

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.А. Дзино, О.С. Малинина

**МАШИНЫ И СИСТЕМЫ
НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ
ЭНЕРГЕТИКИ**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2016

УДК 621.575

Дзино А.А., Малинина О.С. Машины и системы низкопотенциальной энергетики: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 66 с.

Приводятся теоретический материал и методические указания к самостоятельной работе магистрантов направления 16.04.03 Промышленные холодильные системы и тепловые насосы по дисциплине «Машины и системы низкопотенциальной энергетики» очной формы обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 2 от 27.10.2016 г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2016

© Дзино А.А., Малинина О.С., 2016

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Машины и системы низкопотенциальной энергетики» базируется на ранее изученных студентами дисциплинах, таких как «Научные основы энергетики», «Энергетическая эффективность объемных компрессоров», «Расчет и проектирование элементов холодильных машин» и т. д.

В случае трудности усвоения материала из-за недостатка знаний по ранее изученным дисциплинам студент должен обратиться к соответствующим дисциплинам самостоятельно.

Самостоятельную работу по разделам дисциплины студентам рекомендуется выполнять последовательно по темам, придерживаясь следующего порядка:

а) ознакомиться с содержанием темы по программе и методическим указаниям к ней;

б) пользуясь списком рекомендованной литературы, проработать материал, относящийся к данной теме. Особое внимание надо обращать на усвоение принципиальных положений и глубокое понимание изучаемого материала;

в) изучение темы закончить ответами на вопросы для самопроверки. При этом не рекомендуется обращаться к помощи конспекта или учебника;

г) перейти к изучению следующей темы только после усвоения предыдущего материала.

Неясные вопросы могут решаться путем письменных и устных консультаций.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

1. Низкопотенциальная энергетика

Низкопотенциальная энергетика представляет собой новое научно-техническое направление, которое стало широко развиваться в последнее время. Это направление связано с проблемами экономии топливно-энергетических ресурсов, защиты окружающей среды от теплового загрязнения и базируется на использовании для получения холода, теплоты и электроэнергии нетрадиционных источников тепловых ресурсов. К таким источникам относятся вторичные энергетические ресурсы и так называемые возобновляемые источники теплоты – недра Земли (геотермальной энергии), Солнца и окружающей среды.

1.1. Вторичные энергетические ресурсы

Вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) – это тепловые отходы технологических производств промышленных предприятий, коммунальных, бытовых, жилых и других объектов. К категории ВЭР можно также отнести самоизливающиеся геотермальные воды, горячие минеральные источники.

Одно из эффективных направлений утилизации теплоты ВЭР – производство холода для предприятий, технологические процессы которых требуют его при различных температурах охлаждения.

Теплоту низкопотенциальных ВЭР можно использовать для теплоснабжения и горячего водоснабжения также с помощью компрессорных тепловых насосов. В переходные и зимний периоды года в качестве низкопотенциальных источников теплоты в компрессорных тепловых насосах могут быть использованы источники окружающей среды (холодная вода из водоемов, артезианская вода, наружный воздух температурой свыше 0 °С, а также горные породы (грунт)). В последние годы большое внимание уделяют использованию для целей хладо- и теплоснабжения с помощью холодильных машин и электроснабжения с помощью турбин на неводяных парах рабочих веществ (хладагентах) возобновляемых источников теплоты – недр Земли (геотермальной энергии воды и горячих сухих горных пород) и Солнца.

1.2. Классификация ВЭР

Структура ВЭР чрезвычайно многообразна. ВЭР, используемые с помощью холодильных машин для различных целей, можно разделить следующим образом.

1. По температурному уровню – на ВЭР низкого, среднего и высокого потенциала:

– ВЭР низкого потенциала имеют температуру 0–70 °С. В компрессорных тепловых насосах используют теплоту ВЭР с температурой 0–10 °С (наружный воздух) и 10–40 °С (водопроводная, артезианская или геотермальная вода). В понижающих абсорбционных термотрансформаторах температура ВЭР составляет 25–70 °С, в повышающих термотрансформаторах – 40–70 °С;

– ВЭР среднего потенциала имеют температуру 70–150 °С и могут быть использованы для получения холода в абсорбционных машинах с одноступенчатой генерацией раствора в генераторе;

– ВЭР высокого потенциала с температурой 150–400 °С применяют для получения холода в абсорбционных машинах с многоступенчатой генерацией раствора в генераторе;

2. По агрегатному состоянию – на жидкие, паро- и газообразные и твердые:

– жидкие, паро- и газообразные ВЭР есть на каждом крупном по энергоемкости промышленном предприятии;

– твердыми источниками ВЭР могут быть горячие металлические конструкции, горячие шлаки, горные породы (грунт) и т. п.

3. По химическому воздействию на металлы, рабочие вещества и окружающую среду – на агрессивные и нейтральные:

– нейтральные по воздействию на металлы источники ВЭР менее распространены;

– к агрессивным относят кислоты, растворы солей, радиоактивные газы и жидкости.

4. По содержанию примесей – на чистые и загрязненные: загрязненные источники ВЭР, требующие очистку от примесей или применение оборудования теплоутилизирующих установок со специальным покрытием поверхностей контакта с источником, которое предотвращает их эрозию.

5. По степени концентрации на объектах – на централизованные и децентрализованные:

– по техническим и экономическим соображениям наиболее приемлемыми являются централизованные источники ВЭР;

– децентрализованные источники требуют дополнительных затрат для их сбора, если они не могут быть использованы непосредственно на объекте их образования.

б. По условиям выделения – на периодические и непрерывные:

– источники ВЭР периодического выделения требуют создания дополнительных емкостей (аккумуляторных баков) для накопления;

– все перечисленные источники ВЭР могут иметь изменяющуюся по времени температуру – как в течение суток, так и в течение года.

Важным параметром любого источника ВЭР является его общая теплоемкость. При малой общей теплоемкости приходится снижать температуру кипения рабочего вещества для получения достаточного количества теплоты от источника, температура которого заметно снижается в процессе теплообмена, в то время как температура кипения обычно остается постоянной. Использование источника ВЭР с малой общей теплоемкостью и с высокой температурой может оказаться энергетически равнозначным использованию источника с большей общей теплоемкостью и с более низкой температурой или даже невыгодным.

Источники геотермальной энергии могут быть высокоминерализованными, содержать другие вредные вещества и представлять большую опасность для окружающей среды. Поэтому, как правило, после использования теплоты геотермальной воды в машинах и системах низкопотенциальной энергетики ее насосом закачивают по обратной скважине в водоносный пласт.

Самая чистая возобновляемая энергия – это солнечная энергия. Но главными недостатками этого вида энергии являются периодичность ее поступления в течение суток и изменяющиеся значения солнечной радиации и температуры нагреваемого рабочего вещества как в течение суток, так и в течение года.

Поэтому для выработки холода, теплоты и электроэнергии используют машины и системы низкопотенциальной энергетики периодического и непрерывного действия. В последнем случае в схему включают аккумуляторные баки для накопления охлажденного (или нагретого) теплоносителя в период работы машин и систем в дневное время суток.

2. Парокомпрессорные тепловые насосы

2.1. Область применения парокомпрессорных тепловых насосов

Парокомпрессорный тепловой насос (ПКТН) предназначен для переноса низкотемпературной теплоты на более высокий температурный уровень с помощью компрессора. Энергетическая эффективность любого теплового насоса зависит от температур внешних источников [1].

При использовании низкопотенциальной теплоты ВЭР и других источников наибольшее распространение получили тепловые насосы компрессорного типа. При отводе теплоты от источников низкого температурного потенциала и затрате механической (электрической) энергии в них получают теплоту с такой температурой, при которой ее можно использовать для отопления, горячего водоснабжения или для производственных нужд. Особенно эффективно использование тепловых насосов в системах круглогодичного кондиционирования воздуха; применяют их для различных технологических нужд, в технике опреснения и выпаривания водных растворов, для нагрева воздуха в холодное время года и охлаждения его в летний период в многоквартирных домах и отдельных комнатах, для сушки зерна, в системах тепло- и хладоснабжения чайных фабрик, в системах горячего водоснабжения бань, для термообработки молока и других целей.

2.2. Источники теплоты низкого потенциала

2.2.1. Воздух

К особенностям использования атмосферного воздуха относятся его переменная температура (наиболее низкая приходится на период максимальной отопительной нагрузки) и низкие значения коэффициента теплоотдачи. Последнее заставляет увеличивать поверхность испарителя или разность температур путем снижения температуры кипения (при этом ухудшаются энергетические и экономические характеристики установки). При температуре кипения ниже 0 °С на поверхности испарителя образуется иней, что затрудняет процесс теплопередачи. Несмотря на это воздух, благодаря удобству работы

с ним, широко используют в небольших установках круглогодичного кондиционирования. При использовании воздуха в качестве источника теплоты отопительный коэффициент, как правило, не превышает 2,5 [2].

2.2.2. Вода

Удобным источником теплоты является вода. Она обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи. Водные источники, выходящие из сравнительно глубоких слоев почвы, имеют температуру, близкую к среднегодовой. Это выгодно отличает воду от воздуха и обеспечивает высокое среднегодовое значение отопительного коэффициента. Наиболее целесообразно использовать отходы теплой воды тепловых электростанций, воду, откачиваемую из шахт, а также естественные горячие источники. Вода рек, озер, морей также может быть использована, однако при этом необходимо тщательно изучить температурный режим водоема в течение года, принимая во внимание опасность обмерзания стенок испарителя в зимний период. Следует учитывать расход энергии на циркуляционные насосы, который достигает иногда 15–20 % от расхода энергии в компрессоре теплового насоса [2].

2.2.3. Грунт

В качестве естественного источника теплоты для зимнего отопления и летнего кондиционирования применяют грунт. Наиболее перспективны установки круглогодичного кондиционирования, использующие сезонную аккумулирующую способность грунта. Змеевики, заложенные в грунт, в зависимости от сезона выполняют роль испарителя или конденсатора. Их углубляют в землю ниже уровня, на котором сказывается влияние суточных изменений температуры. Условия теплоотдачи в грунте зависят главным образом от его влажности. Практика показывает, что в установках с использованием грунта в качестве источника теплоты отопительный коэффициент достигает 2,2–3,2 в зависимости от внешних условий [2].

2.3. Рабочие вещества парокомпрессорных тепловых насосов

В качестве рабочих веществ в тепловых насосах применяют R717, R22, R134a, смеси хладонов, CO₂ и другие рабочие вещества.

Аммиак как рабочее вещество в тепловых насосах целесообразно использовать для получения теплоты невысокого потенциала с температурой до 60 °С, так как при повышении температуры возрастает давление конденсации, а также температура перегретого пара в конце процесса сжатия может быть выше температуры воспламенения масла.

Аммиак не рекомендуется использовать, когда тепловой насос служит для системы отопления, вследствие его ядовитости, а также когда в смеси воздуха с аммиаком содержание последнего больше 16 % (смесь взрывоопасна).

2.4. Энергетическая эффективность парокомпрессорных тепловых насосов

Для тепловых насосов, потребляющих механическую энергию, величиной, характеризующей их эффективность, является отопительный коэффициент, т. е. отношение полученной теплоты к затраченной работе:

$$\mu = \frac{Q_k}{L} > 1.$$

2.5. Схема, теоретический одноступенчатый цикл, принцип действия и основные процессы парокомпрессорного теплового насоса

Схема и теоретический цикл парокомпрессорного теплового насоса представлены на рис. 2.1. В качестве теоретического цикла ПКТН принят цикл с регенеративным теплообменником (см. рис. 2.1, б).

Рабочее вещество в состоянии перегретого пара поступает в компрессор I (см. рис. 2.1, а), где изоэнтропно сжимается до давления p_k и направляется в теплообменник системы горячего водоснабжения II. В теплообменнике происходит сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения (ГВС). Наличие тепло-

обменника ГВС не обязательно и зависит от режима работы теплового насоса. После теплообменника рабочее вещество поступает в конденсатор III, где сначала охлаждается до состояния сухого насыщенного пара, а затем конденсируется при давлении p_k и температуре t_k . Теплота конденсации отводится в систему отопления (СО). После конденсатора рабочее вещество находится в состоянии насыщенной жидкости и поступает в регенеративный теплообменник IV, в котором происходит процесс теплообмена – жидкость охлаждается, пар после испарителя нагревается. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле V. Рабочее вещество поступает в испаритель VI, где происходит процесс кипения при давлении p_0 и температуре t_0 под воздействием теплоты, получаемой от хладоносителя. После испарителя пар рабочего вещества направляется в регенеративный теплообменник и далее в компрессор.

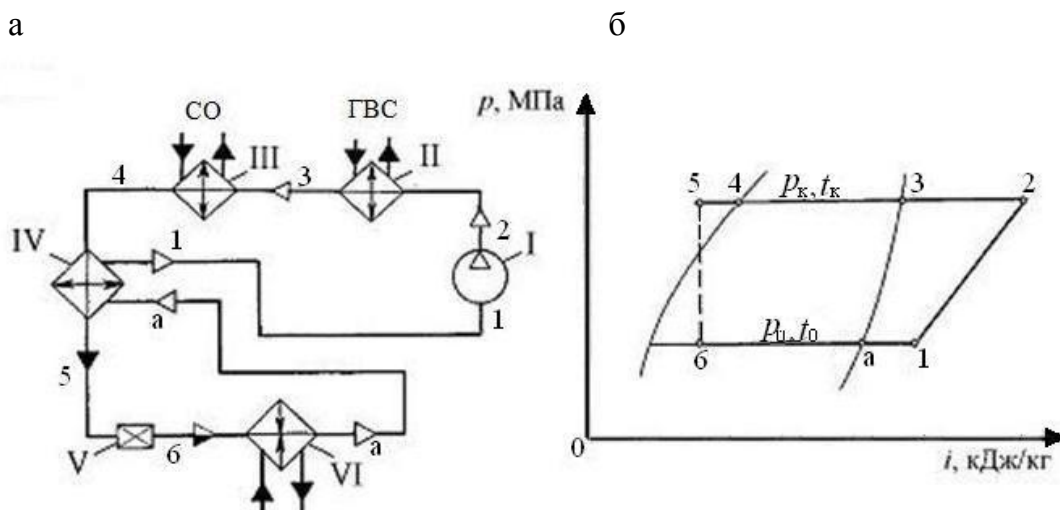


Рис. 2.1. Парокомпрессорный тепловой насос с регенеративным теплообменником:

а – схема теплового насоса; б – процессы на i - p -диаграмме;
 p_0, p_k – давления кипения и конденсации рабочего вещества

Основные процессы цикла (см. рис. 2.1, б) следующие: а-1 – перегрев рабочего вещества в регенеративном теплообменнике; 1-2 – сжатие пара рабочего вещества в компрессоре; 2-3 – сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения; 3-4 – конденсация с отводом теплоты в систему отопления; 4-5 – охлаждение рабочего вещества в теплообменнике; 5-6 – дросселирование в дроссельном вентиле; 6-а – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от хладоносителя.

2.6. Методика расчета теоретического одноступенчатого цикла парокомпрессорного теплового насоса с регенеративным теплообменником

Исходные данные

Теплопроизводительность Q_k , кВт
 Температура кипения t_0 , °С
 Температура конденсации t_k , °С
 Рабочее вещество

В табл. 2.1 приведены параметры узловых точек.

Таблица 2.1

Параметры	Точки						
	а	1	2	3	4	5	6
p , МПа							
t , °С							
i , кДж/кг							
v , м ³ /кг	—		—	—	—	—	—

Методика расчета

Удельная массовая теплопроизводительность, кДж/кг,

$$q_k = i_2 - i_4.$$

Удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м³,

$$q_v = \frac{q_k}{v_1}.$$

Удельный тепловой поток, отводимый в систему ГВС, кДж/кг,

$$q'_k = i_2 - i_3.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_a - i_6.$$

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг,

$$l_s = i_2 - i_1.$$

Массовый расход рабочего вещества, кг/с,

$$G_a = \frac{Q_k}{q_k}.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт,

$$Q_0 = G_a q_0.$$

Объемный расход рабочего вещества, м³/с,

$$V = G_a v_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт,

$$N_s = G_a l_s.$$

Отопительный коэффициент

$$\mu = \frac{Q_k}{N_s}.$$

3. Абсорбционные понижающие термотрансформаторы

3.1. Область применения абсорбционных понижающих термотрансформаторов

Абсорбционные понижающие термотрансформаторы можно успешно применять для целей технологического теплоснабжения, отопления зданий и горячего водоснабжения при наличии греющих источников с температурой 100–150 °С и источников дешевой сбросной теплоты с температурой 20–40 °С. В процессах трансформации теплоты в понижающем термотрансформаторе в них получают теплоту промежуточного температурного потенциала в количестве, превышающем на 50–70 % теплоту греющего источника со сравнительно высокой температурой.

Чрезвычайно важным является то обстоятельство, что абсорбционные понижающие термотрансформаторы можно эффективно использовать вместо водоохлаждающих устройств (градирен, прудов-холодильников и т. п.), отводя при этом низкопотенциальную теплоту энергетического оборудования, охлаждаемого водой. В этом случае термотрансформатор выполняет функции теплоснабжающей и холодильной машин.

3.2. Рабочие пары абсорбционных понижающих термотрансформаторов

Наиболее распространенным рабочим веществом в понижающих абсорбционных термотрансформаторах является водный раствор соли бромистого лития. Реже используют водный раствор соли хлористого лития и других солей. Применение в качестве рабочих веществ водных растворов солей позволяет проводить процессы преобразования теплоты в понижающих термотрансформаторах при давлениях конденсации водяного пара, близких к атмосферному. При этом энергетическая эффективность таких термотрансформаторов оказывается достаточно высокой.

3.3. Энергетическая эффективность абсорбционных понижающих термотрансформаторов

Энергетическая эффективность системы, состоящей из компрессорного теплового насоса и теплового двигателя, работающего в режиме ТЭЦ, будет оцениваться коэффициентом трансформации понижающего термотрансформатора λ (лямбда). Принятая в обозначении буква греческого алфавита является первой буквой слова «уменьшать» ($\lambda\iota\upsilon\sigma\tau\epsilon\upsilon\omega$) [3].

Таким образом, эффективность системы будет определена выражением

$$\lambda = \frac{Q_{\text{Н}}^{\text{пр}} + Q_{\text{Н}}^{\text{об}}}{Q_{\text{В}}^{\text{пр}}}$$

с учетом того, что $L_0 = L$,

$$\lambda = 1 - \eta + \mu\eta$$

или

$$\lambda = 1 - \eta(1 - \mu).$$

Отопительный коэффициент μ изменяется в интервале от 1 до $+\infty$, поэтому коэффициент трансформации понижающего термотрансформатора также изменяется в интервале от 1 до $+\infty$.

3.4. Схема, теоретический цикл, принцип действия и основные процессы абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора

Схема и теоретический цикл абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора (АБПНТ) с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах представлены на рис. 3.1. В качестве теоретического цикла АБПНТ принят цикл при следующих условиях (см. рис. 3.1, б): отсутствуют потери от неполноты насыщения и не-

полноты выпаривания раствора при абсорбции пара и кипении раствора в соответствующих аппаратах; в теплообменнике растворов имеет место полная рекуперация теплоты, т. е. на холодной стороне теплообменника растворов имеет место равенство $t_2 = t_8$; гидравлические сопротивления, возникающие при прохождении пара из испарителя в абсорбтер и из генератора в конденсатор, отсутствуют; высшая температура раствора в конце его кипения в генераторе t_4 равна температуре греющего источника t_h ; низшая температура при абсорбции t_2 равна температуре конденсации пара t_k , которая, в свою очередь, принята равной температуре нагреваемой среды t_{wh} ; температура кипения воды в испарителе t_0 равна температуре охлажденного источника t_s ; состояние пара, поступающего из генератора АБПНТ в конденсатор, определяется по максимально допустимой концентрации крепкого раствора ξ_r и давлению раствора при его кипении p_h .

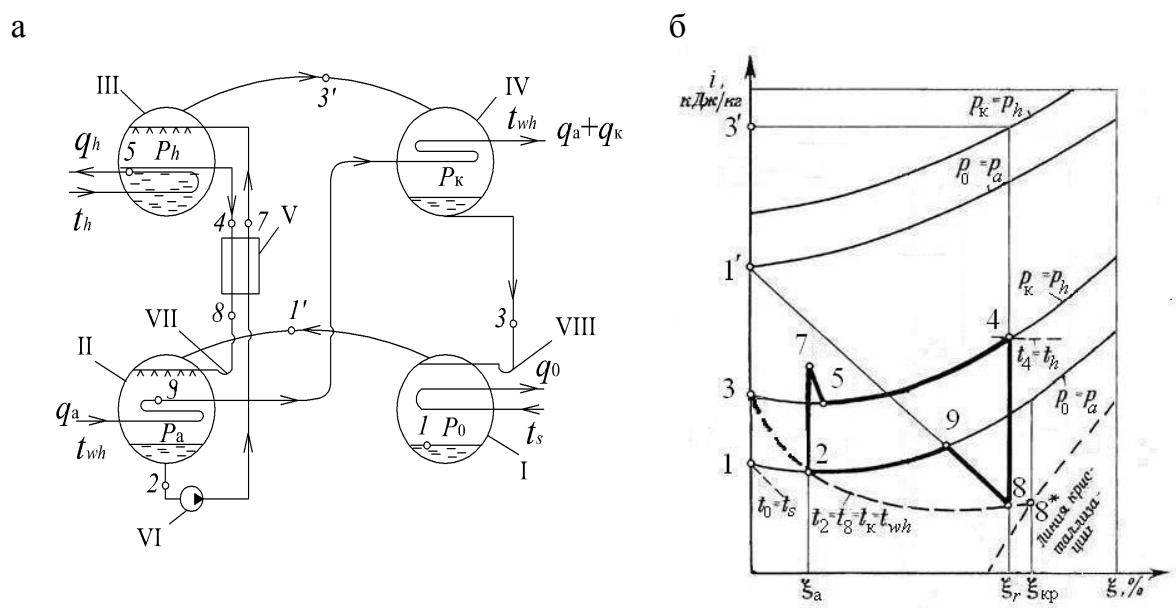


Рис. 3.1. Абсорбционный бромистолитиевый понижающий термотрансформатор с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным теплопереносом в генераторе и абсорбере:
 а – схема термотрансформатора; б – процессы на ξ - i -диаграмме;
 P_0, P_h, P_a, P_k – давление кипения рабочего вещества, раствора, абсорбции и конденсации пара соответственно;
 $\xi_a, \xi_r, \xi_{кр}$ – концентрация слабого, крепкого растворов и кристаллизации соответственно

В испарителе I (см. рис. 3.1, а) за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника в количестве q_0 кипит вода при давлении $p_0 = p_a$. Водяной пар, образовавшийся в испарителе, поступает в абсорбер II, где абсорбируется крепким раствором, стекающим из генератора III через растворный теплообменник V и гидравлический затвор VII в абсорбер. Вследствие абсорбции пара раствором концентрация последнего снижается.

Слабый раствор из абсорбера насосом VI подается через растворный теплообменник в генератор, где он кипит при давлении p_h вследствие подвода теплоты от греющего источника в количестве q_h при температуре t_h . Водяной пар, образовавшийся в генераторе, поступает в конденсатор, где конденсируется при давлении $p_k = p_h$. Суммарная теплота абсорбции и перегрева конденсации пара отводится к потребителю в количестве $q_a + q_k$. Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Основные процессы цикла (см. рис. 3.1, б) следующие: 2–7 – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов; 7–5 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества; 5–4 – кипение раствора в генераторе при совмещенном тепломассопереносе; 4–8 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов; 8–9 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества; 9–2 – абсорбция пара рабочего вещества при совмещенном тепломассопереносе в абсорбере; 3'–3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе; 1–1' – кипение рабочего вещества в испарителе.

Основные соотношения для расчета теоретического цикла АБПНТ с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах определяют расчетным путем, либо с помощью ЭВМ, либо вручную после построения цикла на ξ – i -диаграмме (см. рис. 3.1, б) для водного раствора бромистого лития по заданным температурам внешних источников теплоты и после определения основных параметров цикла АБПНТ.

3.5. Методика расчета теоретического цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора

Исходные данные

Температура охлаждаемой среды $t_s, ^\circ\text{C}$
 Температура нагретой воды $t_{wh}, ^\circ\text{C}$

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Параметры	Точки				
	1'	2	3	3'	4
$p, \text{кПа}$					
$t, ^\circ\text{C}$					
$i, \text{кДж/кг}$					
$\xi, \%$					
Параметры	Точки				
	5	7	8	9	
$p, \text{кПа}$					
$t, ^\circ\text{C}$					
$i, \text{кДж/кг}$					
$\xi, \%$					

Методика расчета

Температура кипения воды в испарителе, $^\circ\text{C}$,

$$t_0 = t_s.$$

Давление кипения воды в испарителе, кПа,

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа,

$$p_a = p_0.$$

Температура конденсации, °С,

$$t_k = t_{wh}.$$

Давление конденсации, кПа,

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа,

$$p_h = p_k.$$

Температура раствора на выходе из абсорбера, °С,

$$t_2 = t_k = t_{wh}.$$

Концентрация слабого раствора, %,

$$\xi_a = f(p_a, t_2).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из абсорбера, кДж/кг,

$$i_2 = f(\xi_a, t_2).$$

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С,

$$t_8 = t_2 = t_k = t_{wh}.$$

Концентрация кристаллизации крепкого раствора, %,

$$\xi_{\text{кр}} = f(t_8, \text{ линия кристаллизации в } i\text{-}\xi\text{-диаграмме}).$$

Максимально допустимая концентрация крепкого раствора, %,

$$\xi_r = \xi_{\text{кр}} - 1,$$

Температура раствора на выходе из генератора, °С,

$$t_4 = f(p_h, \xi_r).$$

Энтальпия раствора на выходе из генератора, кДж/кг,

$$i_4 = f(\xi_r, t_4).$$

Температура греющего источника, °С,

$$t_h = t_4.$$

Зона дегазации, %,

$$\Delta\xi = \xi_a - \xi_r.$$

Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta\xi}.$$

Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг,

$$i_8 = f(\xi_r, t_8).$$

Удельный тепловой поток теплообменника, кДж/кг,

$$q_T = (a - 1) (i_4 - i_8).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг,

$$i_7 = i_2 + \frac{q_T}{a}.$$

Температура слабого раствора на выходе из теплообменника, °С,

$$t_7 = f(\xi_a, t_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С,

$$t_5 = f(p_h, t_7 \text{ угол наклона процесса десорбции в } i\text{-}\xi\text{-диаграмме}).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг,

$$i_3' = f(t_4, p_h).$$

Температура начала процесса абсорбции, °С,

$$t_9 = f(p_a, i_8, \text{ угол наклона процесса разделения в } i\text{-}\xi\text{-диаграмме}).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг,

$$i_1' = f(t_0).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг,

$$i_3 = f(t_k).$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг,

$$q_h = i_3' + (a - 1) i_4 - a i_7.$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг,

$$q_a = i_1' + (a - 1) i_8 - a i_2.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг,

$$q_k = i_3' - i_3.$$

Теплота, подведенная к АБПНТ, кДж/кг,

$$q_{\text{под}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АБПНТ, кДж/кг,

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{q_a + q_k}{q_h}.$$

4. Абсорбционные холодильные машины

4.1. Классификация абсорбционных холодильных машин

Из-за возросших требований, связанных с созданием безотходной технологии различных производств и экономией топливно-энергетических ресурсов, абсорбционные холодильные машины (АХМ) стали широко применять в промышленности на тех объектах, которые располагают источниками дешевой теплоты.

По температурному уровню охлаждаемого источника АХМ разделяют на две подгруппы: АХМ для области положительных и АХМ для области отрицательных температур охлаждения; некоторые типы АХМ могут применяться как в области отрицательных, так и в области положительных температур охлаждения. В зависимости от используемых в настоящее время в промышленных АХМ рабочих

веществ их можно разделить на две основные группы: водоаммиачные и бромистолитиевые.

По типу циклов АХМ можно разделить на АХМ с одно- и многоступенчатыми циклами; АХМ с одноступенчатыми циклами в основном используют для выработки холода в области положительных и отрицательных температур охлаждения (до $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$). Для получения холода с температурой ниже $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ применяют, как правило, двухступенчатые АХМ; могут применяться и трехступенчатые АХМ, а также машины с двумя и более температурными уровнями охлаждения. Одноступенчатые и многоступенчатые циклы АХМ разделяют, в свою очередь, на циклы с простыми и сложными процессами тепломассопереноса в основных аппаратах. Простыми процессами являются одноступенчатые с совмещенным и отдельным тепломассопереносом в аппаратах; к сложным процессам относятся процессы со ступенчатой абсорбцией, десорбцией, конденсацией, кипением, материальной регенерацией рабочих веществ и др. При существенном изменении диапазона температур внешних источников теплоты могут применяться абсорбционно-резорбционные АХМ, характеризующиеся в данных условиях высокой энергетической эффективностью.

В зависимости от вида используемых внешних источников теплоты АХМ разделяются на АХМ с паровым, газовым, жидкостным или солнечным обогревом генераторов, АХМ с водяным или воздушным охлаждением абсорберов и конденсаторов (или с комбинацией указанных источников охлаждения аппаратов).

По степени агрегатирования АХМ разделяются на агрегатированные (с конструктивным объединением всех элементов в один или несколько блоков) и неагрегатированные (с отдельно выполненными элементами АХМ). К агрегатированным относятся бромистолитиевые АХМ.

В зависимости от схем включения АХМ в технологические процессы различных производств их можно разделить на автономные, не зависящие от схемы технологического процесса, и встроенные – с объединением части цикла АХМ с технологическим процессом.

Широко применяют также безнасосные АХМ, как непрерывного, так и периодического принципов действия.

На выбор типа АХМ и ее схемы основное влияние оказывают требования объекта, особенности технологического процесса, обслу-

живаемого АХМ, температурный уровень и виды греющего, охлаждаемого источников и источника окружающей среды, стоимостные показатели теплоты, охлаждающей воды, рабочих веществ, конструкционных материалов АХМ и другие факторы. На выбор АХМ существенное влияние оказывает вид выпускаемой продукции на предприятии. Например, на аммиачных, углеводородных, хладонных и подобных им производствах предпочтительно применять встроенные АХМ с использованием теплоты ВЭР указанных производств. При этом в АХМ могут использоваться рабочие вещества, являющиеся продукцией соответствующих производств.

Следует иметь в виду то обстоятельство, что наличие дешевой теплоты ВЭР технологических процессов с необходимым температурным уровнем для обогрева генераторов АХМ практически всегда предопределяет экономическую целесообразность их применения для выработки холода. Однако в каждом случае выбор типа АХМ должен устанавливаться на основе технико-экономических расчетов или комплексной оптимизации для конкретных условий эксплуатации АХМ на объекте.

4.2. Рабочие вещества абсорбционных холодильных машин

Процессы абсорбционных холодильных машин осуществляются с помощью рабочих веществ – растворов, состоящих, как правило, из двух компонентов: хладагента и абсорбента. При работе машины хладагент периодически находится как в жидком, так и в парообразном состояниях, а абсорбент – только в жидком состоянии.

В последние годы для повышения эффективности АХМ проведен цикл исследований процессов получения холода с использованием таких растворов, как холинхлорид–вода, монометиламин–глицерин, метанол–бромистый литий, хлористый литий–нитрат лития–вода и др.

Целесообразно проверять эффективность того или иного раствора, поскольку в ряде случаев требуется исключить ректификацию пара рабочего вещества в генераторе (по сравнению с водо-аммиачным раствором), увеличить растворимость бинарной системы хлористый литий–вода, снизить коррозионную активность водного раствора бромистого лития по отношению к конструкционным материалам АХМ или достичь других показателей. В целом энер-

гетическая эффективность исследованных альтернативных растворов оказалась примерно одинаковой с соответствующими известными растворами, однако по ряду других показателей и при определенных условиях они могут быть рекомендованы к использованию в АХМ.

4.3. Энергетическая эффективность абсорбционных холодильных машин

Системе, состоящей из конденсационной электростанции (КЭС) и компрессионной холодильной машины (КХМ), альтернативой являются теплоиспользующие холодильные машины, в которых для привода применяется высокотемпературная теплота. В основном это парожеторные и абсорбционные машины [3].

Энергетическая эффективность компрессионной холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{Q_0^{\text{об}}}{L_0}.$$

Энергетическая эффективность теплового двигателя оценивается термическим КПД прямого цикла

$$\eta = \frac{L}{Q_{\text{в}}^{\text{пр}}}.$$

Энергетическая эффективность системы КЭС + КХМ оценивается тепловым коэффициентом

$$\zeta = \frac{Q_0^{\text{об}}}{Q_{\text{в}}^{\text{пр}}} = \frac{\varepsilon L_0 \eta}{L} = \varepsilon \eta.$$

Холодильный коэффициент изменяется в интервале от 0 до $+\infty$, термический КПД изменяется в интервале от 0 до 1. Отсюда и тепловой коэффициент изменяется от 0 до $+\infty$. На величину теплового коэффициента влияет в основном значение термического КПД.

4.4. Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины

В настоящее время в промышленности применяют абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) с одно- и двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества, а также АБХМ с совмещенным или отдельным тепломассопереносом в абсорбере. В свою очередь, АБХМ с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества могут работать по схемам с прямоточным и параллельным направлением движения раствора и пара через ступени генераторов низкого и высокого давлений. Их целесообразно применять при температуре греющего источника, превышающей на 50–60 °С температуру, необходимую для осуществления одноступенчатых циклов АБХМ.

Выбирать ту или иную схему, а следовательно, и цикл АБХМ на первоначальном этапе разработки машины или системы охлаждения следует на основе анализа их термодинамической эффективности с учетом конкретных параметров внешних источников теплоты.

4.5. Схема, теоретический цикл, принцип действия и основные процессы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Схема и теоретический цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах представлены на рис. 4.1. В качестве теоретического цикла АБХМ принят цикл при следующих условиях (см. рис. 4.1, б): отсутствуют потери от неполноты насыщения и неполноты выпаривания раствора при абсорбции пара и кипении раствора в соответствующих аппаратах; в теплообменнике растворов имеет место полная рекуперация теплоты, т. е. на холодной стороне теплообменника растворов имеет место равенство $t_2 = t_8$; гидравлические сопротивления, возникающие при прохождении пара из испарителя в абсорбер и из генератора в конденсатор, отсутствуют; высшая температура раствора в конце его кипения в генераторе t_4 равна температуре греющего источника t_h ; низшая температура при абсорбции t_2 равна температуре конденсации пара t_k , которая, в свою очередь, принята равной температуре охлаждающей среды $t_{o,c}$; температура кипения воды в испарителе t_0

равна температуре охлаждаемого источника t_s ; состояние пара, поступающего из генератора АБХМ в конденсатор, определяется при максимально допустимой концентрации крепкого раствора ξ_r и давлении раствора при его кипении p_h .

В испарителе I (см. рис. 4.1, а) за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника в количестве q_0 кипит вода при давлении $p_0 = p_a$. При этом источник охлаждается до температуры t_s . Водяной пар, образовавшийся в испарителе, поступает в абсорбер II, где он абсорбируется крепким раствором, стекающим из генератора III через растворный теплообменник V и гидравлический затвор VII в абсорбер. Вследствие абсорбции пара раствором концентрация последнего снижается.

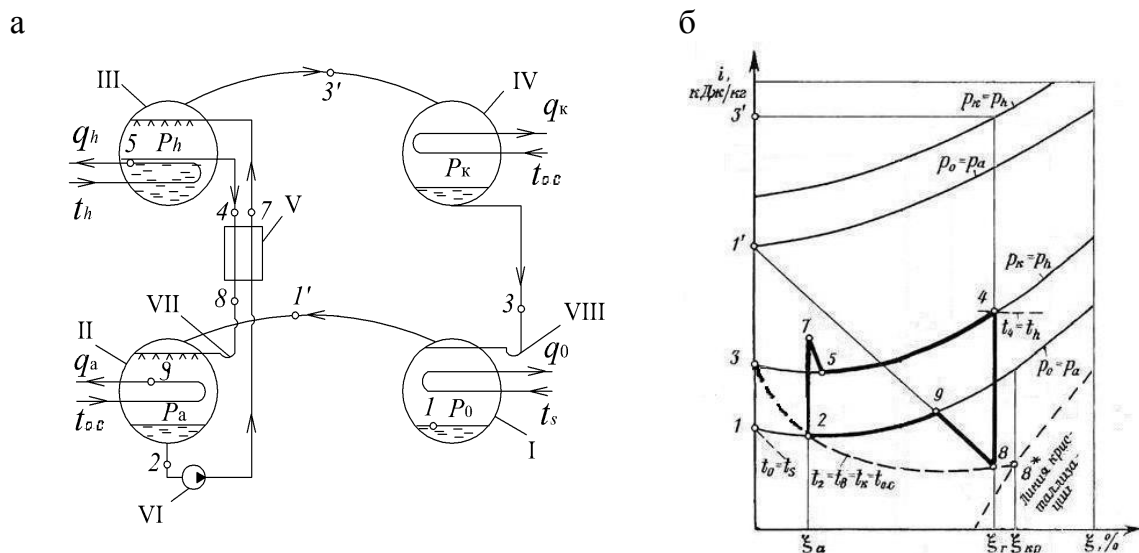


Рис. 4.1. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в генераторе и абсорбере:

а – схема машины; б – процессы на ξ - i -диаграмме;

p_0, p_h, p_a, p_k – давление кипения рабочего вещества, раствора, абсорбции и конденсации пара соответственно;

ξ_a, ξ_r, ξ_{cp} – концентрация слабого, крепкого растворов и средняя в цикле соответственно

Теплота, выделяющаяся в процессе абсорбции, отводится к источнику окружающей среды количестве q_a при температуре $t_{o.c.}$. Слабый раствор из абсорбера насосом VI подается через растворный те-

плообменник в генератор, где он кипит при давлении p_h вследствие подвода теплоты от греющего источника в количестве q_h при температуре t_h . Водяной пар, образовавшийся в генераторе, поступает в конденсатор, где конденсируется при давлении $p_k = p_h$. Теплота перегрева конденсации пара отводится к источнику окружающей среды в количестве q_k при температуре $t_{o.c.}$ Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Основные процессы цикла (см. рис. 4.1, б) следующие: 2–7 – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов; 7–5 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества; 5–4 – кипение раствора в генераторе при совмещенном тепломассопереносе; 4–8 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов; 8–9 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества; 9–2 – абсорбция пара рабочего вещества при совмещенном тепломассопереносе в абсорбере; 3'–3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе; 1–1' – кипение рабочего вещества в испарителе.

Основные соотношения для расчета теоретического цикла АБХМ с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах определяются расчетным путем, либо с помощью ЭВМ, либо вручную после построения цикла на ξ – i -диаграмме (см. рис. 4.1, б) для водного раствора бромистого лития по заданным температурам внешних источников теплоты и после определения основных параметров цикла АБХМ.

4.6. Методика расчета теоретического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Исходные данные

Температура охлаждающей среды	$t_{o.c.}, ^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды	$t_s, ^\circ\text{C}$

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Параметры	Точки				
	1'	2	3	3'	4
p , кПа					
t , °С					
i , кДж/кг					
ξ , %					
Параметры	Точки				
	5	7	8	9	
p , кПа					
t , °С					
i , кДж/кг					
ξ , %					

Методика расчета

Температура кипения воды в испарителе, °С,

$$t_0 = t_s.$$

Давление кипения воды в испарителе, кПа,

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа,

$$p_a = p_0.$$

Температура конденсации, °С,

$$t_k = t_{o.c.}$$

Давление конденсации, кПа,

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа,

$$p_h = p_k.$$

Температура раствора на выходе из абсорбера, °С,

$$t_2 = t_k = t_{o.c.}$$

Концентрация слабого раствора, %,

$$\xi_a = f(p_a, t_2).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из абсорбера, кДж/кг,

$$i_2 = f(\xi_a, t_2).$$

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С,

$$t_8 = t_2 = t_k = t_{o.c.}$$

Концентрация кристаллизации крепкого раствора, %,

$$\xi_{кр} = f(t_8, \text{ линия кристаллизации в } i\text{-}\xi\text{-диаграмме}).$$

Максимально допустимая концентрация крепкого раствора, %,

$$\xi_r = \xi_{кр} - 1.$$

Температура раствора на выходе из генератора, °С,

$$t_4 = f(p_h, \xi_r).$$

Энтальпия раствора на выходе из генератора, кДж/кг,

$$i_4 = f(\xi_r, t_4).$$

Температура греющего источника, °С,

$$t_h = t_4.$$

Зона дегазации, %,

$$\Delta\xi = \xi_a - \xi_r.$$

Кратность циркуляции раствора,

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta\xi}.$$

Энтальпия крепкого раствор на выходе из теплообменника, кДж/кг,

$$i_8 = f(\xi_r, t_8).$$

Удельный тепловой поток теплообменника, кДж/кг,

$$q_T = (a - 1) (i_4 - i_8).$$

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг,

$$i_7 = i_2 + \frac{q_T}{a}.$$

Температура слабого раствора на выходе из теплообменника, °С,

$$t_7 = f(\xi_a, t_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С,

$$t_5 = f(p_h, t_7 \text{ угол наклона процесса десорбции в } i\text{-}\xi\text{-диаграмме}).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг,

$$i_3' = f(t_4, p_h).$$

Температура начала процесса абсорбции, °С,

$$t_9 = f(p_a, i_8, \text{ угол наклона процесса разделения в } i\text{-}\xi\text{-диаграмме}).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг,

$$i_1' = f(t_0).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг,

$$i_3 = f(t_k).$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг,

$$q_h = i_3' + (a - 1) i_4 - a i_7.$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг,

$$q_a = i_1' + (a - 1) i_8 - a i_2.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг,

$$q_k = i_3' - i_3.$$

Теплота, подведенная к АБХМ, кДж/кг,

$$q_{\text{под}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АБХМ, кДж/кг,

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h}.$$

4.7. Схема, теоретический цикл, принцип действия и основные процессы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины

Схема и теоретический цикл абсорбционной водоаммиачной холодильной машины (АВХМ) представлены на рис. 4.2. В качестве теоретического цикла АВХМ принят цикл без теплообменника и ректификатора (см. рис. 4.2, б) [4].

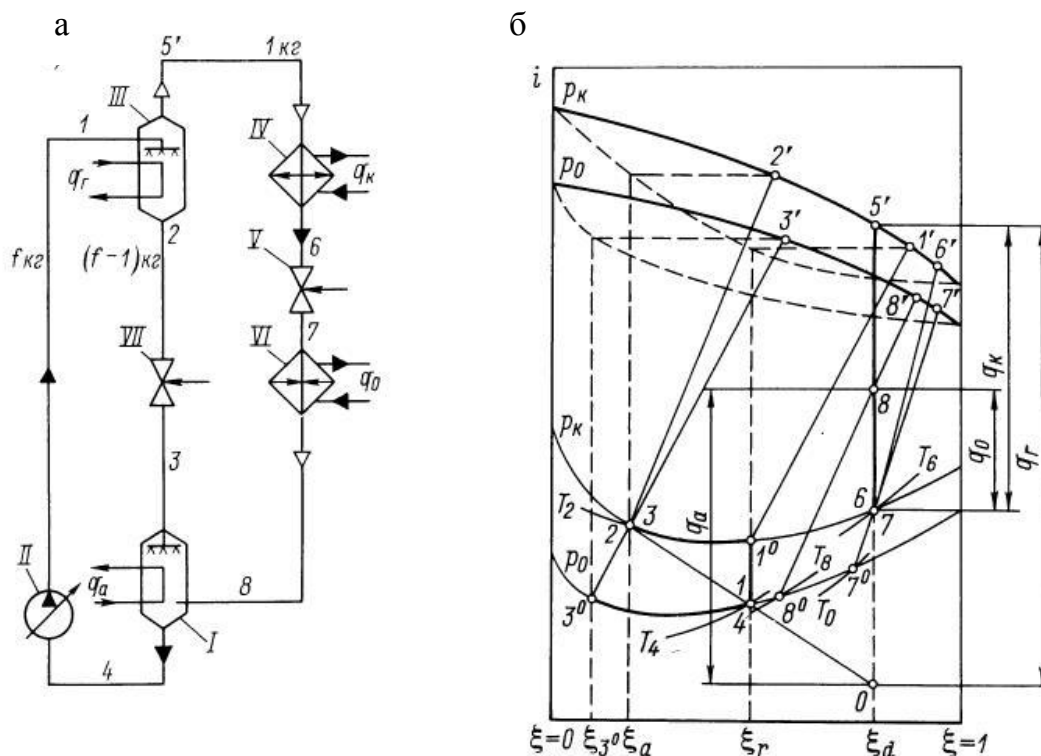


Рис. 4.2. Абсорбционная холодильная машина без теплообменника и ректификатора:

а – схема машины; б – процессы на ξ - i -диаграмме;

I – абсорбер; II – насос раствора; III – генератор; IV – конденсатор;

V – регулирующий вентиль хладагента; VI – испаритель;

VII – регулирующий вентиль раствора

В испарителе (см. рис. 4.2, а) вследствие подвода теплоты внешнего охлаждаемого источника происходит кипение жидкости (хладагента с определенным содержанием абсорбента) при постоянном давлении p_0 . Образовавшийся пар абсорбируется слабым раствором в абсорбере с отводом теплоты абсорбции окружающей средой. В результате абсорбции концентрация раствора по хладагенту увели-

чивается. Крепкий раствор из абсорбера насосом подается в генератор, где раствор выпаривается за счет подвода теплоты греющего источника. Выпаривание в генераторе происходит при постоянном давлении p_k и уменьшении концентрации раствора по хладагенту до ее значения в начале процесса абсорбции в абсорбере. Концентрация по хладагенту образующегося при этом пара будет значительно выше концентрации кипящего раствора. Пар поступает в конденсатор, где конденсируется. Теплота конденсации отводится окружающей средой. Жидкость, полученная в конденсаторе, дросселируется в дроссельном вентиле хладагента и поступает в испаритель. Слабый раствор, образовавшийся в генераторе, дросселируется в дроссельном вентиле раствора и поступает в абсорбер. Таким образом замыкаются циклы циркуляции раствора и хладагента.

Процессы абсорбции хладагента в абсорбере и выпаривания раствора в генераторе протекают при постоянных давлениях, определяемых давлением кипения жидкости в испарителе p_0 и конденсации жидкости в конденсаторе p_k . Поскольку концентрации растворов в этих процессах переменны, то переменны и температуры растворов. При абсорбции пара в абсорбере концентрация раствора увеличивается по хладагенту (низкокипящему компоненту), а следовательно, температура раствора уменьшается.

В генераторе, наоборот, концентрация раствора по низкокипящему компоненту (хладагенту) уменьшается, поэтому температура раствора в процессе выпаривания возрастает.

4.8. Методика расчета теоретического цикла абсорбционной водоаммиачной холодильной машины без теплообменника и ректификатора

Исходные данные

Температура греющей среды	$t_h, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура охлаждающей среды	$t_{w1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды	$t_{s2}, \text{ }^\circ\text{C}$

Параметры узловых точек цикла приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Состояние вещества	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$\xi, \text{кг/кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
<i>Жидкость</i>				
После генератора (точка 2)				
После абсорбера (точка 4)				
В начале кипения в генераторе (точка 1 ⁰)				
После конденсатора (точка 6)				
В конце кипения в испари- теле (точка 8 ⁰)				
<i>Пар</i>				
Равновесный раствору в генераторе: крепкому (точка 1')				
слабому (точка 2')				
В конце кипения в испари- теле (точка 8')				
Выходящий из генератора (точка 5') при $\xi_m = \frac{\xi_a + \xi_r}{2}$				

Методика расчета

Высшая температура кипения раствора в генераторе, $^\circ\text{C}$,

$$t_2 = t_h - \Delta t,$$

где Δt – разность температур, принимаемая равной 10°C .

Низшая температура конденсации раствора в конденсаторе, $^\circ\text{C}$,

$$t_6 = t_{w1} - \Delta t,$$

где Δt – разность температур, принимаемая равной 5°C .

Давление в конденсаторе и генераторе, МПа,

$$p_k = p_r = \varphi(T_6),$$

принимается по таблицам для чистого аммиака.

Низшая температура абсорбции раствора в абсорбере при условии параллельной подачи воды в конденсатор и абсорбер, °С,

$$t_4 = t_{w1} - \Delta t,$$

где Δt – разность температур, принимаемая равной 5 °С.

Высшая температура кипения раствора в испарителе, °С,

$$t_8 = t_{s2}.$$

Низшая температура раствора в испарителе (при обязательном условии $\xi_{70} < \xi_d$)

$$t_0 = t_7 = t_{s2} - \Delta t,$$

где Δt – разность температур, принимаемая равной 5 °С.

Давление в испарителе и абсорбере при условии отсутствия аэродинамических сопротивлений между этими аппаратами, МПа,

$$p_0 = p'_0 - \Delta p,$$

где p'_0 – давление насыщенного аммиачного пара при t_0 ;

$$\Delta p = 0,01 \div 0,05 \text{ МПа.}$$

Кратность циркуляции раствора

$$f = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}.$$

Теплота генератора, кДж/кг,

$$q_r = i'_5 - i_2 + f(i_2 - i_4).$$

Теплота конденсатора, кДж/кг,

$$q_T = i'_5 - i_6.$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг,

$$i_8 = i_k - i_k - i_8 \frac{\xi_k - \xi_d}{\xi_k - \xi_8}.$$

Теплота испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_8 - i_6.$$

Теплота абсорбера, кДж/кг,

$$q_a = i_8 - i_2 + f(i_2 - i_4),$$

Тепловой баланс:

теплота подведенная, кДж/кг,

$$q_{\text{под}} = q_T + q_0;$$

теплота отведенная, кДж/кг,

$$q_{\text{под}} = q_k + q_a;$$

тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_T}.$$

Работа насоса крепкого раствора, кДж/кг,

$$l_n = v f(p_k - p_0).$$

Удельный объем крепкого раствора, м³/кг,

$$v = \frac{0,001}{1 - 0,35\xi_r}.$$

5. Уравнения теплофизических свойств водного раствора бромистого лития для составления математической модели абсорбционного термотрансформатора

5.1. Удельная теплоемкость

Определение удельной теплоемкости раствора производится по выражению [5]

$$c_p = 3,6371 - 0,029\xi + 1,4285714 \cdot 10^{-5} (5t + 30\xi - t\xi). \quad (5.1)$$

Формула (5.1) рекомендуется для расчетов при условиях

$$35 \leq t \leq 170 \text{ }^\circ\text{C} \text{ и } 50 \leq \xi \leq 70 \text{ } \%$$

Относительная погрешность, возникающая при аппроксимации исходных данных для c_p с помощью указанной зависимости, находится в пределах 0,06–1,12 % в зависимости от области применения.

5.2. Плотность

В результате экстраполяции для расчета ρ в областях $60 \leq t \leq 170 \text{ }^\circ\text{C}$ и $55 \leq \xi \leq 65 \text{ } \%$ рекомендуется зависимость [5]

$$\rho (\bar{m}) = 1049 + 53,54m - 0,718m^2 - t (0,584 + 0,0146m) - \frac{5,7 \cdot 10^8}{(t + 273,15)^3}, \quad (5.2)$$

где $m = 11,514 \frac{\xi}{100 - \xi}$.

Относительная погрешность расчета по зависимости (5.2) в наименее благоприятном случае (при $\xi = 65 \text{ } \%$ и $t = 170 \text{ }^\circ\text{C}$) составляет 0,4–0,5 %.

5.3. Теплопроводность

Для расчета теплопроводности λ рекомендуются следующие зависимости [5]:

при $t \leq 80$ °С

$$\lambda = -3,5552933 + 3,407759 \cdot 10^{-2} T - 9,381419 \cdot 10^{-5} T^2 + 8,834924 \cdot 10^{-8} T^3 + A(\xi), \quad (5.3)$$

где $A(\xi)$ определяется выражением

$$A(\xi) = 0,4923607\xi - 0,422476 \cdot 10^{-2} T\xi + 5,658527 \cdot 10^{-6} T^2\xi - 0,1522615\xi^2 - 1,730562 \cdot 10^{-4} T\xi^2 + 1,895136\xi^3; \quad (5.4)$$

при $t \leq 80$ °С

$$\lambda = -8,8574733 + 6,973969 \cdot 10^{-6} T - 1,694229 \cdot 10^{-4} T^2 + 8,834924 \cdot 10^{-8} T^3 + A(\xi). \quad (5.5)$$

При изменении температуры от 0 до 170 °С соотношение теплопроводности раствора и воды $A = \lambda_{\xi, t} / \lambda_{\xi=0}$ равномерно возрастает на 5 % при $\xi = 50$ %; на 5,5 % при $\xi = 55$ % и на 4 % при концентрации 60 %.

Надежность приведенных оценок подтверждается сравнением относительных величин A , взятых при температурах 30 и 170 °С. Для концентрации раствора 60 % указанная величина не превышает 4,5 %.

5.4. Вязкость

Динамический коэффициент вязкости μ водного раствора бромистого лития в диапазоне температур $35 \leq t \leq 70$ °С и концентраций $55 \leq \xi \leq 60$ % определяется по выражению [5]

$$\mu = \left[1,8793 - 0,025765\xi - 0,035t + 0,004\xi t + \frac{-169,263 + 6,989\xi}{t + 223,95 - 3,63\xi} \right] \cdot 10^{-3}, \quad (5.6)$$

а при $70 \leq t \leq 180 \text{ }^\circ\text{C}$ и $55 \leq \xi \leq 60 \%$ и – по выражению

$$\mu = \left[-0,5707 + 0,009235\xi + \frac{-169,263 + 6,989\xi}{t + 223,95 - 3,63\xi} \right] \cdot 10^{-3}. \quad (5.7)$$

Расхождение зависимостей (5.6) и (5.7) при экстраполяции до $140\text{--}150 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет 10% , а при экстраполяции до $170\text{--}180 \text{ }^\circ\text{C}$ находится в пределах $15\text{--}20 \%$, что вполне допустимо при проведении инженерных расчетов понижающих термотрансформаторов.

5.5. Поверхностное натяжение

Поверхностное натяжение σ определяется по аппроксимационному уравнению, Н/м [5]:

$$\sigma = \frac{A_1 + A_2T + A_3T^2 + A_4T^3 + A_5\xi + A_6T\xi + A_7T^2\xi}{100} + \frac{A_8\xi^2 + A_9T\xi^2 + A_{10}\xi^3}{100}. \quad (5.8)$$

Значения постоянных коэффициентов выражения (5.8) приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Обозначение величины	Числовое значение	Обозначение величины	Числовое значение
A1	21,54266	A6	$2,52345 \cdot 10^{-3}$
A2	$-9,79993 \cdot 10^{-2}$	A7	$4,199336 \cdot 10^{-5}$
A3	$2,314404 \cdot 10^{-4}$	A8	5,968984
A4	$-2,17009 \cdot 10^{-7}$	A9	$-3,000691 \cdot 10^{-2}$
A5	-2,020992	A10	7,308868

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТА

На самостоятельную проработку вынесены некоторые вопросы термодинамики отдельных и совмещенных прямого и обратного циклов, оценки их эффективности, что позволяет более полно разобраться в физических основах преобразования теплоты в парокomp-рессорных, резорбционно-компрессорных тепловых насосах, а также в абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторах. На этой базе студенту будет более легко разобраться со схемами и конструкциями указанных машин, а также ознакомиться с их энергетическими и технико-экономическими показателями.

1. Физические принципы преобразования теплоты с помощью систем отдельных и совмещенных прямого и обратного циклов

Низкопотенциальная энергетика. Парокomp-рессорные и резорбционно-компрессорные тепловые насосы, абсорбционные и абсорбционно-резорбционные термотрансформаторы, их классификация и области применения. Преимущества и недостатки. История развития парокomp-рессорных тепловых насосов и абсорбционных термотрансформаторов и вклад российских ученых в их разработку и создание. Основные принципы преобразования теплоты различного температурного потенциала системой отдельных прямого и обратного циклов парокomp-рессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов, а также системой совмещенных прямого и обратного циклов абсорбционных и абсорбционно-резорбционных понижающих и повышающих термотрансформаторов.

Связь отдельных и совмещенных прямого и обратного термодинамических циклов. Работа, полученная в прямом цикле (в цикле теплового двигателя) и затраченная в обратном (цикле теплового насоса). Термический КПД прямого цикла, холодильный коэффициент обратного цикла, тепловой коэффициент. Учет необратимых потерь работы в прямом и обратном циклах и потерь при передаче работы от прямого к обратному циклу.

Коэффициент преобразования теплоты в парокomp-рессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосах. Коэффициенты трансформации теплоты в понижающих и повышающих абсорбцион-

ных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторах. Связь холодильного коэффициента и коэффициента преобразования, теплового коэффициента и коэффициента трансформации теплоты.

Критерии термодинамического совершенства действительных циклов тепловых насосов и термотрансформаторов.

Литература: [1, с. 125–141]; [5, с. 16–18, 30–31, 891–894]; [6, с. 10–18, 42–51].

Методические указания

При изучении материала данного раздела (разд. 1) необходимо разобраться с системами отдельных и совмещенных прямого и обратного термодинамических циклов и с возникающими необратимыми потерями работы в рассматриваемых системах циклов.

Следует также разобраться в связях холодильного коэффициента и коэффициента преобразования теплоты.

Вопросы для самопроверки

1. Дайте классификацию парокompрессорных, резорбционно-компрессорных тепловых насосов, абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов.

2. Какие виды источников энергии могут быть использованы при осуществлении прямых и обратных циклов парокompрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов, абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов?

3. Перечислите основные принципы совмещения прямого и обратного термодинамических циклов в абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторах.

4. Перечислите основные преимущества и недостатки парокompрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов и абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов и предпочтительные области их применения.

5. При каких температурах внешних источников теплоты обычно осуществляются циклы парокompрессорных и резорбционно-компрессорных тепловых насосов, абсорбционных и абсорбционно-резорбционных термотрансформаторов?

6. Для какой цели осуществляются в парокomppressorных тепловых насосах и абсорбционных термотрансформаторах процессы резорбции?

7. Раскройте связи холодильного коэффициента с коэффициентом преобразования теплоты и теплового коэффициента с коэффициентом трансформации теплоты.

8. С помощью каких критериев осуществляется оценка термодинамического совершенства действительных циклов тепловых насосов и термотрансформаторов?

2. Парокomppressorные тепловые насосы

Принцип действия и теоретический процесс работы одноступенчатого и двухступенчатого парокomppressorных тепловых насосов. Рабочие вещества тепловых насосов и основные принципы их выбора. Методика расчета циклов парокomppressorных тепловых насосов. Энергетические характеристики одноступенчатых и двухступенчатых парокomppressorных тепловых насосов.

Основы моделирования парокomppressorных тепловых насосов и расчета их характеристик.

Литература: [1, с. 16–18, 30, 31, 833–850, 892–903]; [7, с. 82–85].

Методические указания

При изучении материала указанного раздела (разд. 2) необходимо обратить внимание на то, что условия выбора рабочих веществ для парокomppressorных тепловых насосов отличаются от условий выбора рабочих веществ парокomppressorных холодильных машин.

При освоении методики тепловых расчетов парокomppressorных тепловых насосов необходимо обратить внимание на то, что в отличие от холодильных машин при расчете тепловых насосов задают их теплопроизводительность и температуры нагреваемой и охлаждаемой сред.

Необходимо также знать, при каких условиях применяются парокomppressorные тепловые насосы.

При изучении основ моделирования парокomppressorных тепловых насосов и расчета их характеристик следует ознакомиться с уравнениями для расчета процессов теплопередачи в аппаратах тепловых насосов.

Вопросы для самопроверки

1. Как влияет изменение температур внешних источников теплоты на термодинамическую эффективность парокомпрессорных тепловых насосов?
2. Перечислите основные требования, предъявляемые к рабочим веществам парокомпрессорных тепловых насосов.
3. Какими показателями оценивается энергетическая эффективность парокомпрессорных тепловых насосов.
4. Каким энергетическим показателем оценивается эффективность одновременного получения холода и теплоты в парокомпрессорных тепловых насосах?
5. Какие группы основных уравнений используются при расчете характеристик парокомпрессорных тепловых насосов?

3. Повышающие и понижающие абсорбционные термотрансформаторы

Принцип действия абсорбционного повышающего термотрансформатора, простейшая его схема.

Отдельные определения и аспекты термодинамики растворов, характеристика рабочих растворов. Характеристика рабочих веществ (растворов) повышающих термотрансформаторов и анализ их основных свойств.

Действительная схема повышающего термотрансформатора, осуществленного на базе агрегата холодильной машины АБХМ–2,5. Необратимые потери действительного цикла абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора.

Действительные характеристики абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора.

Принцип действия абсорбционного понижающего термотрансформатора, простейшая его схема, применяемые рабочие вещества (растворы). Методика теплового расчета теоретического цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора.

Действительная схема понижающего термотрансформатора, осуществленного на базе агрегата холодильной машины АБХМ–2,5. Необратимые потери действительного цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора. Действительные

характеристики абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора.

Современные типы парокompрессорных тепловых насосов.

Схемы и конструкции повышающих и понижающих термотрансформаторов нового поколения.

Методики оценки технико-экономической эффективности использования тепловых насосов и термотрансформаторов для целей теплоснабжения и горячего водоснабжения.

Литература: [1, с. 125–141]; [5, с. 201–204, 903–922]; [6, с. 42–50, 52–65, 112–115, 234–239].

Методические указания

При изучении материала, приведенного в рассматриваемом разделе (разд. 3), особое внимание следует обратить на отдельные определения и аспекты термодинамики растворов и их характеристики.

Необходимо проанализировать основные свойства известных растворов и знать, на основании которых из них можно определить, какие из растворов наиболее перспективны для применения в повышающих, а какие – в понижающих термотрансформаторах.

При анализе термодинамических циклов необходимо перечислить основные условия, принимаемые для теоретических циклов, а также необратимые потери действительных циклов как повышающих, так и понижающих термотрансформаторов.

При освоении методик расчетов циклов повышающих и понижающих термотрансформаторов необходимо обратить внимание на то обстоятельство, что тепловые потоки их теплообменников растворов рассчитываются по различным уравнениям.

Современные конструкции парокompрессорных тепловых насосов можно изучить в учебной лаборатории кафедры холодильных машин и низкопотенциальной энергетики и с помощью статьи [7], а конструкции современных повышающих термотрансформаторов – на основе материалов, приведенных в монографии [6]. Там же (с. 308–311) приведена методика расчета основных технико-экономических показателей термотрансформаторов.

Вопросы для самопроверки

1. В чем состоит принципиальное отличие термодинамических циклов повышающего и понижающего термотрансформаторов?
2. Как влияет на энергетическую эффективность термотрансформаторов изменение температур внешних источников теплоты?
3. Почему в повышающем абсорбционном бромистолитиевом термотрансформаторе генератор выполняют оросительным, а в понижающем – затопленным?
4. Перечислите основные факторы, влияющие на материалоемкость и сроки службы абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов.

4. Абсорбционные холодильные машины

Общая характеристика и принцип действия абсорбционной холодильной машины (АХМ). Принцип совмещения прямого и обратного циклов в АХМ. Тепловой баланс простейшей АХМ. Тепловой коэффициент АХМ. Рабочие вещества и абсорбенты, применяемые в абсорбционных холодильных машинах, их термодинамические характеристики. Законы Коновалова. Основы теории термодинамического равновесия. Ингибиторы коррозии и поверхностно-активные вещества. Теплофизические, физико-химические и физиологические свойства рабочих веществ и основные уравнения для расчета их термодинамических и теплофизических свойств.

Литература: [3, с. 183–189].

Методические указания

При изучении этого раздела темы (разд. 4) необходимо ознакомиться с принципом действия АХМ и характером процессов, а также с изображением их в термодинамических диаграммах. Необходимо уяснить принцип и условия совмещения прямого и обратного циклов, принцип составления теплового баланса машины и определения энергетической эффективности циклов простейшей АХМ.

Вопросы и задания для самопроверки

Изобразите схему простейшей АХМ.

Уясните принцип и условия совмещения прямого и обратного циклов в АХМ.

Составьте тепловой баланс и определите значение теплового коэффициента простейшей схемы АХМ.

4.1. Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины

Схема и теоретический цикл в диаграмме концентрация–энтальпия ($\xi-i$) абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ). Рабочая схема АБХМ с одноступенчатой генерацией пара рабочего вещества и совмещенным тепломассопереносом в аппаратах. Схема и теоретический цикл АБХМ с одноступенчатой генерацией рабочего вещества и отдельным тепломассопереносом в абсорбере. Схема и теоретический цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества и прямоточным движением раствора через ступени генератора. Схема и теоретический цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества и параллельным движением раствора через ступени генератора. Основные необратимые потери действительных процессов АБХМ и способы их снижения. Энергетическая эффективность АБХМ. Безнасосная АБХМ. Особенности монтажа и эксплуатации АБХМ.

Литература: [2, с. 81–113]; [3, с. 189–226].

Методические указания

При изучении этого подраздела необходимо освоить методику составления тепловых и материальных балансов и теплового расчета всех указанных схем машины. Необходимо обратить внимание на особенности, связанные с применением в этих машинах воды в качестве рабочего вещества и бромистого лития как абсорбента.

Необходимо уяснить схему и принцип работы безнасосных АБХМ.

Вопросы и задания для самопроверки

Изобразите различные схемы АБХМ и их процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. Проставьте узловые точки цикла в диаграмме и на соответствующей схеме.

От чего зависит выбор той или иной схемы АБХМ?

Составьте тепловой баланс конкретной схемы АБХМ и определите значение теплового коэффициента.

Назовите и обоснуйте области применения АБХМ.

Объясните принцип действия безнасосной АБХМ.

Объясните особенности монтажа и эксплуатации АБХМ.

4.2. Абсорбционные водоаммиачные холодильные машины

Абсорбционная водоаммиачная холодильная машина (АВХМ) без теплообменника растворов и ректификатора. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с теплообменником растворов. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с теплообменником растворов и дефлегматором, охлаждаемым водой. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с теплообменником растворов и дефлегмацией пара крепким раствором до его поступления в теплообменник растворов. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с ректификацией пара частью крепкого раствора, отводимого в генератор помимо теплообменника растворов. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с ректификацией пара частью жидкого рабочего вещества, отводимого из конденсатора. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с обратной подачей раствора через абсорбер и генератор. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме для жидкой фазы раствора. Парожидкостный теплообменник АВХМ. Схема включения и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. Двухступенчатая АВХМ. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ с материальной регенерацией. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. АВХМ со ступенчатым абсорбером. Схема машины. АВХМ с узлом превышения температур. Схема машины и процессы для жидкой фазы раствора в $(\xi-i)$ -диаграмме. Одноступенчатая водоаммиачная абсорбционно-резорбционная холодильная машина. Схема машины и процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. Двух-

ступенчатая водоаммиачная абсорбционно-резорбционная холодильная машина. Схема машины. АВХМ периодического действия. Схема машины. Абсорбционная водоаммиачная Безнасосная холодильная машина непрерывного действия с инертным газом. Схема машины.

Литература: [2, с. 114–124]; [3, с. 226–248, 255–258].

Методические указания

При изучении данного подраздела необходимо освоить методику составления тепловых и материальных балансов и теплового расчета всех указанных схем машины. Необходимо проанализировать все схемы ректификации аммиачного пара и оценить их энергетическую эффективность.

При рассмотрении безнасосных абсорбционных машин особое внимание должно быть уделено схеме и принципу действия водоаммиачной холодильной машины непрерывного действия с инертным газом, применяемой в бытовых холодильниках, а также машинам периодического действия.

Вопросы и задания для самопроверки

Изобразите различные схемы АВХМ и их процессы в $(\xi-i)$ -диаграмме. Проставьте узловые точки цикла в диаграмме и на соответствующей схеме.

Составьте тепловой и материальный балансы каждой из приведенных схем АВХМ и определите значение теплового коэффициента в любом произвольно выбранном температурном режиме работы машины.

Объясните принцип работы безнасосных АВХМ периодического и непрерывного действия.

5. Аппараты теплоиспользующих холодильных машин

Типы, конструкции и основные методики расчетов пароэжекторных холодильных машин и агрегатов.

Типы, конструкции и основные методики расчетов аппаратов абсорбционных холодильных машин и агрегатов.

Литература: [3, с. 804–823].

Методические указания

В данном разделе необходимо усвоить особенности конструкций аппаратов парожеторных и абсорбционных холодильных машин. Следует разобраться в различии конструкций смешивающих и поверхностных конденсаторов парожеторных холодильных машин и усвоить методику расчета каждого типа аппаратов. Следует уяснить особенность конструкции испарителей со встроенными эжекторами и испарителей без теплопередающей поверхности, а также вертикальных двухступенчатых испарителей.

Необходимо выяснить различия между аппаратами АБХМ и АВХМ.

Вопросы и задания для самопроверки

Какие конструкции конденсаторов и испарителей используются в парожеторных холодильных машинах?

Почему в АБХМ аппараты объединены в два блока: в одном корпусе испаритель и абсорбер, в другом генератор и конденсатор?

Почему в АВХМ применяется ректификация водоаммиачного пара перед поступлением его в конденсатор?

Какие конструкции генераторов и абсорберов применяются в АВХМ?

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Диаграмма хладагента R22 в координатах i -lgP

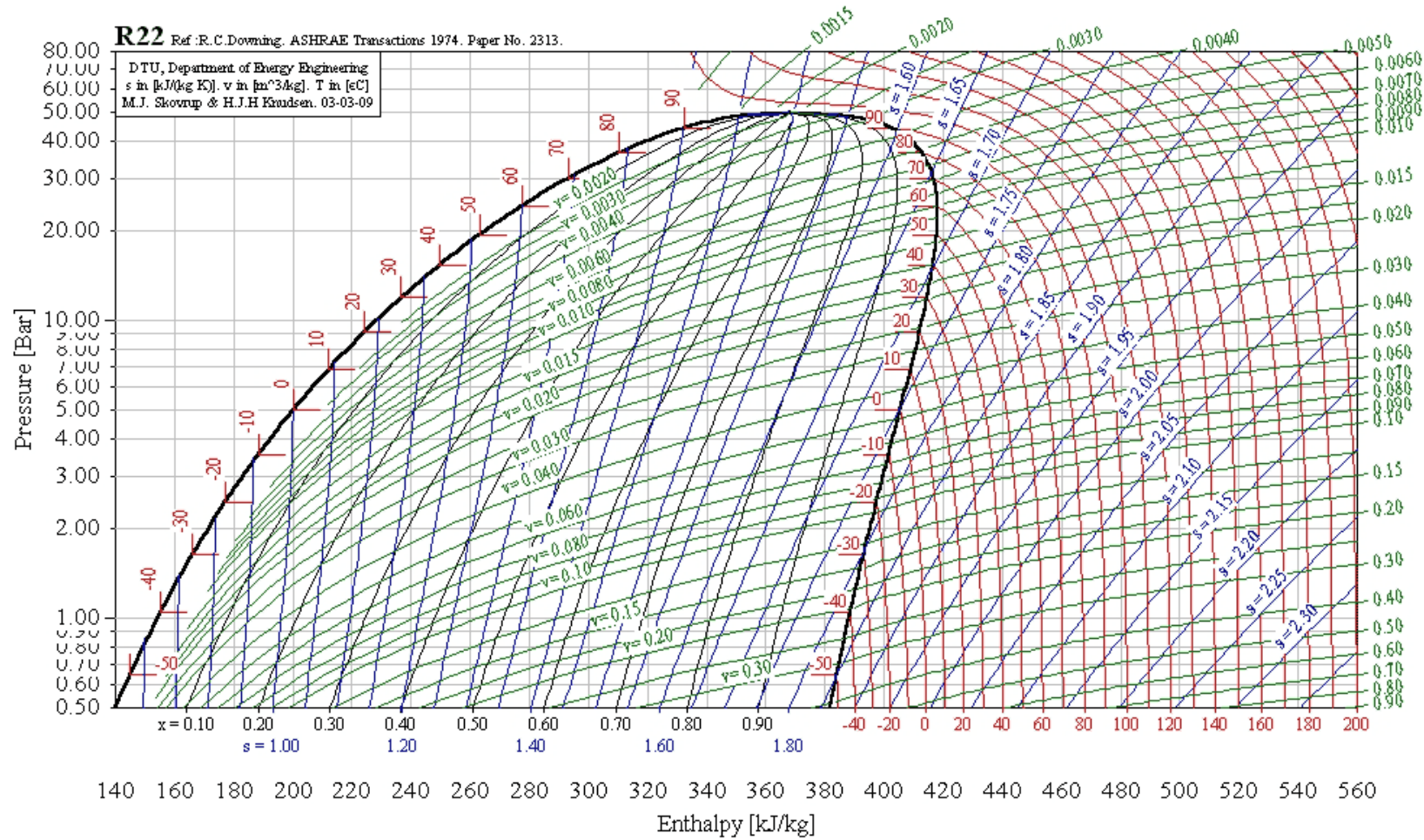


Диаграмма хладагента R134a в координатах i -lgP

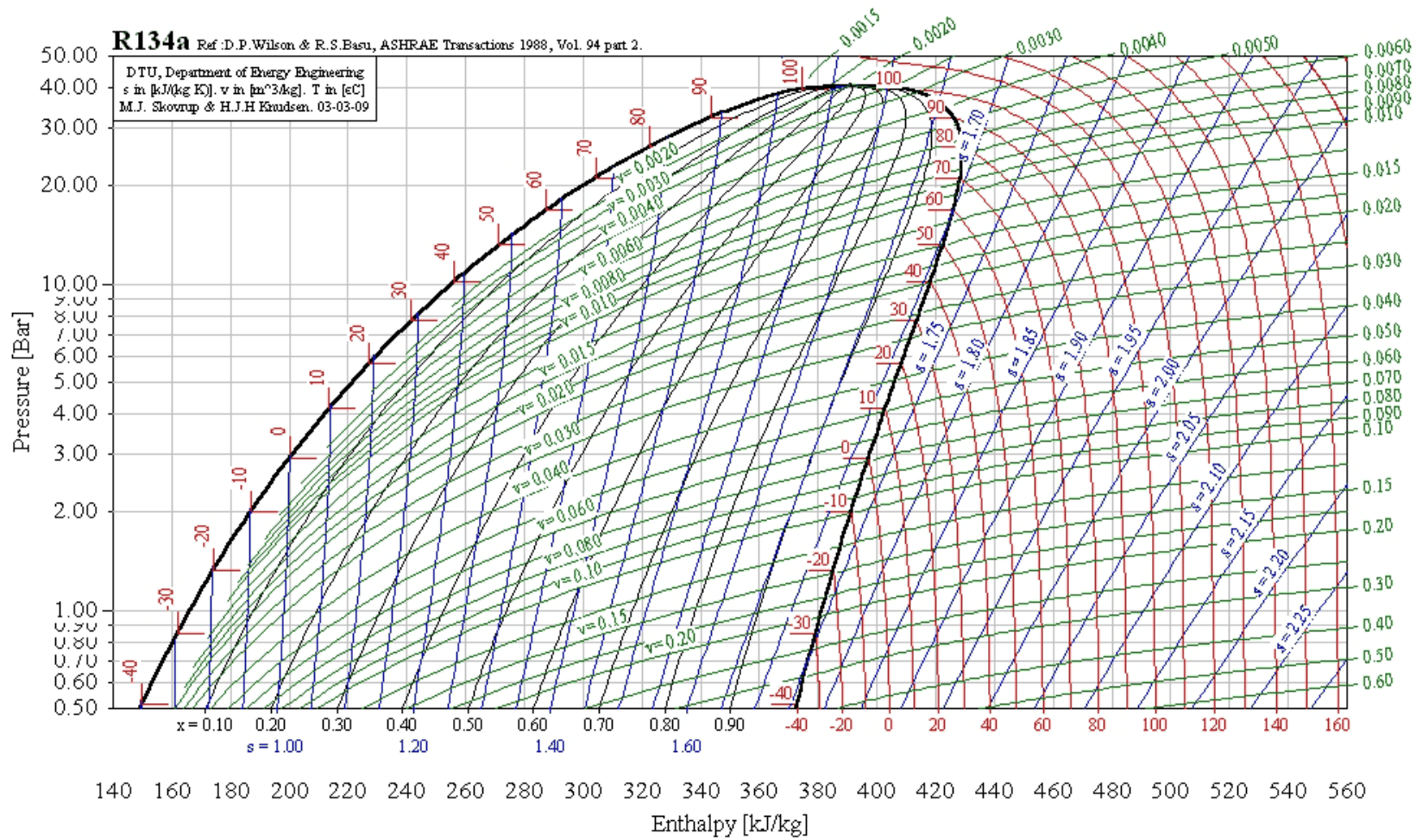


Диаграмма хладагента R410A в координатах i -lgP

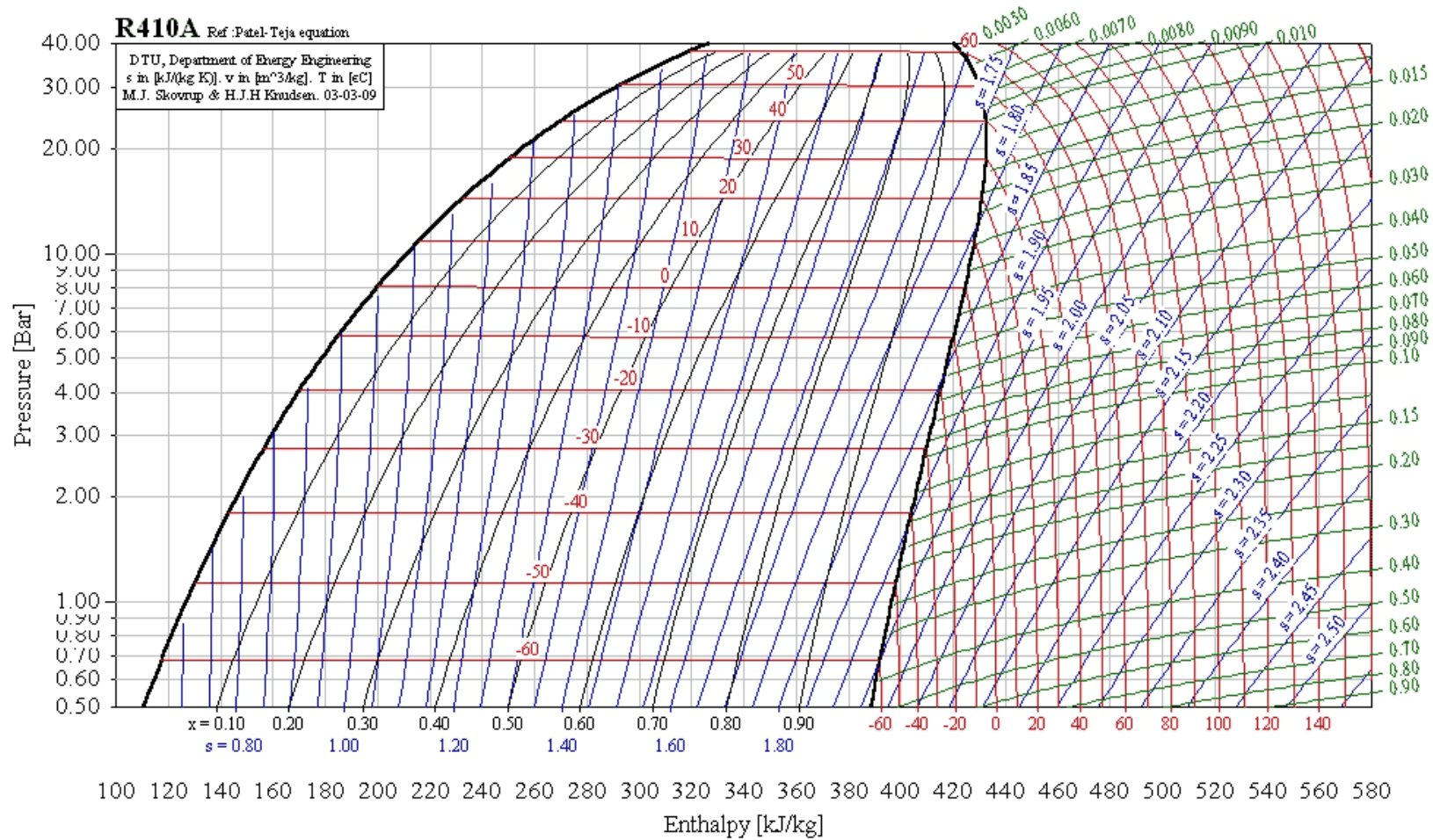


Диаграмма хладагента R600a в координатах i -lgP

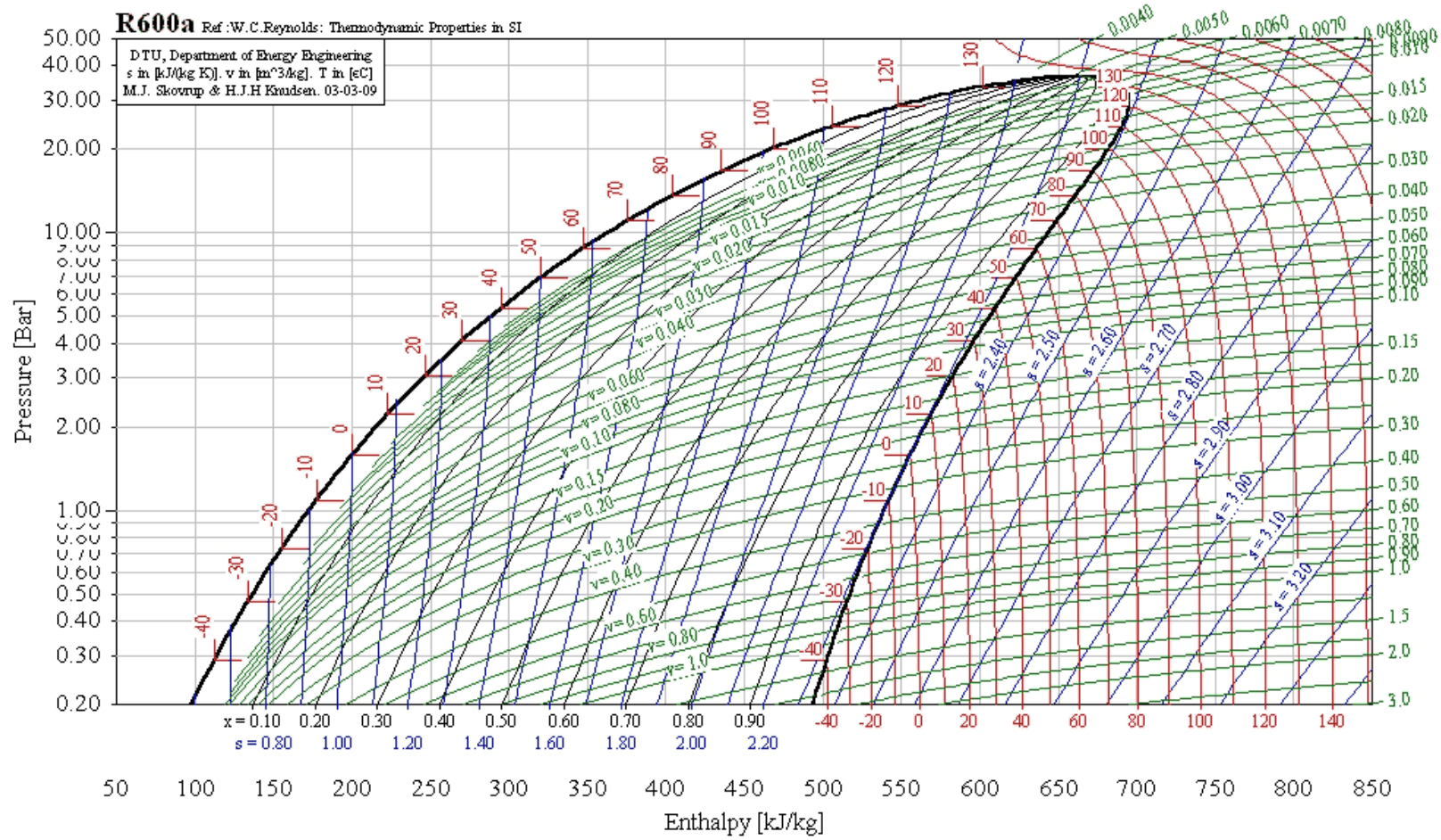
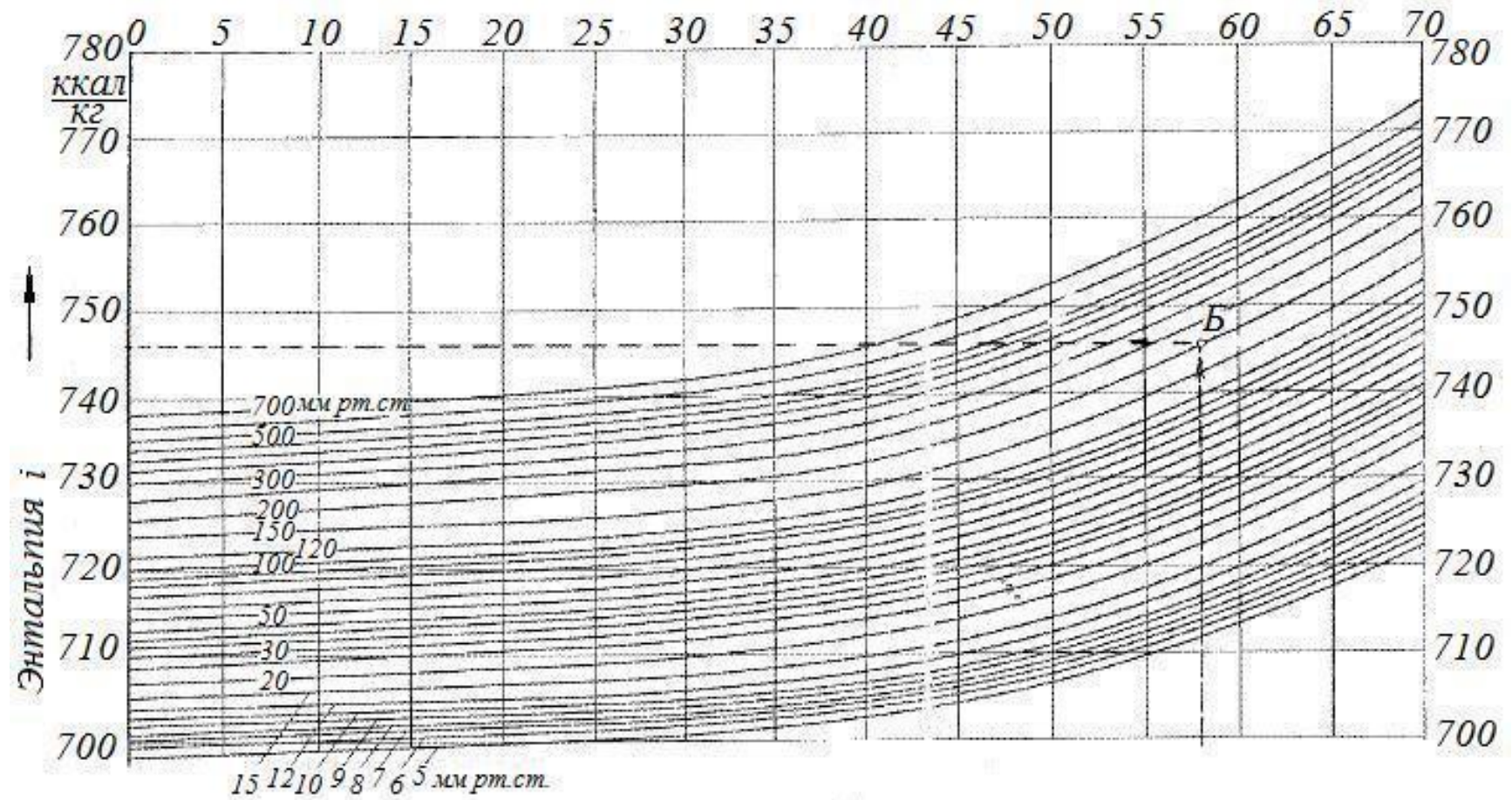


Диаграмма водного раствора бромистого лития в координатах $\xi-i$



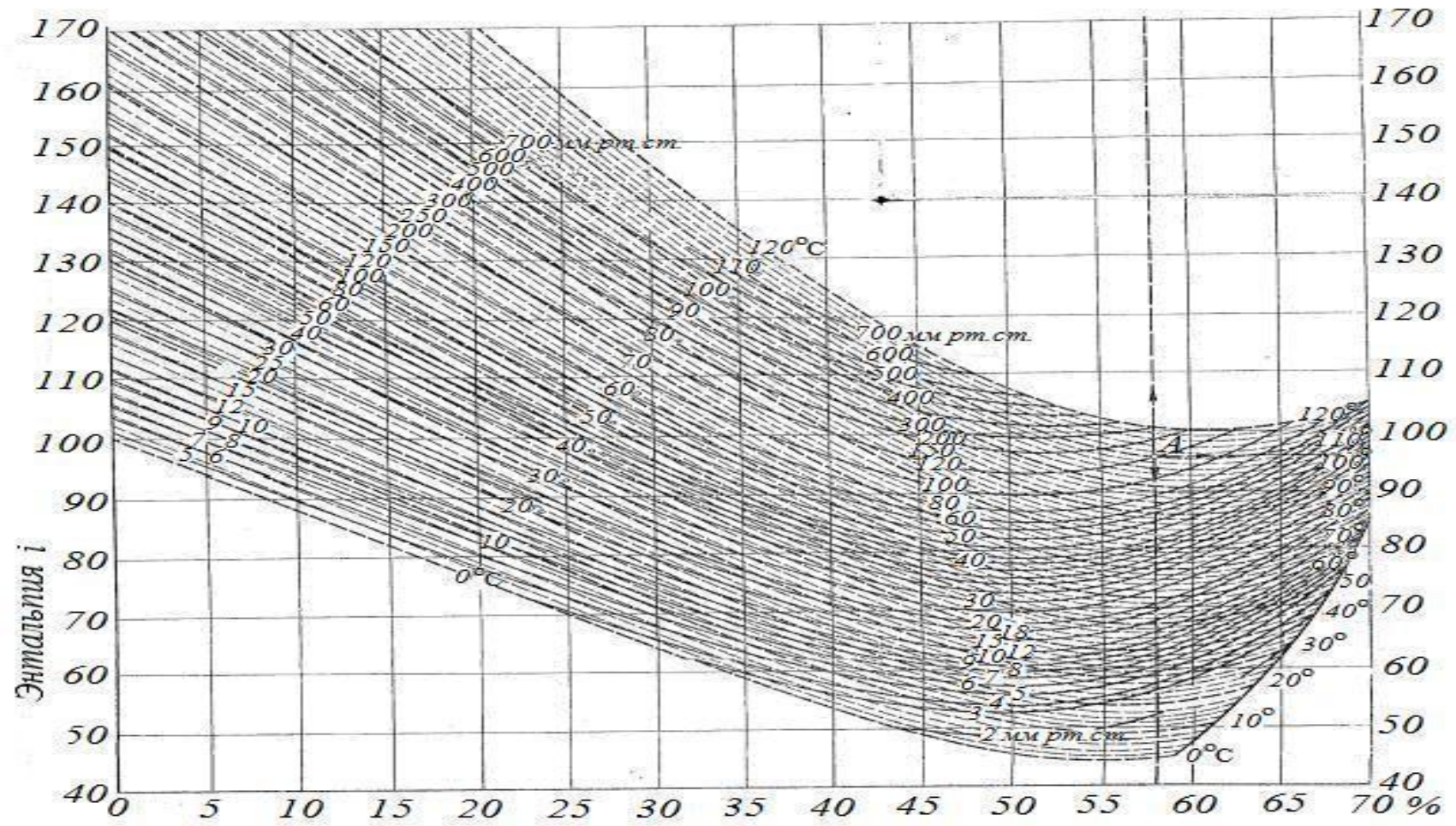
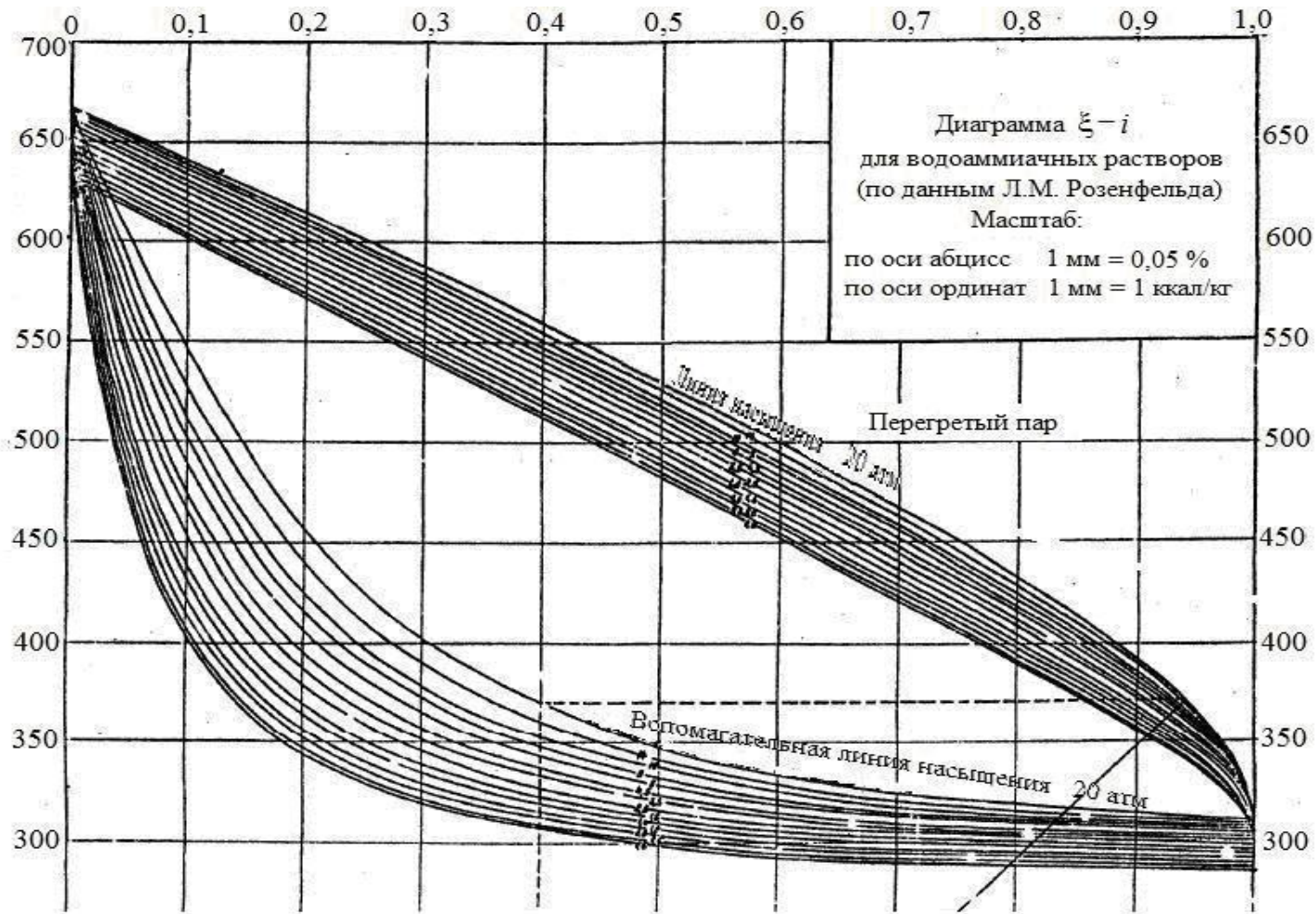
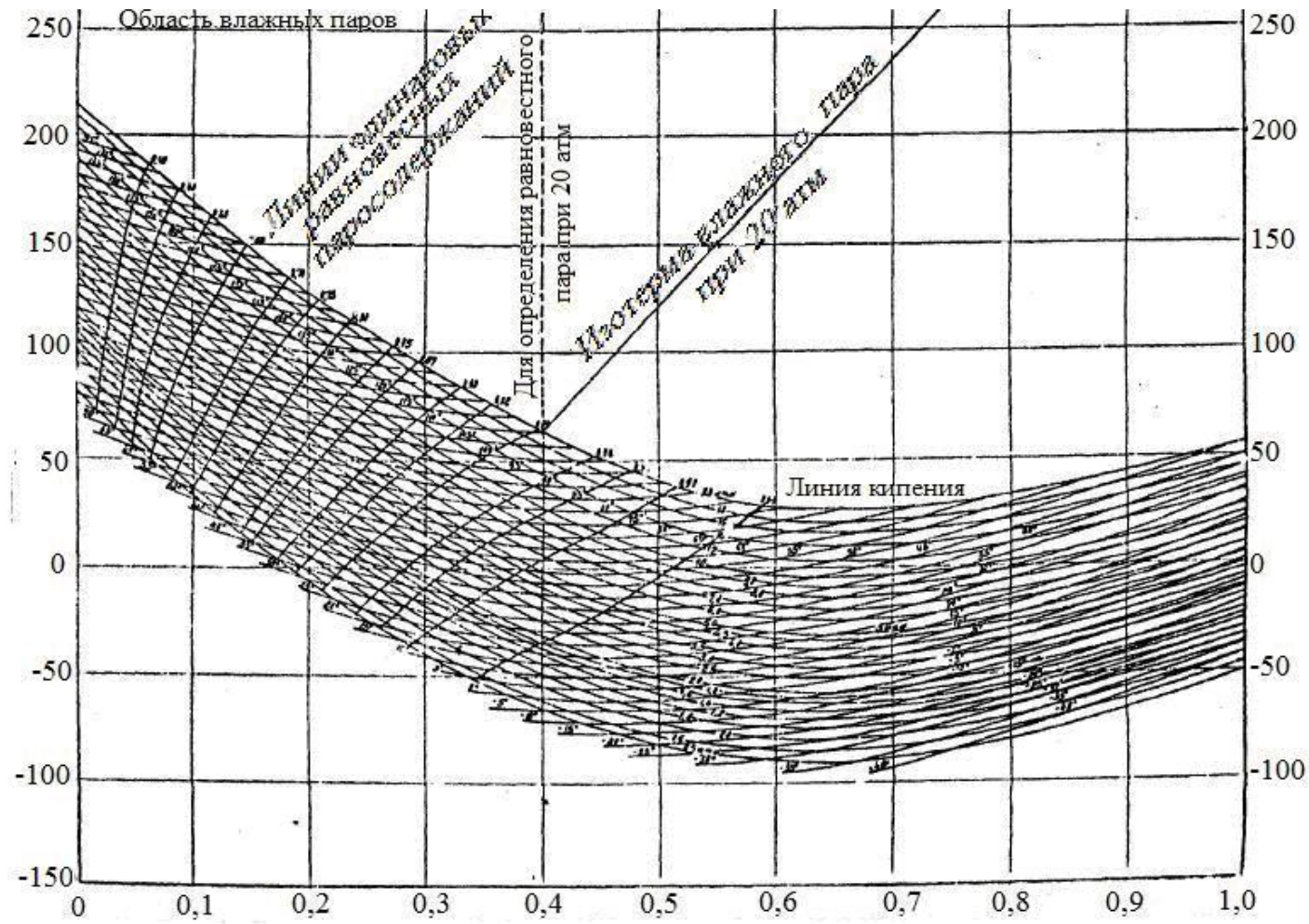


Диаграмма водоаммиачного раствора в координатах $\xi-i$





Давление пара водного раствора бромистого лития [8]

ξ , %	Значение p , кПа, в зависимости от t , °C													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
0	0,6106	1,2266	2,3371	4,2410	7,3754	12,335	19,918	31,171	47,356	70,114	101,33	143,32	198,52	270,11
5	0,5986	1,2012	2,2931	4,1596	7,2260	12,079	19,518	30,544	46,409	68,714	99,32	140,39	194,65	264,91
10	0,5813	1,1666	2,2398	4,0396	7,0261	11,746	18,972	29,691	45,129	66,794	96,66	136,66	189,45	257,98
15	0,5586	1,1226	2,1465	3,8800	6,7594	11,306	18,265	28,598	43,463	64,394	93,19	131,86	182,65	248,91
20	0,5306	1,0666	2,0265	3,6930	6,4261	10,759	17,398	27,198	41,463	61,461	88,93	125,86	174,65	237,85
25	0,4933	0,9946	1,8798	3,4530	6,0128	10,066	16,292	25,598	38,930	57,595	83,46	118,26	164,12	223,85
30	0,4453	0,8986	1,6932	3,1331	5,4529	9,159	14,839	23,331	35,464	52,662	76,53	108,39	150,79	206,65
35	0,3853	0,7773	1,4932	2,7198	4,7463	7,999	12,986	20,398	31,197	46,529	67,73	96,26	134,12	183,98
40	0,3120	0,6333	1,2132	2,2265	3,9200	6,613	10,799	17,065	26,264	39,197	57,33	81,73	114,39	158,65
45	0,2293	0,4693	0,9066	1,6798	2,9731	5,066	8,333	13,279	20,532	31,064	45,60	65,59	92,39	130,66
50	0,1466	0,3040	0,5933	1,1199	2,0132	3,480	5,826	9,426	14,799	22,665	33,60	48,66	69,06	94,66
55	0,0773	0,1663	0,3360	0,6533	1,1999	2,133	3,640	6,026	9,266	14,332	21,73	32,00	46,66	66,66
60	—	0,0813	0,1733	0,3600	0,6933	1,253	2,133	3,586	5,799	9,199	14,13	21,33	31,20	45,06
65	—	—	—	0,2000	0,3933	0,727	1,293	2,200	3,666	5,733	8,80	13,33	19,73	28,53
70	—	—	—	—	—	—	—	1,260	2,106	3,440	5,40	8,27	12,13	17,46

Энтальпия водного раствора бромистого лития [8]

ξ , %	Значение h , кДж/кг, в зависимости от t , °С													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
0	418,7	460,5	502,4	544,3	586,2	628,0	669,9	711,8	753,6	795,5	837,8	880,1	922,4	965,1
5	392,7	432,1	471,8	511,2	550,6	590,3	629,7	669,5	708,8	748,2	788,0	829,0	868,3	908,5
10	367,2	404,4	441,7	478,1	515,4	552,7	589,9	627,6	664,4	702,1	739,4	778,3	814,8	852,8
15	342,1	376,8	411,1	445,9	481,1	516,2	551,0	586,2	621,3	656,5	692,1	727,7	762,8	798,8
20	317,8	349,2	381,4	414,1	446,7	479,8	512,5	545,5	578,6	611,7	644,8	678,7	711,3	744,4
25	293,5	322,8	352,5	383,5	413,7	444,6	475,6	506,2	537,2	568,1	598,7	630,5	661,1	692,9
30	270,5	297,3	324,9	353,4	381,4	410,7	439,2	468,1	496,6	525,9	554,8	584,1	612,9	642,2
35	247,8	272,6	298,1	324,5	350,8	377,6	404,4	431,2	458,4	485,2	512,0	539,7	566,5	593,3
40	227,3	249,5	273,0	297,7	322,4	347,5	372,2	397,3	422,4	448,0	472,7	498,6	523,4	548,5
45	208,9	229,4	251,2	273,8	297,3	320,3	343,7	367,2	391,0	414,1	437,9	461,8	485,2	508,7
50	195,1	213,9	234,0	255,4	276,7	298,5	321,1	343,3	365,9	388,5	411,6	434,6	457,6	480,6
55	189,2	206,4	225,7	245,3	265,9	286,4	307,3	328,7	350,0	371,4	393,1	414,9	436,7	458,0
60	—	209,8	227,3	245,8	265,4	285,1	304,8	324,9	345,0	365,5	386,0	406,1	427,0	447,6
65	—	—	—	254,6	270,9	289,7	309,4	328,2	347,1	365,5	385,2	404,9	424,1	443,0
70	—	—	—	—	—	—	—	335,4	352,5	370,5	388,1	406,1	423,7	440,4

**Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения
(по температурам) [8]**

t , °C	T , К	p , кПа	v' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	v'' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	h' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	h'' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	s' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	s'' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	$s'' - s$, $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$
0	273,15	0,6108	1,0002	206,321	-0,04	2501,0	2501,0	-0,0002	9,1565	9,1567
5,0	278,15	0,8718	1,0000	147,167	21,01	2510,2	2489,2	0,0762	9,0258	8,9496
10,0	283,15	1,2271	1,0003	106,419	41,99	2519,4	2477,4	0,1510	8,9009	8,7499
15,0	288,15	1,7041	1,0008	77,970	62,94	2528,6	2465,7	0,2243	8,7815	8,5572
20,0	293,15	2,3368	1,0017	57,833	83,86	2537,7	2453,8	0,2963	8,6674	8,3711
25,0	298,15	3,1663	1,0029	43,399	104,77	2546,8	2442,0	0,3670	8,5583	8,1913
30,0	303,15	4,2417	1,0043	32,929	125,66	2555,9	2430,2	0,4365	8,4537	8,0172
35,0	308,15	5,6217	1,0060	25,246	146,56	2565,0	2418,4	0,5049	8,3536	7,8487
40,0	313,15	7,3749	1,0078	19,548	167,45	2574,0	2406,5	0,5721	8,2576	7,6855
45,0	318,15	9,5817	1,0099	15,278	188,35	2582,9	2394,5	0,6383	8,1655	7,5272
50,0	323,15	12,335	1,0121	12,048	209,26	2591,8	2382,5	0,7035	8,0771	7,3736

Окончание прил. 9

t , °C	T , К	p , кПа	v' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	v'' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	h' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	h'' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	s' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	s'' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	$s'' - s$, $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$
55,0	328,15	15,740	1,0145	9,5812	230,17	2600,7	2370,5	0,7677	7,9922	7,2245
60,0	333,15	19,919	1,0171	7,6807	251,09	2609,5	2358,4	0,8310	7,9106	7,0796
65,0	338,15	25,008	1,0199	6,2042	272,02	2618,2	2346,2	0,8933	7,8320	6,9387
70,0	343,15	31,161	1,0228	5,0479	292,97	2626,8	2333,8	0,9548	7,7565	6,8017
75,0	348,15	38,548	1,0259	4,1356	313,94	2635,3	2321,4	1,0154	7,6837	6,6683
80,0	353,15	47,359	1,0292	3,4104	334,92	2643,8	2308,9	1,0752	7,6135	6,5383
85,0	358,15	57,803	1,0326	2,8300	355,92	2652,1	2296,2	1,1343	7,5459	6,4116
90,0	363,15	70,108	1,0361	2,3624	376,94	2660,3	2283,4	1,1925	7,4805	6,2880
95,0	368,15	84,525	1,0398	1,9832	397,99	2668,4	2270,4	1,2500	7,4174	6,1674
100,0	373,15	101,325	1,0437	1,6738	419,06	2676,3	2257,2	1,3069	7,3564	6,0495

Термодинамические свойства хладагента R717 (аммиак) в состоянии насыщения [8]

t , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	v' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	v'' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	h' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	h'' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	s' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	s'' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$
-70	0,10920	1,379	9,0253	187,5	1656,8	1469,3	0,6826	7,9150
-65	0,15603	1,390	6,4641	209,3	1665,8	1456,5	0,7887	7,7861
-60	0,21873	1,401	4,7103	331,2	1674,7	1443,5	0,8925	7,6649
-55	0,30127	1,412	3,4916	253,1	1683,5	1430,3	0,9941	7,5507
-50	0,4082	1,424	2,6288	275,1	1692,0	1416,8	1,0938	7,4430
-45	0,5448	1,436	2,0072	297,2	1700,2	1403,0	1,1915	7,3411
-40	0,7169	1,449	1,5530	319,4	1708,3	1388,9	1,2874	7,2446
-35	0,9310	1,462	1,2162	341,6	1716,0	1374,4	1,3816	7,1529
-30	1,1945	1,475	0,9634	363,9	1723,5	1359,6	1,4742	7,0658
-25	1,5151	1,489	0,7710	386,3	1730,3	1344,4	1,5653	6,9828
-20	1,9014	1,504	0,6230	408,8	1737,5	1328,7	1,6548	6,9035
-15	2,3625	1,518	0,5081	431,4	1744,1	1312,6	1,7431	6,8277
-10	2,9083	1,534	0,4179	454,2	1750,2	1296,1	1,8299	6,7552
-5	3,5491	1,550	0,3463	477,0	1756,1	1279,0	1,9136	6,6955

Окончание прил. 10

t , °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ν' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	ν'' , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	h' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	h'' , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	r , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	s' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	s'' , $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$
0	4,296	1,566	0,2890	500,0	1761,5	1261,5	2,0000	6,6185
5	5,160	1,583	0,2428	523,1	1766,6	1243,5	2,0834	6,5539
10	6,153	1,601	0,2052	546,4	1771,2	1224,8	2,1658	6,4915
15	7,288	1,619	0,1745	569,8	1775,4	1205,0	2,2472	6,4312
20	8,578	1,639	0,1491	593,5	1779,2	1185,8	2,3278	6,3727
25	10,035	1,659	0,1280	617,3	1782,5	1165,2	2,4075	6,3157
30	11,675	1,680	0,1104	641,3	1785,3	1144,0	2,4866	6,2602
35	13,510	1,702	0,0957	665,6	1787,6	1121,9	2,5650	6,2059
40	15,555	1,726	0,0831	690,2	1789,2	1099,1	2,6429	6,1526
45	17,826	1,751	0,0725	715,0	1790,3	1075,3	2,7204	6,1002
50	20,337	1,777	0,0634	740,2	1790,7	1050,5	2,7975	6,0483
55	23,106	1,804	0,0556	765,7	1790,4	1024,7	2,8743	5,9969
60	26,147	1,834	0,0489	791,6	1789,2	997,6	2,9510	5,9455
65	29,478	1,866	0,0430	818,0	1787,2	969,3	3,0277	5,8941
70	33,117	1,900	0,0379	844,8	1784,2	939,4	3,1045	5,8422

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
2. Холодильные машины: Справ. / Под ред. А.С. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982. – 223 с.
3. **Дзино А.А., Малинина О.С.** Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода // VII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» Ч. I: Материалы конференции. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – С. 141–144.
4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие / Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.
5. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л.С. Тимофеевский, В.И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др.; Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 260 с.
6. Абсорбционные преобразователи теплоты: Моногр. / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. – 338 с.
7. Kleine Verdichter für CO₂ – Anwendungen // Lüft und Kältetechnik. 2005. № 3. S. 82–85.
8. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. 4-е изд., перераб. и доп. / С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Куприянова / Под ред. С.Н. Богданова. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ.....	4
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТА	40
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	50
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	64

Дзино Анатолий Аполлонович
Малинина Ольга Сергеевна

МАШИНЫ И СИСТЕМЫ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Титульный редактор
Е.О. Трусова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

*Печатается
в авторской редакции*

Подписано в печать 26.12.2016. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 3,96. Печ. л. 4,25. Уч.-изд. л. 4,0
Тираж 50 экз. Заказ № С 66

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9