С;

— конденсатор охлаждается воздухом от вентилятора (сухая градирня) с температурой летом  $t_n = +33$  °С.

Принять коэффициенты теплопередачи для испарителя  $k=2,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), для конденсатора  $k'=30$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

**12.** Используя диаграмму  $lgr-i$  для фреона-13, определить параметры узловых точек компрессионной холодильной установки. Компрессор установки всасывает перегретый пар состояния при температуре ( $t_1 = - 60$  °С), давлении ( $p_1 = 1$  бар) для точки 1 и сжимает его по адиабате до состояния точки 2 при давлении ( $p_2 = 22$  бар).

Затем из компрессора пары фреона поступают в конденсатор, где превращаются в насыщенную жидкость давления ( $p_2$ ). Проходя через регулирующий (дроссельный) вентиль, фреон дросселируется с понижением давления до ( $p_1$ ), после чего поступает в испаритель, где, отбирая тепло от охлаждаемого тела (продуктов), испаряется при постоянном давлении ( $p_1$ ) и температуре ( $t_4$ ) и слегка перегретый до ( $t_1$ ) снова поступает в компрессор. Расход хладагента  $G = 0.05$  кг/с.

**13.** Компрессор установки всасывает перегретый пар состояния при температуре ( $t_1 = - 60$  °С), давлении ( $p_1 = 1$  бар) для точки 1 и сжимает его по адиабате до состояния точки 2 при давлении ( $p_2 = 22$  бар).

Затем из компрессора пары фреона поступают в конденсатор, где превращаются в насыщенную жидкость давления ( $p_2$ ). Проходя

через регулирующийся (дроссельный) вентиль, фреон дросселируется с понижением давления до ( $p_1$ ), после чего поступает в испаритель, где, отбирая тепло от охлаждаемого тела (продуктов), испаряется при постоянном давлении ( $p_1$ ) и температуре ( $t_4$ ) и слегка перегретый до ( $t_1$ ) снова поступает в компрессор. Расход хладагента  $G = 0.05$  кг/с.

Определить работу цикла ( $l_{ц}$ ), полную холодопроизводительность ( $Q_0$ ), холодильный коэффициент ( $\epsilon$ ) установки, тепловую нагрузку на конденсатор ( $q_k$ ), работу ( $l_k$ ) и адиабатную мощность ( $N_{ад}$ ) компрессора установки. Построить цикл в  $p$ - $v$ ,  $T$ - $s$  и  $p$ - $i$  координатах с указанием численных значения параметров узловых точек цикла.

**14.** Воздушная холодильная установка имеет холодопроизводительность  $Q=837200$  кДж/ч. Состояние воздуха, всасываемого компрессором, характеризуется давлением  $p_1=0,1$  МПа и температурой  $t_1=-10^\circ\text{C}$ . Давление воздуха после сжатия  $p_2=0,4$  МПа. Температура воздуха, поступающего в расширительный цилиндр, равна  $20^\circ\text{C}$ . Определить теоретическую мощность двигателя компрессора и расширительного цилиндра, холодильный коэффициент установки, расход холодильного агента (воздуха), а также количество теплоты, передаваемой охлаждающей воде

**15.** Пар-фреон-12 при температуре  $t_1 = -200^\circ\text{C}$  поступает в компрессор, где адиабатно сжимается до давления, при котором его температура становится равной  $t_2 = 200^\circ\text{C}$ , а степень сухости паров  $x_1=1$ . Из компрессора фреон поступает в конденсатор, где при постоянном давлении обращается в жидкость при температуре

кипения, после чего адиабатно расширяется в дросселе до температуры  $t_4=t_1$ . Определить холодильный коэффициент установки, массовый расход фреона, а также теоретическую мощность привода компрессора, если холодопроизводительность установки  $Q=280$  кВт. Изобразите схему установки и ее цикл в TS- и hS-диаграммах. Задачу решить с помощью таблицы параметров насыщенного пара фреона-12.

**16.** Пар фреона-12, при  $t_1=-20^\circ\text{C}$  поступает в компрессор. Где адиабатно сжимается до давления при котором его температура становится равной  $t_2=30^\circ\text{C}$ , а сухость пара  $x_r=1$ . Из компрессора фреон-12 поступает в конденсатор, где при постоянном давлении обращается в жидкость. После этого адиабатно расширяется в дросселе до температуры  $t_4=t_1$ . Определить холодильный коэффициент установки, массовый расход фреона-12, а также теоретическую мощность привода компрессора. Если холодопроизводительность установки  $Q=170$  кВт. Изобразить схему установки и ее цикл в T-S и h-S диаграммах.

**17.** Рассчитать цикл Карно с детандером одноступенчатой холодильной машины, работающей на холодильном агенте R-12 и определить количество теплоты, воспринятое фреоном в испарителе  $q_0$ , количество теплоты, выделяемое в конденсаторе  $q_k$ , затрачиваемую работу  $l$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$ . Температура конденсации  $t_k=30^\circ\text{C}$ ; температура испарения  $t_0=-10^\circ\text{C}$ .

**18.** Рассчитать регенеративный цикл одноступенчатой холодильной машины, работающей на фреоне R-22 и определить

удельную массовую  $q_0$  и объёмную  $q_v$  холодопроизводительность машины, количество теплоты, выделяемое в конденсаторе  $q_k$  и переохладителе  $q_{п.охл}$ , затрачиваемую работу  $l$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$ . Температура конденсации  $t_k = 30$  °С; температура испарения  $t_0 = -10$  °С.

**19.** Определить параметры точек и рассчитать регенеративный цикл одноступенчатой аммиачной холодильной машины. Определить удельную массовую  $q_0$  и удельную объёмную  $q_v$  холодопроизводительности машины, количество теплоты, выделяемое в конденсаторе  $q_k$  и переохладителе  $q_{п.охл}$ , затрачиваемую работу  $l$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$ . Определить также массовый расход циркулирующего аммиака  $G$  и объёмный расход паров аммиака, всасываемых компрессором  $V_d$ . Холодопроизводительность машины  $Q_0 = 75$  кВт температура конденсации  $t_k = 30$  °С; температура испарения  $t_0 = -10$  °С, переохлаждения  $t_{п.охл} = 26$  °С, всасывания  $t_{вс} = 0$  °С.

**20.** Произвести тепловой расчет аммиачного поршневого компрессора при сжатии пара только одной стороной поршня и подобрать его для холодильной установки, если ее холодопроизводительность  $Q_0 = 273$  кВт; температура испарения  $t_0 = -10$  °С; температура конденсации  $t_k = 30$  °С, температура всасывания  $t_{вс} = 0$  °С.

**21.** Подобрать конденсатор для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью  $Q_0 = 175000$  Вт при температуре испарения  $t_0 = -15$  °С. Температура охлаждающей воды

на входе и выходе из конденсатора  $t_{w1} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{w2} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Определить также объёмный расход охлаждающей конденсатор воды.

**22.** Подобрать испаритель и определить объёмный расход рассола для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью  $Q_0 = 232600 \text{ Вт}$  при температуре рассола, входящего в испаритель,  $t_{p1} = -14 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , а выходящего из испарителя  $t_{p2} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**23.** Подобрать панельный испаритель и определить объёмный расход рассола для аммиачной холодильной установки холодопроизводительностью  $Q_0 = 170000 \text{ Вт}$  при температуре рассола, входящего в испаритель,  $t_{p1} = -3^{\circ}\text{C}$ , а выходящего из испарителя  $t_{p2} = -7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .



## Библиографический список

1. Цуранов, О. А. Холодильная техника и технология [Текст] : учебник для вузов / О. А. Цуранов. - СПб. : Питер, 2004. - 448 с.
2. Холодильное оборудование для современных центральных кондиционеров. Расчеты и методы подбора [Текст] : учеб. пособие / В. А. Ананьев, И. В. Седых. - М. : Евроклимат, 2001. - 96 с.  
. Большаков, С. А. Холодильная техника и технология продуктов питания [Текст] : учебник / С. А. Большаков. - М. : Академия, 2003. - 304 с. - ISBN 5-7695-1229-6 : 109.00 р.
4. Холодильная техника и технология [Текст] : республ. межвед. научно-тех. сб. / Одесский ин-т низкотемпературной техники и энергетики. - Киев : Техника, 1990 - . Вып. 51. - 107 с. - Б. ц.
5. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика [Текст] : учебное пособие / В. А. Кудинов ; т. Э. М. Карташов. - 3-е изд., испр. - М. : Высшая школа, 2003. - 261 с. - ISBN 5-06-004344-4 : 78 р.
6. Техническая термодинамика и теплотехника [Текст] : учебное пособие / под ред. А. А. Захаровой. - 2-е изд., испр. - М. : Академия, 2008. - 272 с. - (Высшее профессиональное образование). - ISBN 978-5-7695-49 99-1 : 150.00 р.
7. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] : учебное пособие для вузов / В. В. Нащокин. - 3-е изд., испр. и доп., доп. - Москва : Высшая школа, 1980. - 469 с. : ил. - 1.30 р.
8. Дыбан, Е. П. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков [Текст] / Е. П. Дыбин, Э. Я. Эпик. - Киев : Наукова думка, 1985. - 295 с. - Б. ц.
9. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха: учеб. пособие / А. В. Нестеренко. – 3-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 1971. – 460 с.
10. Мизин В.М. Подбор и расчет основных элементов одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины [Электронный ресурс]: учебно-методическое пособие/ Мизин В.М.,

Татаренко Ю.В.— Электрон. текстовые данные.— СПб.: Университет ИТМО, Институт холода и биотехнологий, 2015.— 64 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/68684.html>.— ЭБС «IPRbooks»

11. Теплообменные аппараты холодильных установок / Под ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

12. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин/ Под ред. И.А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1987 - 423 с.

13. Холодильные машины: Справ. / Под ред. А. В. Быкова. М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982. - 224 с.

## Приложение 1

### Варианты заданий для выполнения практической работы

Варианты заданий					
№ вариант а	$V_T, \text{ м}^3/\text{с}$	$T_o, \text{ }^\circ\text{C}$	$T_k, \text{ }^\circ\text{C}$	Сравниваемые хладагенты	Построить графики
1	2	3	4	5	6
1	0,10	-15	20; 30; 40.	R134а; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
2	0,12	-10	25; 30 40.	R134а; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
3	0,14	-5	18; 28; 37.	R134а; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
4	0,16	0	18; 33; 37.	R134а; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
5	0,18	5	16; 26; 36.	R404а; R134а	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
6	0,20	-20	21; 30; 36.	R22; R134а;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
7	0,08	-25	21; 26; 36.	R290; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$
8	0,06	-12	20 30 40.	R22; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_k)$ и $\lambda = f(\Pi)$

9	0,11	-8	25; 35; 40.	R290; R22	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
10	0,13	-6	21; 31; 41.	R134a; R404a	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
11	0,15	-4	26; 36; 41.	R134a; R502;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
12	0,17	-2	26; 31 40.	R22; R502;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
13	0,19	-14	25; 30; 40.	R502; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
14	0,07	-16	22; 31; 44.	R290; R134a;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
15	0,05	-18	18; 30; 40.	R290; R134a;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
16	0,04	-21	26; 34; 38.	R134a; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
17	0,03	-23	24; 30; 38.	R290; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{к})$ и $\lambda = f(\Pi)$
18	0,06	-12; -22; -32.	30	R290; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
19	0,11	-5; -19; -35.	32	R290; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$

20	0,13	-2; -18; -34.	34	R134a; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
21	0,15	-12; -32; -42.	36	R134a; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
22	0,17	0; -20; -40.	38	R22; R502;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
23	0,19	-8; -28; -38.	28	R22; R502;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
24	0,07	2; -25; -44.	26	R290; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
25	0,05	0; -10; -30;	24	R134a; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
26	0,04	-5; -25; -45.	22	R134a; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
27	0,03	-15; -35; -45.	21	R290; R717	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
28	0,10	-12; -22; -32.	23	R404a; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
29	0,12	5; -15; -25.	25	R22; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
30	0,14	-7; -19; -43.	27	R134a; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$

31	0,16	5; -31; -43.	29	R134a; R22;	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
32	0,18	0; -36; -42.	31	R134a; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
33	0,20	-1; -23; -34.	33	R134a; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
34	0,08	-1; -12; -34.	35	R290; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_{\kappa})$ и $\lambda = f(\Pi)$
35	0,10	-2; -22; -42.	37	R22; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$
36	0,12	2; -36; -45.	39	R22; R717.	$Q_o, \varepsilon, L_{ад} = f(T_o)$ и $\lambda = f(\Pi)$