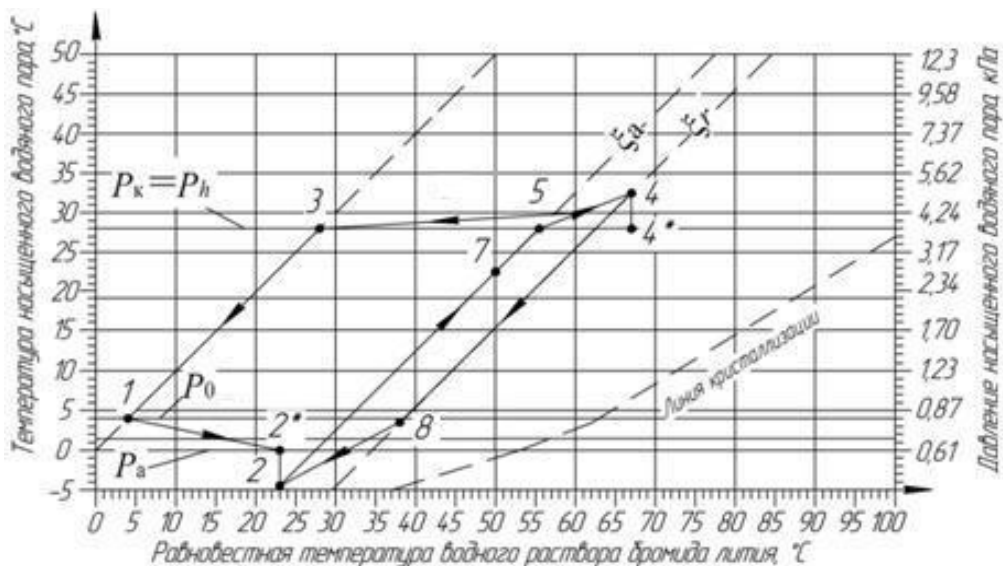


О.С. Малинина

ПАРОКОМПРЕССОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ И АБСОРБЦИОННЫЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ



Санкт-Петербург
2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

О.С. Малинина
ПАРОКОМПРЕССОРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ
НАСОСЫ И АБСОРБЦИОННЫЕ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО
по направлению подготовки 16.04.03 Холодильная, криогенная техника и
системы жизнеобеспечения

в качестве Учебно-методического пособия для реализации основных
профессиональных образовательных программ высшего образования
магистратуры

ИТМО

Санкт-Петербург
2023

Малинина О.С., Парокомпрессорные тепловые насосы и абсорбционные термотрансформаторы– СПб: Университет ИТМО, 2023. – 60 с.

Рецензент(ы):

Зимков Артур Анатольевич, кандидат технических наук, ведущий инженер проектного отдела, ООО "ОК";

В пособии приводится теоретический материал и методические указания по выполнению расчетно-графических работ и самостоятельной работе по дисциплине «Термотрансформаторы с использованием возобновляемых источников энергии». Предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 16.04.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения».

The logo of ITMO University, consisting of the letters 'ITMO' in a bold, black, sans-serif font. The letter 'I' is slightly taller than the other letters.

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 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2023

© Малинина О.С., 2023

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ.....	5
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ.....	44
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	48
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	56

ВВЕДЕНИЕ

Данное учебно-методическое пособие является обновленной и дополненной версией пособия «Машины и системы низкопотенциальной энергетики» и предназначено для студентов, изучающих дисциплину «Термотрансформаторы с использованием возобновляемых источников энергии».

Дисциплина охватывает круг вопросов, связанных с использованием в качестве внешних источников теплоты для работы термотрансформаторов возобновляемых источников энергии. Целью освоения дисциплины является достижение следующих результатов обучения: знание теории преобразования теплоты источников различного температурного потенциала на более высокий или на более низкий температурный уровень; умения осуществлять тепловые расчеты термодинамических циклов термотрансформаторов; владение навыком определения схемного решения машины по параметрам внешних источников теплоты.

Цель расчетно-графической работы состоит в закреплении основ теории расчетов термодинамических циклов парокomppressorных тепловых насосов (ПКТН), абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) и термотрансформаторов (АБТТ).

Расчетно-графическая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. Расчетно-пояснительная записка включает в себя тепловой расчет термодинамических циклов, тепловой и конструктивный расчеты аппаратов ПКТН, АБХМ и АБТТ.

В результате теплового расчета определяются параметры термодинамических циклов, энергетическая эффективность, тепловые потоки через основные аппараты, массовые расходы рабочего вещества.

При тепловом и конструктивном расчете основных аппаратов определяют площадь теплообменной поверхности, число теплообменных труб, рабочую длину и число ходов аппаратов.

Пользуясь списком рекомендованной литературы, изучающие дисциплину должны проработать материал, относящийся к данной теме. Особое внимание надо обращать на усвоение принципиальных положений и глубокое понимание изучаемого материала.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

1. Парокомпрессорные тепловые насосы

При использовании низкопотенциальной теплоты вторичных энергоресурсов (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. Эффективно использование тепловых насосов в системах отопления и горячего водоснабжения, в технике опреснения и выпаривания водных растворов, для сушки зерна, в системах теплоснабжения чайных фабрик, для термообработки молока и других целей [1, 2].

1.1 Схема и действительный цикл парокомпрессорного теплового насоса

На рисунке 1 (а, б) представлены схема и действительный цикл парокомпрессорного теплового насоса. В качестве действительного цикла ПКТН принят нерегенеративный цикл [3].

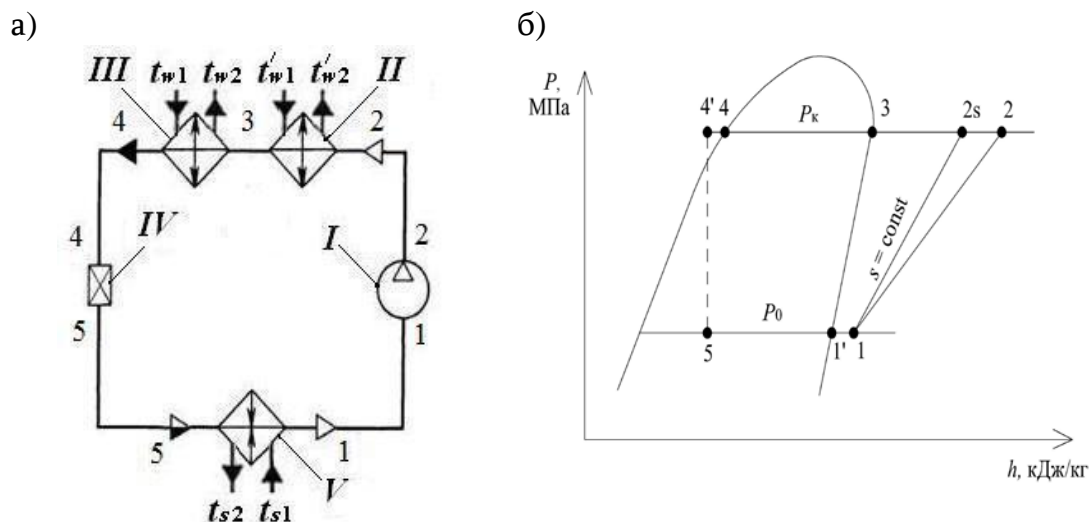


Рисунок 1. Схема и действительный цикл одноступенчатого парокомпрессорного теплового насоса

Рабочее вещество поступает в компрессор I в состоянии перегретого пара при температуре t_1 и давлении p_0 . Рабочее вещество сжимается до давления конденсации p_k и направляется в

теплообменник системы горячего водоснабжения **II**. В теплообменнике происходит сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения (ГВС). В конденсаторе **III** рабочее вещество 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). При выходе из конденсатора рабочее вещество может находиться в состоянии насыщенной жидкости или его температура может быть ниже температуры конденсации, что зависит от типа конденсатора. Далее следует процесс дросселирования в дроссельном вентиле **IV**. В испарителе **V** рабочее вещество кипит при давлении p_0 и температуре t_0 под воздействием теплоты, получаемой от хладоносителя. На выходе из испарителя рабочее вещество может находиться в состоянии сухого насыщенного или перегретого пара, что зависит от типа испарителя и вида рабочего вещества.

Основные процессы (рисунок 1, б):

1 – 2_s – теоретическое изоэнтальпное сжатие рабочего вещества в компрессоре;

1 – 2 – действительный процесс сжатия рабочего вещества в компрессоре;

2 – 3 – сбив перегрева с отводом теплоты в систему горячего водоснабжения;

3 – 4 – охлаждение рабочего вещества до состояния сухого насыщенного пара и конденсация;

4' – 4 – переохлаждение рабочего вещества в конденсаторе;

4 – 5 – процесс дросселирования в дроссельном вентиле;

5 – 1' – кипение рабочего вещества в испарителе за счет подвода теплоты от хладоносителя.

1' – 1 – перегрев рабочего вещества в испарителе.

1.2 Методика расчета действительного цикла пароконпрессорного теплового насоса

Исходные данные:

Теплопроизводительность	Q_k , кВт
Температура охлаждаемого источника	t_{s1} , °С
Температура нагретого источника	t_{w2} , °С
Рабочее вещество	

Параметры узловых точек цикла приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры узловых точек цикла

Параметры	Точки							
	1'	1	2s	2	3	4	4'	5
p , МПа								
t , °С								
i , кДж/кг								
v , м ³ /кг	–		–	–	–	–	–	–

Методика расчета

Температура охлажденного источника на выходе из испарителя, °С

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где $\Delta t_s = 5$ °С – перепад температур в испарителе.

Температура кипения, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

где $\Delta t_{и} = (3 \div 6)$ °С – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Температура нагреваемого источника на выходе из конденсатора, °С

$$t_{w1} = t_{w2} - \Delta t_w,$$

где $\Delta t_w = 5$ °С – перепад температур в конденсаторе.

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_{w2} + \Delta t_k,$$

где $\Delta t_k = (3 \div 6)$ °С – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Перегрев в испарителе, °С

$$t_{\text{исп}} = t_1 - t_0 = 5^\circ\text{С}$$

Переохлаждение в конденсаторе, °С

$$t_{\text{конд}} = t_{4'} - t_4 = (2 \div 3)^\circ\text{С}$$

Степень повышения давления

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0}.$$

Действительная энтальпия рабочего вещества при выходе из компрессора, кДж/кг

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i},$$

где η_i – индикаторный КПД компрессора, определяется по графику (приложение 1)

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

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

Массовый расход рабочего вещества, кг/с

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

Удельная изоэнтропная работа компрессора, кДж/кг

$$l_s = i_{2s} - i_1.$$

Изоэнтропная мощность, кВт

$$N_s = G_a \cdot l_s.$$

Индикаторная мощность компрессора, кВт

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i}.$$

Действительная объемная производительность компрессора, м³/с

$$V_d = G_a \cdot v_1.$$

Теоретический объем, описываемый поршнями, м³/с

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda},$$

где λ – коэффициент подачи компрессора, определяется по графику (приложение 2)

Мощность трения, кВт

$$N_{тр} = p_{i_{тр}} \cdot V_T$$

где давление трения: фреоны: $p_{i_{тр}} = 40$ кПа, аммиак: $p_{i_{тр}} = 60$ кПа

Эффективная мощность компрессора, кВт

$$N_e = N_i + N_{тр}.$$

Электрическая мощность компрессора, кВт

$$N_{эл.дв} = \frac{N_e}{\eta_{эл.дв}},$$

где $\eta_{\text{эл.дв}} = 0,85$ – КПД электродвигателя.

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_1 - h_5.$$

Полный тепловой поток испарителя, кВт

$$Q_0 = G_a \cdot q_0.$$

Отопительный коэффициент

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

2. Абсорбционные холодильные машины

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. АХМ по температурному уровню охлаждаемого источника 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 (АВХМ) и бромистолитиевые (АБХМ). 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 °С). Для получения холода с температурой ниже -45 °С 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 раздельным теплообменом в аппаратах; к сложным процессам относятся процессы со ступенчатой абсорбцией, десорбцией, конденсацией, кипением, материальной регенерацией рабочих веществ и др. [1, 2].

2.1 Схема и действительный цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

На рисунке 2 (а, б) и рисунке 3 представлены схема и действительные циклы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины.

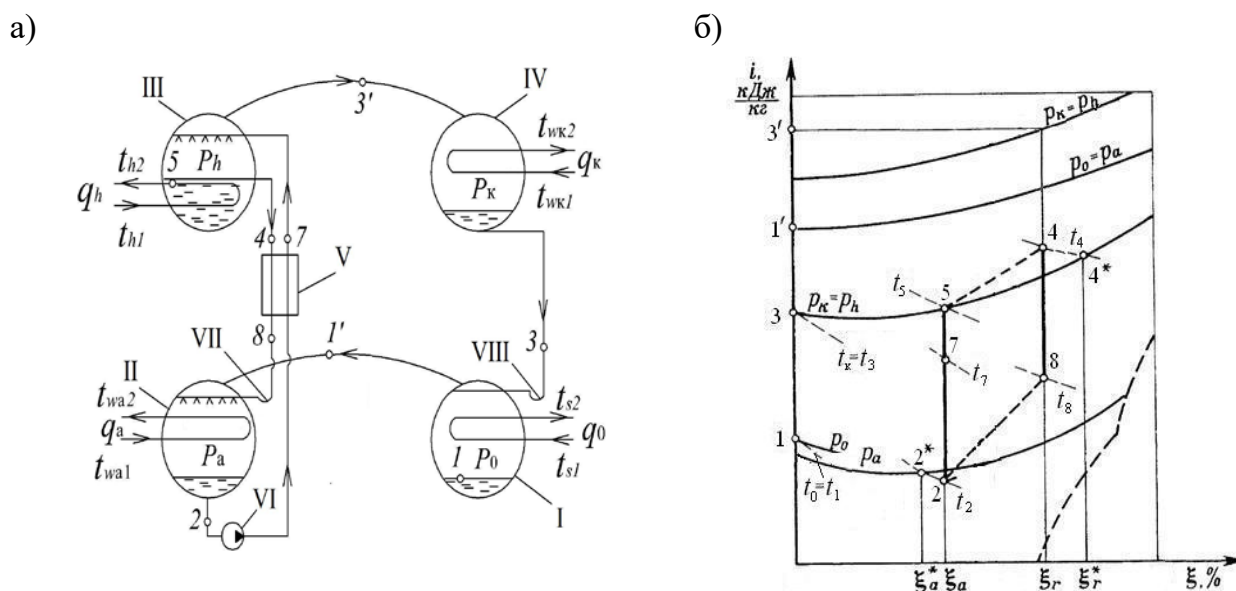


Рисунок 2. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина:
а – схема машины; б – процессы на $\xi - i$ – диаграмме

В испарителе I (рисунок 2, а) за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника в количестве q_0 кипит вода при давлении p_0 . При этом источник охлаждается до температуры t_{s2} . 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. Теплота, выделяющаяся в процессе абсорбции, отводится к окружающей среде количестве q_a при температуре t_{wa2} . 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_{h1} . Водяной пар, образовавшийся в генераторе, поступает в конденсатор III, где конденсируется при давлении p_k . Теплота перегрева конденсации пара отводится к окружающей среде в количестве q_k при температуре t_{wk2} . Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Действительный цикл в диаграмме Дюринга представлен на рисунке 3 [4].

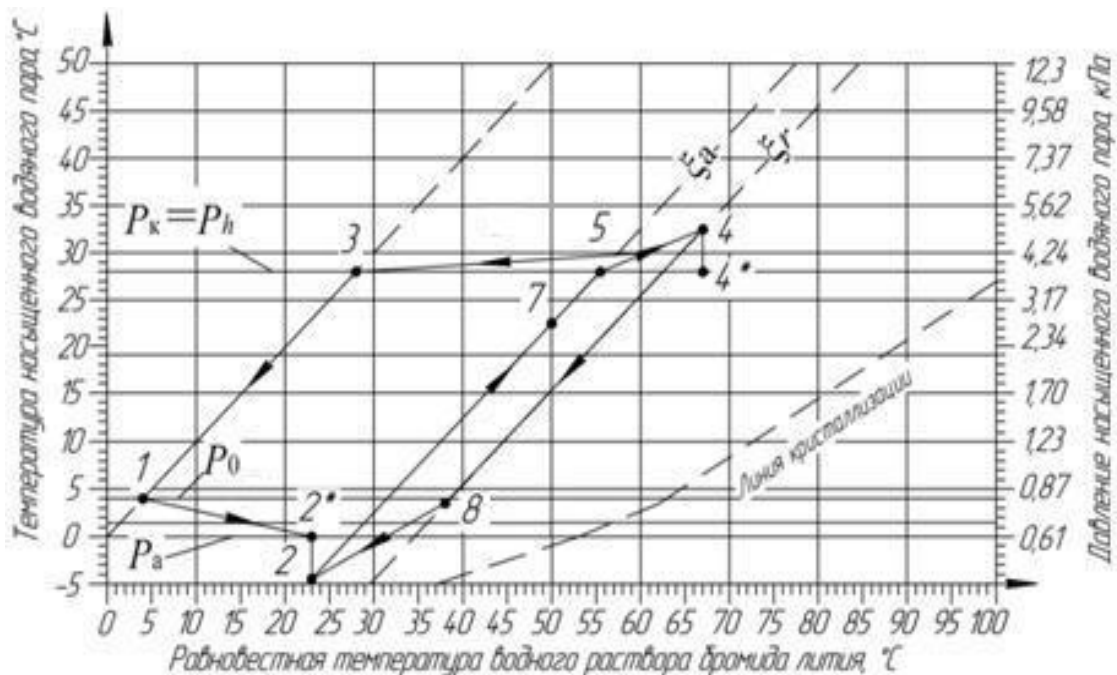


Рисунок 3. Действительный одноступенчатый цикл АБХМ

Основные процессы цикла (рисунок 2, б и рисунок 3) 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 – 2 – абсорбция пара рабочего вещества;

3' – 3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе;

1 – 1' – кипение рабочего вещества в испарителе.

2.2 Методика расчета действительного цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Исходные данные:

Температура греющей среды	$t_{h1}, ^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды	$t_{s1}, ^\circ\text{C}$
Температура нагретой воды	$t_{wa1} = t_{wk1}, ^\circ\text{C}$
Рабочая пара	$\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$

Параметры узловых точек цикла приведены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры узловых точек цикла

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

Окончание таблицы 2

Параметры	Точки			
	4	5	7	8
$p, \text{кПа}$				
$t, ^\circ\text{C}$				
$i, \text{кДж/кг}$				
$\xi, \%$				

Методика расчета

Температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя, $^\circ\text{C}$

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

где $\Delta t_{и} = 3^{\circ}\text{C}$ – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_0 = p_a.$$

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_{wk2} + \Delta t_k,$$

где $\Delta t_k = (3 \div 6)^{\circ}\text{C}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Давление конденсации, кПа

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_k.$$

Температура раствора на выходе из абсорбера, °С

$$t_2 = t_{wa1} + \Delta t_a,$$

где $\Delta t_a = (3 \div 6)^{\circ}\text{C}$ – недорекуперация теплоты на холодной стороне абсорбера.

Теоретическая концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a^* = f(p_a; t_2).$$

Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a,$$

где $\Delta\xi_a = (0,5 \div 2,5)$ % – недонасыщение раствора в абсорбере.

Температура греющей среды на выходе из генератора, °C

$$t_{h2} = t_{h1} - \Delta t_h,$$

где $\Delta t_h = 5^\circ\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из генератора, °C

$$t_4 = t_{h1} - \Delta t_r,$$

где $\Delta t_r > 5^\circ\text{C}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне генератора.

Теоретическая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r^* = f(p_h; t_4).$$

Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r,$$

где $\Delta\xi_r = (0,5 \div 2,5)$ % – недовыпаривание раствора в генераторе.

Зона дегазации, %

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

Кратность циркуляции раствора

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

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °C

$$t_8 = t_2 + \Delta t_{T/O},$$

где $\Delta t_{т/о} = 15^\circ\text{C}$ – недорекуперация теплоты на холодной стороне теплообменника растворов.

Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия раствора на выходе из генератора, $^\circ\text{C}$

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

Тепловой поток теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия раствора на выходе из абсорбера, $^\circ\text{C}$

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, $^\circ\text{C}$

$$t_7 = f(\xi_a; i_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, $^\circ\text{C}$

$$t_5 = f(p_h; \xi_a).$$

Энтальпия начала процесса кипения раствора, $^\circ\text{C}$

$$i_5 = f(p_h; t_5).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

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

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$i_3 = f(p_k).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_1' = f(p_0).$$

Тепловая нагрузка на испаритель, кДж/кг

$$q_0 = i_1' - i_3.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг

$$q_k = i_3' - i_3.$$

Тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг

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

Тепловая нагрузка на абсорбер, кДж/кг

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

Теплота, подведенная к АБХМ, кДж/кг

$$q_{\text{подв}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АБХМ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Тепловой коэффициент

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

2.3 Сложные циклы абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин

Сложные циклы в сравнении с циклом-образцом (одноступенчатым циклом), в зависимости от конфигурации, могут обладать более высокой эффективностью, большей разностью температур между температурой раствора в ступени абсорбера и температурой кипения хладагента в испарителе (температурный лифт), большей вариативностью. Термодинамические циклы АБХМ, включающие в себя многоступенчатую абсорбцию, а также – одновременно многоступенчатые абсорбцию и генерацию раствора могут быть осуществлены посредством внешне связанных процессов переноса теплоты или массы.

2.3.1 Действительный двухступенчатый цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

На рисунке 4 показан действительный термодинамический двухступенчатый цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины [4]. В цикле два контура циркуляции раствора, высокотемпературный 51 – 41 – 81 – 21 и низкотемпературный 52 – 42 – 82 – 22. Внешне связанный процесс переноса массы осуществляется между генератором низкой (второй) ступени и абсорбером высокой (первой) ступени. Пар хладагента, выпариваемый в генераторе низкого давления, абсорбируется в абсорбере высокого давления.

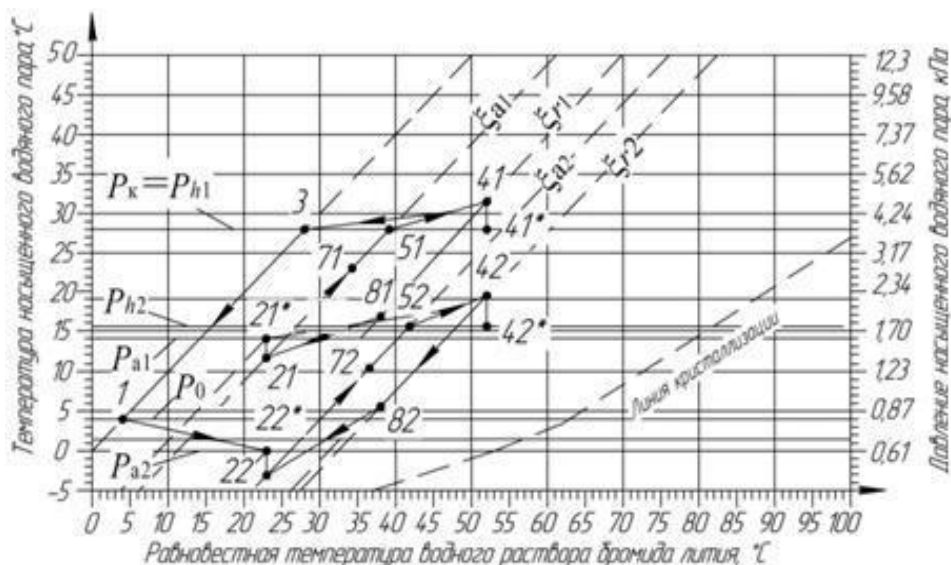


Рисунок 4. Действительный двухступенчатый цикл АБХМ

Основные процессы цикла (рисунок 4) следующие:

$1 - 1'$ – кипение рабочего вещества в испарителе;

$22 - 72$ – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

$72 - 52$ – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества;

$52 - 42$ – кипение раствора в генераторе второй ступени;

$42 - 82$ – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

$82 - 22$ – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере второй ступени;

$21 - 71$ – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов первой ступени;

$71 - 51$ – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества;

$51 - 41$ – кипение раствора в генераторе первой ступени;

$41 - 81$ – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов первой ступени;

$81 - 21$ – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере первой ступени;

$3'1 - 3$ – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе.

Методика расчета

Удельный тепловой поток генераторов, кДж/кг
– вторая ступень

$$q_{h2} = h_{32'} + (a_2 - 1) \cdot h_{42} - a_2 \cdot h_{72} .$$

– первая ступень

$$q_{h1} = h_{31'} + (a_1 - 1) \cdot h_{41} - a_1 \cdot h_{71} .$$

Удельный тепловой поток абсорберов, кДж/кг
– вторая ступень

$$q_{a2} = h_{33'} + (a_2 - 1) \cdot h_{82} - a_2 \cdot h_{22} .$$

– первая ступень

$$q_{a1} = h_{32'} + (a_1 - 1) \cdot h_{81} - a_1 \cdot h_{21}.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_{31'} - h_3.$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_{h1} + Q_{h2}}$$

2.3.2 Действительный трехступенчатый цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Действительный термодинамический трехступенчатый цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины изображен на рисунке 5 [4]. В цикле три контура циркуляции раствора. Внешне связанные потоки массы – пары хладагента из генераторов третьей и второй ступеней абсорбируются в абсорберах соответственно второй и первой ступеней.

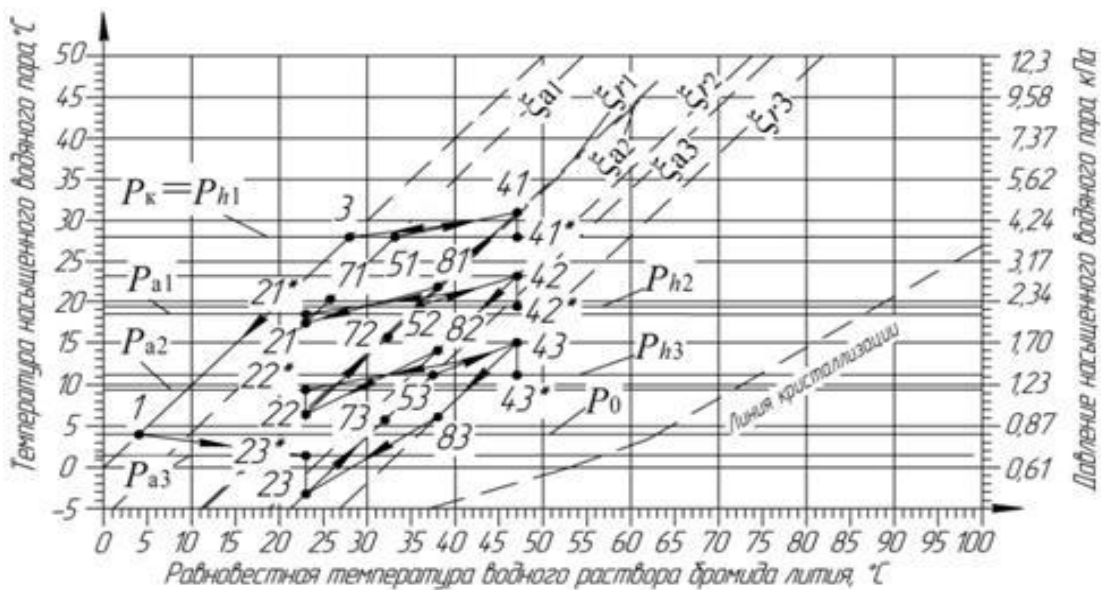


Рисунок 5. Действительный трехступенчатый цикл АБХМ

Основные процессы цикла (рисунок 5) следующие:

$1 - 1'$ – кипение рабочего вещества в испарителе;

$23 - 73$ – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов третьей ступени;

$73 - 53$ – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества;

$53 - 43$ – кипение раствора в генераторе третьей ступени;

$43 - 83$ – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов третьей ступени;

$83 - 23$ – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере третьей ступени;

$22 - 72$ – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

$72 - 52$ – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества;

$52 - 42$ – кипение раствора в генераторе второй ступени;

$42 - 82$ – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

$82 - 22$ – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере второй ступени;

$21 - 71$ – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов первой ступени;

$71 - 51$ – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества;

$51 - 41$ – кипение раствора в генераторе первой ступени;

$41 - 81$ – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов первой ступени;

$81 - 21$ – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере первой ступени;

$3'1 - 3$ – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе.

Методика расчета

Удельный тепловой поток генераторов, кДж/кг
– третья ступень

$$q_{h3} = h_{33'} + (a_3 - 1) \cdot h_{43} - a_3 \cdot h_{73}.$$

– вторая ступень

$$q_{h2} = h_{32'} + (a_2 - 1) \cdot h_{42} - a_2 \cdot h_{72} .$$

– первая ступень

$$q_{h1} = h_{31'} + (a_1 - 1) \cdot h_{41} - a_1 \cdot h_{71} .$$

Удельный тепловой поток абсорберов, кДж/кг

– третья ступень

$$q_{a3} = h_{1'} + (a_3 - 1) \cdot h_{83} - a_3 \cdot h_{23} .$$

– вторая ступень

$$q_{a2} = h_{33'} + (a_2 - 1) \cdot h_{82} - a_2 \cdot h_{22} .$$

– первая ступень

$$q_{a1} = h_{32'} + (a_1 - 1) \cdot h_{81} - a_1 \cdot h_{21} .$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_{1'} - h_3 .$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = h_{31'} - h_3 .$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_{h1} + Q_{h2} + Q_{h3}} .$$

2.3.3 Действительный комбинированный цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (тип 1)

Цикл состоит из двух параллельно соединенных ступеней: одноступенчатого цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) и цикла АБХМ с двухступенчатой генерацией (АБХМД) и прямоточной подачей раствора по ступеням генератора.

Действительный цикл в диаграмме Дюринга представлен на рисунке 6 [5].

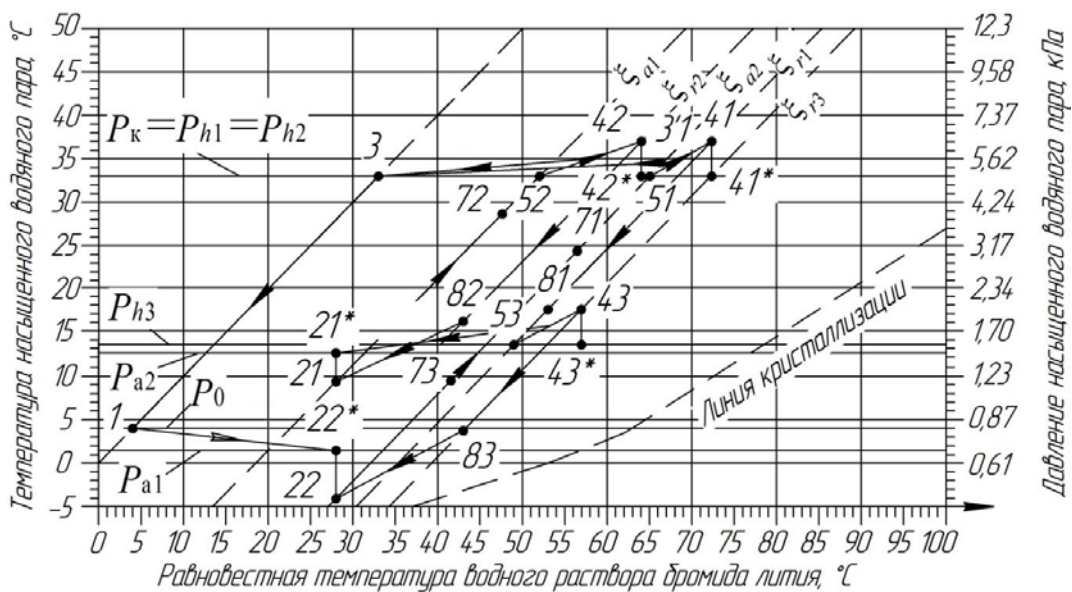


Рисунок 6. Действительный комбинированный цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией (тип 1)

Основные процессы цикла (рисунок 6) следующие:

- 1 – 1'** – кипение рабочего вещества в испарителе;
- 22 – 73 – 71** – нагрев всего потока слабого раствора последовательно в теплообменниках растворов третьей и первой ступеней;
- 71 – 51** – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе первой ступени;
- 51 – 41** – кипение раствора в генераторе первой ступени;
- 41 – 81** – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов первой ступени;
- 81 – 53** – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе третьей ступени;
- 53 – 43** – кипение раствора в генераторе третьей ступени;

43 – 83 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов третьей ступени;

83 – 22 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере второй ступени;

21 – 72 – нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

72 – 52 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе второй ступени;

52 – 42 – кипение раствора в генераторе второй ступени;

42 – 82 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

82 – 21 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере первой ступени;

3'2 – 3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе.

Методика расчета

Зона дегазации, %

– одноступенчатый цикл

$$\Delta\xi_1 = \xi_{r2} - \xi_{a1}.$$

– цикл с двухступенчатой генерацией

$$\Delta\xi_2 = \xi_{r3} - \xi_{a2}.$$

Кратность циркуляции раствора

– одноступенчатый цикл

$$a_1 = \frac{\xi_{r2}}{\Delta\xi_1}.$$

– цикл с двухступенчатой генерацией

$$a_2 = \frac{\xi_{r3}}{\Delta\xi_2}.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_{1'} - h_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = x \cdot h_{3'1} + (1-x) \cdot h_{3'2} - h_3.$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг
– одноступенчатый цикл

$$q_{a1} = (1-x) \cdot h_{3'3} + (a_1 + x - 1) \cdot h_{82} - a_1 \cdot h_{21}.$$

– цикл с двухступенчатой генерацией

$$q_{a2} = h_{1'} + (a_2 - 1) \cdot h_{83} - a_2 \cdot h_{22},$$

где x – количество пара рабочего вещества, образовавшегося при выпаривании раствора в генераторе первой ступени, кг

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг
– одноступенчатый цикл

$$q_{h2} = (1-x) \cdot h_{3'2} + (a_1 + x - 1) \cdot h_{42} - x \cdot h_{3'1} - a_1 \cdot h_{72},$$

– цикл с двухступенчатой генерацией:
первая ступень

$$q_{h1} = x \cdot h_{3'1} + (a_2 - x) \cdot h_{41} - a_2 \cdot h_{71},$$

третья ступень

$$q_{h3} = (1-x) \cdot h_{3'3} + (a_2 - 1) \cdot h_{43} - (a_2 - x) \cdot h_{81}.$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{h1} + q_{h2} + q_{h3}}.$$

2.3.4 Действительный комбинированный цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией (тип 2)

Цикл состоит из двух параллельно соединенных ступеней: одноступенчатого цикла абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора (АБПВТ) и цикла АБХМ с двухступенчатой генерацией (АБХМД) и проточной подачей раствора по ступеням генератора.

Действительный цикл в диаграмме Дюринга представлен на рисунке 7 [6].

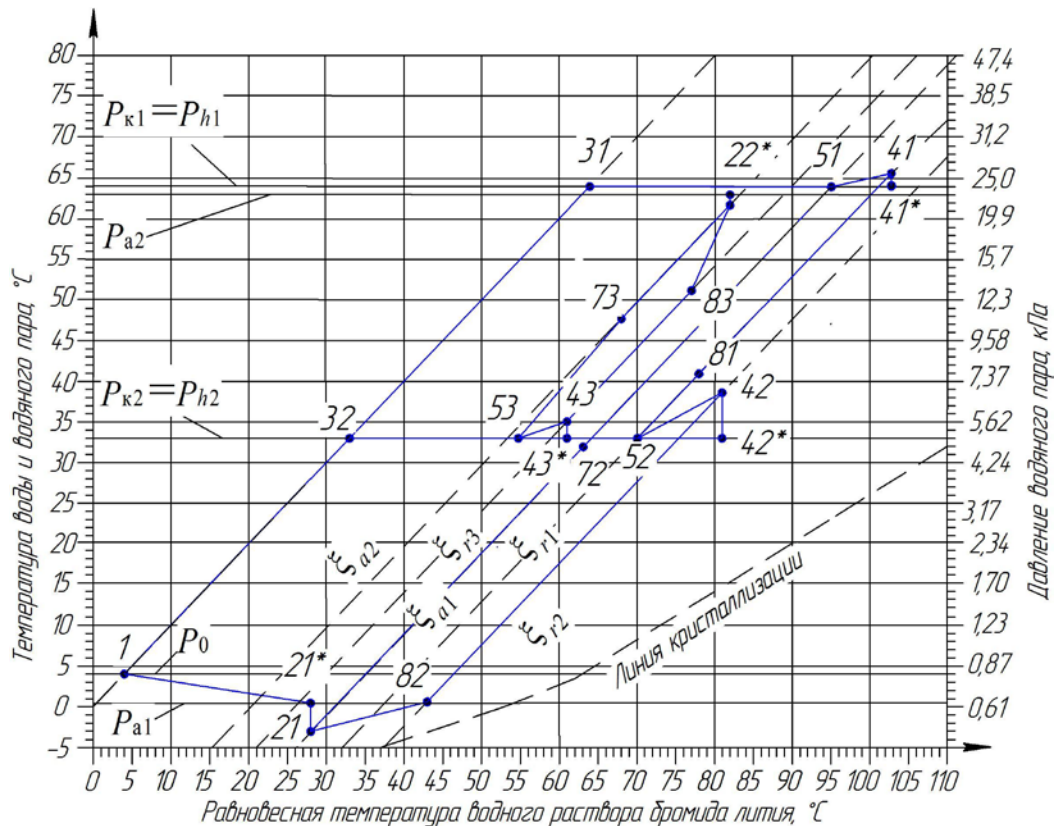


Рисунок 7. Действительный комбинированный цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией (тип 2)

Основные процессы цикла (рисунок 7) следующие:

1 – 1' – кипение рабочего вещества в испарителе;

21 – 72 – 71 – нагрев всего потока слабого раствора последовательно в теплообменниках растворов второй и первой ступеней;

71 – 51 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе первой ступени;

51 – 41 – кипение раствора в генераторе первой ступени;

41 – 81 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

81 – 52 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе второй ступени;

52 – 42 – кипение раствора в генераторе второй ступени;

42 – 82 – охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов второй ступени;

82 – 21 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере первой ступени;

22 – 73 – охлаждение слабого раствора в теплообменнике растворов;

73 – 53 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества в генераторе;

53 – 43 – кипение раствора в генераторе;

43 – 83 – нагрев крепкого раствора в теплообменнике растворов;

83 – 22 – адиабатно-изобарная абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере второй ступени;

3'1 – 31 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе первой ступени ;

3'3 – 3'2 – 32 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе второй ступени.

Методика расчета

Зона дегазации, %

– одноступенчатый цикл

$$\Delta\xi_1 = \xi_{r2} - \xi_{a1}.$$

– цикл с двухступенчатой генерацией

$$\Delta\xi_2 = \xi_{r3} - \xi_{a2}.$$

Кратность циркуляции раствора

– цикл с двухступенчатой генерацией

$$a_1 = \frac{\xi_{r2}}{\Delta\xi_1}.$$

– одноступенчатый цикл

$$a_2 = \frac{\xi_{r3}}{\Delta\xi_2}.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = h_{1'} - h_{32}.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг
– цикл с двухступенчатой генерацией

$$q_{к1} = (x - y) \cdot (h_{3'1} - h_{31}),$$

где $(x - y)$ – удельный поток хладагента в конденсаторе C_1 ; x – количество пара рабочего вещества, образующегося при выпаривании раствора в генераторе первой ступени; y – количество пара хладагента, поглощаемого в абсорбере второй ступени, кг.

– одноступенчатый цикл

$$q_{к2} = y \cdot h_{3'3} + (1 - x) \cdot h_{3'2} + (x - y) \cdot h_{31} - h_{32},$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг
–цикл с двухступенчатой генерацией

$$q_{a1} = h_{1'} + (a_1 - 1) \cdot h_{82} - a_1 \cdot h_{21},$$

– одноступенчатый цикл

$$q_{a2} = y \cdot h_{3'1} + (a_1 - y) \cdot h_{83} - a_2 \cdot h_{22}.$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг

– цикл с двухступенчатой генерацией:
первая ступень

$$q_{h1} = x \cdot h_{3'1} + (a_1 - x) \cdot h_{41} - a_1 \cdot h_{71},$$

вторая ступень

$$q_{h2} = (1 - x) \cdot h_{3'2} + (a_1 - 1) \cdot h_{42} - (a_1 - x) \cdot h_{81},$$

– одноступенчатый цикл

$$q_{h3} = y \cdot h_{3'3} + (a_2 - y) \cdot h_{43} - a_2 \cdot h_{73}.$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{h1}}.$$

3. Абсорбционный понижающий термотрансформатор

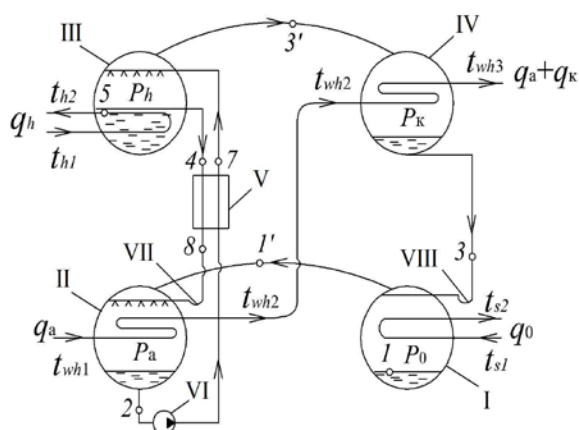
Абсорбционные понижающие термотрансформаторы можно успешно применять для целей технологического теплоснабжения, отопления зданий и горячего водоснабжения при наличии греющих источников с температурой $(100 \div 150)^\circ\text{C}$ и источников дешевой сбросной теплоты с температурой $(20 \div 40)^\circ\text{C}$. В процессах трансформации теплоты в понижающем термотрансформаторе в них получают теплоту промежуточного температурного потенциала в количестве, превышающем на $(50 \div 70) \%$ теплоту греющего источника со сравнительно высокой температурой [1, 2].

3.1. Схема и действительный цикл абсорбционного понижающего термотрансформатора

На рисунке 8 (а, б) представлены схема и действительный цикл абсорбционного понижающего термотрансформатора [7].

В испарителе I (рисунок 8, а) за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника в количестве q_0 кипит вода при давлении p_0 . При этом источник охлаждается до температуры t_{32} . 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.

а)



б)

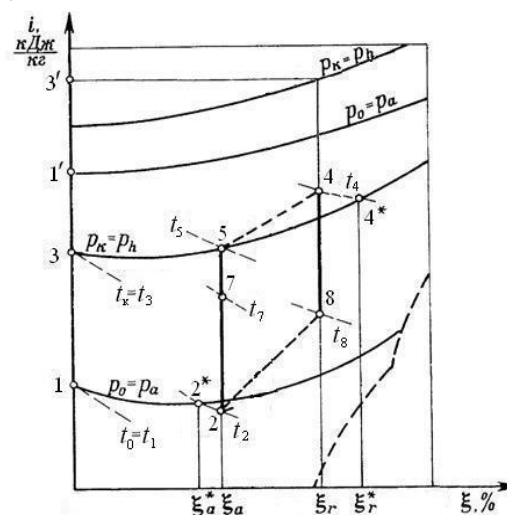


Рисунок 8. Абсорбционный понижающий термотрансформатор:
а – схема термотрансформатора; б – процессы на $\xi - i$ – диаграмме

Вследствие абсорбции пара раствором концентрация последнего снижается. Теплота, выделяющаяся в процессе абсорбции, отводится в конденсатор IV количестве q_a при температуре t_{wh2} . 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_{h1} . Водяной пар, образовавшийся в генераторе, поступает в конденсатор, где конденсируется при давлении p_k . Теплота перегрева конденсации пара отводится к потребителю в количестве $q_a + q_k$ при температуре t_{wh3} . Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Основные процессы цикла (рисунок 8, 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 – 2 – абсорбция пара рабочего вещества;

3' – 3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе;

1 – 1' – кипение рабочего вещества в испарителе.

3.2 Методика расчета действительного цикла абсорбционного понижающего термотрансформатора

Исходные данные:

Температура греющей среды	$t_{h1}, ^\circ\text{C}$
Температура охлаждаемой среды	$t_{s1}, ^\circ\text{C}$
Температура нагретой воды	$t_{wh3}, ^\circ\text{C}$
Рабочая пара	

Параметры узловых точек цикла приведены в таблице 3.

Таблица 3

Параметры узловых точек цикла

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

Окончание таблицы 3

Параметры	Точки			
	4	5	7	8
$p, \text{кПа}$				
$t, ^\circ\text{C}$				
$i, \text{кДж/кг}$				
$\xi, \%$				

Методика расчета

Температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя, $^\circ\text{C}$

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{и},$$

где $\Delta t_{и} = (3 \div 6)^\circ\text{С}$ – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_0 = p_a.$$

Температура конденсации, °С

$$t_k = t_{wh3} + \Delta t_k,$$

где $\Delta t_k = (3 \div 6)^\circ\text{С}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Давление конденсации, кПа

$$p_k = f(t_k).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_k.$$

Температура нагретой среды на входе в конденсатор, °С

$$t_{wh2} = t_{wh3} - \Delta t_{whк},$$

где $\Delta t_{whк} = 4^\circ\text{С}$ – разность температур в конденсаторе.

Температура нагретой среды на входе в абсорбер, °С

$$t_{wh1} = t_{wh2} - \Delta t_{whа},$$

где $\Delta t_{whа} = 5^\circ\text{С}$ – разность температур в абсорбере.

Температура раствора на выходе из абсорбера, °С

$$t_2 = t_{wh1} + \Delta t_a,$$

Теоретическая концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a^* = f(p_a; t_2).$$

Действительная концентрация слабого раствора,

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta \xi_a,$$

где $\Delta \xi_a = (0,5 \div 2,5)$ % – недонасыщение раствора в абсорбере.

Температура греющей среды на выходе из генератора, °С

$$t_{h2} = t_{h1} - \Delta t_h,$$

где $\Delta t_h = 5^\circ\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из генератора, °С

$$t_4 = t_{h1} - \Delta t_r,$$

где $\Delta t_r > 5^\circ\text{C}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне генератора.

Теоретическая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r^* = f(p_h; t_4).$$

Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r,$$

где $\Delta \xi_r = (0,5 \div 2,5)$ % – недовыпаривание раствора в генераторе.

Зона дегазации, %

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

Кратность циркуляции раствора

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

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_8 = t_2 + \Delta t_{T/o},$$

где $\Delta t_{T/o} = 15^\circ\text{C}$ – недорекуперация теплоты на холодной стороне теплообменника растворов.

Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия раствора на выходе из генератора, °С

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

Тепловой поток теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия раствора на выходе из абсорбера, °С

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_7 = f(\xi_a; i_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С

$$t_5 = f(p_h; \xi_a).$$

Энтальпия начала процесса кипения раствора, °С

$$i_5 = f(p_h; t_5).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_{3'} = f(p_h; t_4).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора,
кДж/кг

$$i_3 = f(p_k).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_{1'} = f(p_0).$$

Тепловая нагрузка на испаритель, кДж/кг

$$q_0 = i_{1'} - i_3.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг

$$q_k = i_{3'} - i_3.$$

Тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг

$$q_h = i_{3'} + (a - 1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Тепловая нагрузка на абсорбер, кДж/кг

$$q_h = i_{1'} + (a - 1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Теплота, подведенная к АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{подв}} = q_h + q_0.$$

Теплота, отведенная от АПНТ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a.$$

Коэффициент трансформации

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

4. Абсорбционный повышающий термотрансформатор

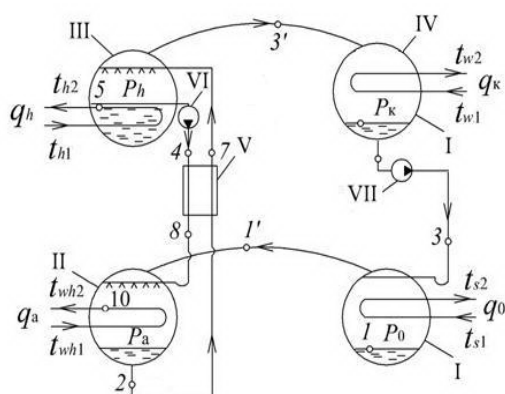
Абсорбционные повышающие термотрансформаторы применяют для целей отопления и горячего водоснабжения в холодное время года при наличии бросовой теплоты с температурой $(40 \div 65)^\circ\text{C}$. Изучены процессы абсорбционных бромистолитиевого и водоаммиачного повышающих термотрансформаторов, разработаны конструкции опытно-промышленных образцов и промышленных типов, а также проведены их испытания с получением экспериментальных характеристик и выявлением особенностей действительных процессов [1, 2].

4.1. Схема и действительный цикл абсорбционного повышающего термотрансформатора

На рисунке 9 (а, б) представлены схема и действительный цикл абсорбционного повышающего термотрансформатора [7].

В испарителе I (рисунок 9, а) кипит происходит подвод бросовой теплоты с температурой t_{s1} в количестве q_0 к рабочему телу. Испарившийся пар в испарителе направляется на абсорбцию в абсорбер II. Этот пар поглощается крепким раствором бромистого лития. Крепкий раствор образуется в генераторе III и направляется насосом VI через регенеративный теплообменник V в абсорбер. Реакция абсорбции экзотермическая, т.е. протекает с выделением теплоты. Эта теплота q_a отводится из абсорбера с помощью нагретой воды с температурой t_{wh2} .

а)



б)

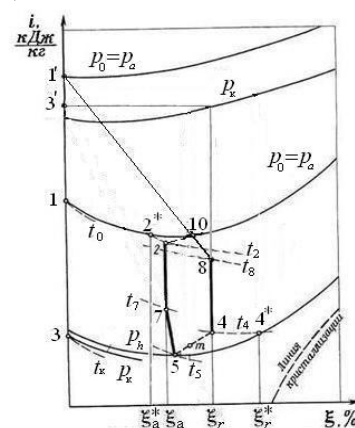


Рисунок 9. Абсорбционный повышающий термотрансформатор:
а – схема термотрансформатора; б – процессы на $\xi - i$ – диаграмме

При абсорбции раствор бромистого лития становится слабым по концентрации. Концентрация раствора восстанавливается в генераторе за счет бросовой теплоты q_h с температурой t_{h1} . Реакция абсорбции экзотермическая, т.е. протекает с выделением теплоты. Эта теплота q_a отводится из абсорбера с помощью нагретой воды с температурой t_{wh2} . При абсорбции раствор бромистого лития становится слабым по концентрации. Концентрация раствора восстанавливается в генераторе за счет бросовой теплоты q_h с температурой t_{h1} . Выпарившийся пар из генератора направляется в конденсатор. В конденсаторе происходит процесс конденсации. Теплота конденсации q_k направляется в окружающую среду с температурой t_{w2} . Образовавшийся конденсат насосом VII направляется в испаритель.

Основные процессы цикла (рисунок 9, б) следующие:

2 – 7 – охлаждение слабого раствора в теплообменнике растворов;

7 – 5 – адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества;

5 – 4 – кипение раствора в генераторе при совмещенном тепломассопереносе;

4 – 8 – нагрев крепкого раствора в теплообменнике растворов;

10 – 2 – абсорбция пара рабочего вещества;

3' – 3 – отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе;

1 – 1' – кипение рабочего вещества в испарителе.

4.2. Методика расчета действительного цикла абсорбционного повышающего термотрансформатора

Исходные данные:

Температура греющей среды	$t_{h1} = t_{s1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура охлаждающей среды	$t_{w1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагретой среды	$t_{wh2}, \text{ }^\circ\text{C}$
Рабочая пара	

Параметры узловых точек цикла приведены в таблице 4.

Таблица 4

Параметры узловых точек цикла

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

Окончание таблицы 4

Параметры	Точки			
	5	7	8	10
$p, \text{ кПа}$				
$t, \text{ }^\circ\text{C}$				
$i, \text{ кДж/кг}$				
$\xi, \%$				

Методика расчета

Температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя, $^\circ\text{C}$

$$t_{s2} = t_{s1} - \Delta t_s,$$

где $\Delta t_s = 5^\circ\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{\text{н}},$$

где $\Delta t_{\text{н}} = (3 \div 6)^\circ\text{С}$ – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя.

Давление кипения воды в испарителе, кПа

$$p_0 = f(t_0).$$

Давление в абсорбере, кПа

$$p_a = p_0.$$

Температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора, °С

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta t_w,$$

где $\Delta t_w = (3 \div 6)^\circ\text{С}$ – разность температур в аппарате.

Температура конденсации, °С

$$t_{\text{к}} = t_{w2} + \Delta t_{\text{к}},$$

где $\Delta t_{\text{к}} = (3 \div 6)^\circ\text{С}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора.

Давление конденсации, кПа

$$p_{\text{к}} = f(t_{\text{к}}).$$

Давление в генераторе, кПа

$$p_h = p_{\text{к}} + \Sigma \Delta p,$$

где $\Sigma \Delta p = (0,067 \div 0,133)$ кПа – гидравлические сопротивления прохождению пара между генератором и конденсатором.

Температура нагретой среды на входе в абсорбер, °С

$$t_{wh1} = t_{wh2} - \Delta t_{wh},$$

где $\Delta t_{wh} = 5^{\circ}\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из абсорбера, $^{\circ}\text{C}$

$$t_2 = t_{wh1} + \Delta t_a,$$

где $\Delta t_a = (3 \div 6)^{\circ}\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Теоретическая концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a^* = f(p_a; t_2).$$

Действительная концентрация слабого раствора,

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta \xi_a,$$

где $\Delta \xi_a = (0,5 \div 2,5) \%$ – недонасыщение раствора в абсорбере.

Температура греющей среды на выходе из генератора, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{h2} = t_{h1} - \Delta t_h,$$

где $\Delta t_h = 5^{\circ}\text{C}$ – разность температур в аппарате.

Температура раствора на выходе из генератора, $^{\circ}\text{C}$

$$t_4 = t_{h1} - \Delta t_r,$$

где $\Delta t_r > 5^{\circ}\text{C}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне генератора.

Теоретическая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r^* = f(p_h; t_4).$$

Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r,$$

где $\Delta \xi_r = (0,5 \div 2,5) \%$ – недовыпаривание раствора в генераторе пленочного типа; $\Delta \xi_r = (3,5 \div 6,5) \%$ – недовыпаривание раствора в генераторе затопленного типа;

Зона дегазации, %

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

Кратность циркуляции раствора

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

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_8 = t_2 - \Delta t_{т/о},$$

где $\Delta t_{т/о} = 5^\circ\text{С}$ – недорекуперация теплоты на теплой стороне теплообменника растворов.

Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия раствора на выходе из генератора, °С

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

Тепловой поток теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия раствора на выходе из абсорбера, °С

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг

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

Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, °С

$$t_7 = f(\xi_a; i_7).$$

Температура начала процесса кипения раствора, °С

$$t_5 = f(p_h; \xi_a).$$

Энтальпия начала процесса кипения раствора, °С

$$i_5 = f(p_h; t_5).$$

Энтальпия пара на выходе из генератора, кДж/кг

$$i_{3'} = f(p_k; t_4).$$

Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$i_3 = f(p_k).$$

Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$i_{1'} = f(p_0).$$

Тепловая нагрузка на испаритель, кДж/кг

$$q_0 = i_{1'} - i_3.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг

$$q_k = i_{3'} - i_3.$$

Тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг

$$q_h = i_{3'} + (a - 1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Тепловая нагрузка на абсорбер, кДж/кг

$$q_a = i_{1'} + (a - 1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Теплота, подведенная к АПВТ, кДж/кг

$$q_{\text{подв}} = q_h + q_0 \cdot$$

Теплота, отведенная от АПВТ, кДж/кг

$$q_{\text{отв}} = q_k + q_a \cdot$$

Коэффициент трансформации

$$\alpha = \frac{q_a}{q_h + q_0} \cdot$$

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ

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 тепловых насосах, абсорбционных холодильных машинах и термотрансформаторах.

5. Термотрансформаторы

Основные принципы преобразования теплоты различного температурного потенциала системой отдельных прямого и обратного циклов парокomp-рессорных тепловых насосов, а также системой совмещенных прямого и обратного циклов абсорбционных холодильных машин, 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 циклам.

Принцип действия и теоретический процесс работы одноступенчатого парокomp-рессорного теплового насоса. Рабочие вещества тепловых насосов и основные принципы их выбора. Методика расчета теоретических циклов парокomp-рессорных тепловых насосов.

Принцип действия, теоретический и действительный циклы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины. Принцип действия и теоретический цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. Принцип действия и теоретический цикл абсорбционных понижающего и повышающего термотрансформаторов. Отдельные определения и аспекты термодинамики растворов, характеристика рабочих растворов. Характеристика растворов холодильных машин, понижающих и повышающих термотрансформаторов и анализ их основных свойств.

Методики расчета теоретических циклов абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов.

Литература [1]: стр. 169 – 178, 211 – 224, 957 – 960, 966 – 968; [2]: 9 – 36; [8]: стр. 18 – 22, 30 – 34, 52 – 65, 115 – 121; [9]: стр. 141 – 144; [10]: стр. 48 – 50.

5.1 Методические указания

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

Обратить внимание на то, что условия выбора рабочих веществ для парокомпрессорных тепловых насосов отличаются от условий выбора рабочих веществ парокомпрессорных холодильных машин.

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

При анализе термодинамических циклов необходимо перечислить основные условия, принимаемые для теоретических циклов абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов.

Теоретический материал по выполнению расчетно-графических работ содержится в разделах 1 – 4 данного учебно-методического пособия и в литературе [1, 8]. Методики тепловых расчетов циклов парокомпрессорного теплового насоса, абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и термотрансформаторов приведены в разделах 1.2, 2.2, 3.2 и 4.2 данного учебно-методического пособия.

Исходными данными при выполнении расчетно-графических работ являются: производительность, температурный потенциал внешних источников теплоты.

Задачи, решаемые обучающимися при выполнении расчетно-графической работы: построение цикла в диаграмме, определение термодинамических параметров точек цикла, выполнение теплового расчета термодинамического цикла ПКТН / АБХМ / АБТТ.

Задание на расчетно-графическую работу: определить энергетическую эффективность цикла, тепловые потоки через основные аппараты, массовый расход рабочего вещества.

5.3 Вопросы для самопроверки

1. Дайте классификацию парокompрессорных, тепловых насосов, абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов.

2. Какие виды источников энергии могут быть использованы при осуществлении прямых и обратных циклов парокompрессорных и абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов?

3. Перечислите основные принципы совмещения прямого и обратного термодинамических циклов в абсорбционных холодильных машинах и термотрансформаторах.

4. Перечислите основные преимущества и недостатки парокompрессорных тепловых насосов, абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов и области их применения.

5. При каких температурах внешних источников теплоты обычно осуществляются циклы парокompрессорных тепловых насосов, абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов?

6. С помощью каких критериев осуществляется оценка термодинамической эффективности действительных циклов тепловых насосов и термотрансформаторов?

7. Как влияет изменение температур внешних источников теплоты на термодинамическую эффективность парокompрессорных тепловых насосов?

8. Перечислите основные требования, предъявляемые к рабочим веществам парокompрессорных тепловых насосов.

9. Какими показателями оценивается энергетическая эффективность парокompрессорных тепловых насосов.

10. Каким энергетическим показателем оценивается эффективность одновременного получения холода и теплоты в парокompрессорных тепловых насосах?

11. В чем состоит принципиальное отличие термодинамических циклов повышающего и понижающего термотрансформаторов?

12. Как влияет на энергетическую эффективность термотрансформаторов изменение температур внешних источников теплоты?

6. Проектирование аппаратов термотрансформаторов

Схемы и конструкции современных типов парокомпрессорных тепловых насосов. Конструкции парокомпрессорных тепловых насосов тип «вода-вода». Конструкции парокомпрессорных тепловых насосов тип «воздух-вода». Конструкции парокомпрессорных тепловых насосов тип «вода-воздух». Конструкции парокомпрессорных тепловых насосов тип «воздух-воздух».

Схемы и конструкции абсорбционных холодильных машин, понижающих и повышающих термотрансформаторов нового поколения. Конструкции абсорбционных холодильных машин с пластинчатыми аппаратами. Конструкции абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов с паровым обогревом генератора и одноступенчатой схемой генерации пара. Конструкции абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов с паровым обогревом генератора и двухступенчатой схемой генерации пара. Конструкции абсорбционных машин для охлаждения и нагревания воды с топкой на газовом или жидком топливе с двухступенчатой схемой генерации пара. Конструкции абсорбционных термотрансформаторов с топкой на топкой на газовом или жидком топливе с двухступенчатой схемой генерации пара.

Схемы и конструкции современных типов парокомпрессорных тепловых насосов и абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов нового поколения.

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

Литература [1]: стр. 194 – 208; 870 – 879; [8]: стр. 196 – 200, 214 – 266; [10]: стр. 56 – 64 70 – 73.

6.1 Методические указания

Методики тепловых и конструктивных расчетов теплообменных аппаратов парокомпрессорного теплового насоса, абсорбционной

бромистолитиевой холодильной машины и термотрансформаторов содержатся в учебно-методическом пособии [11] и в литературе [1, 8].

Исходными данными при выполнении расчетно-графических работ являются: тепловой поток, температура веществ, участвующих в процессе теплообмена (раствора, рабочего вещества, внешнего источника теплоты). Кроме того, необходим еще ряд параметров, таких как геометрические размеры элементов теплопередающей поверхности, теплофизические свойства веществ.

Задачи, решаемые обучающимися при выполнении расчетно-графической работы: тепловой и конструктивный расчет теплообменных аппаратов ПКТН / АБХМ / АБТТ.

Задание на расчетно-графическую работу: определить площадь теплообменной поверхности, число теплообменных труб, рабочую длину и число ходов аппарата.

6.2 Вопросы для самопроверки

1. Почему в повышающем абсорбционном бромистолитиевом термотрансформаторе генератор выполняют оросительным, а в понижающем – затопленным?

2. Перечислите основные факторы, влияющие на материалоемкость и сроки службы абсорбционных бромистолитиевых термотрансформаторов.

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

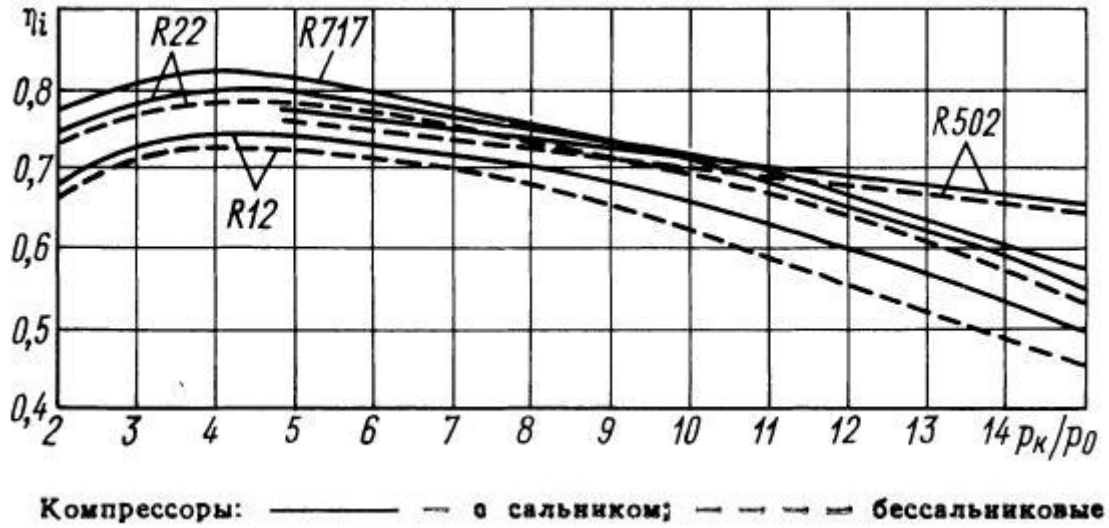
4. Какие конструкции генераторов и абсорберов применяются в АБХМ.

5. Почему в АБХМ применяется ректификация водоаммиачного пара перед поступлением его в конденсатор?

6. Назовите различия между аппаратами АБХМ и АВХМ.

ПРИЛОЖЕНИЯ

**Энергетические коэффициенты поршневого компрессора
средней производительности [12]**



**Коэффициент подачи для поршневых компрессоров
средней производительности [12, 13]**

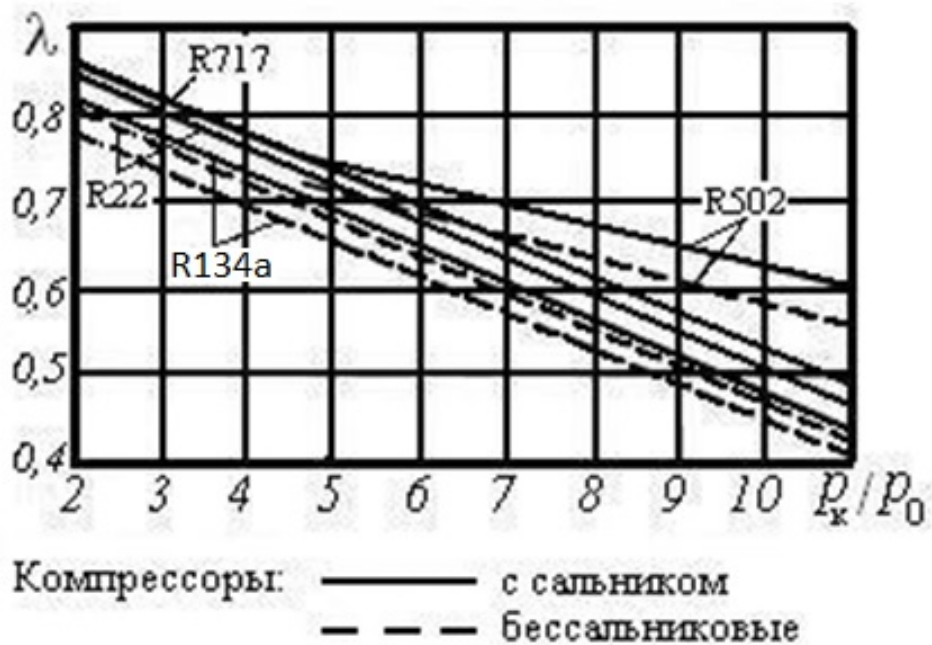
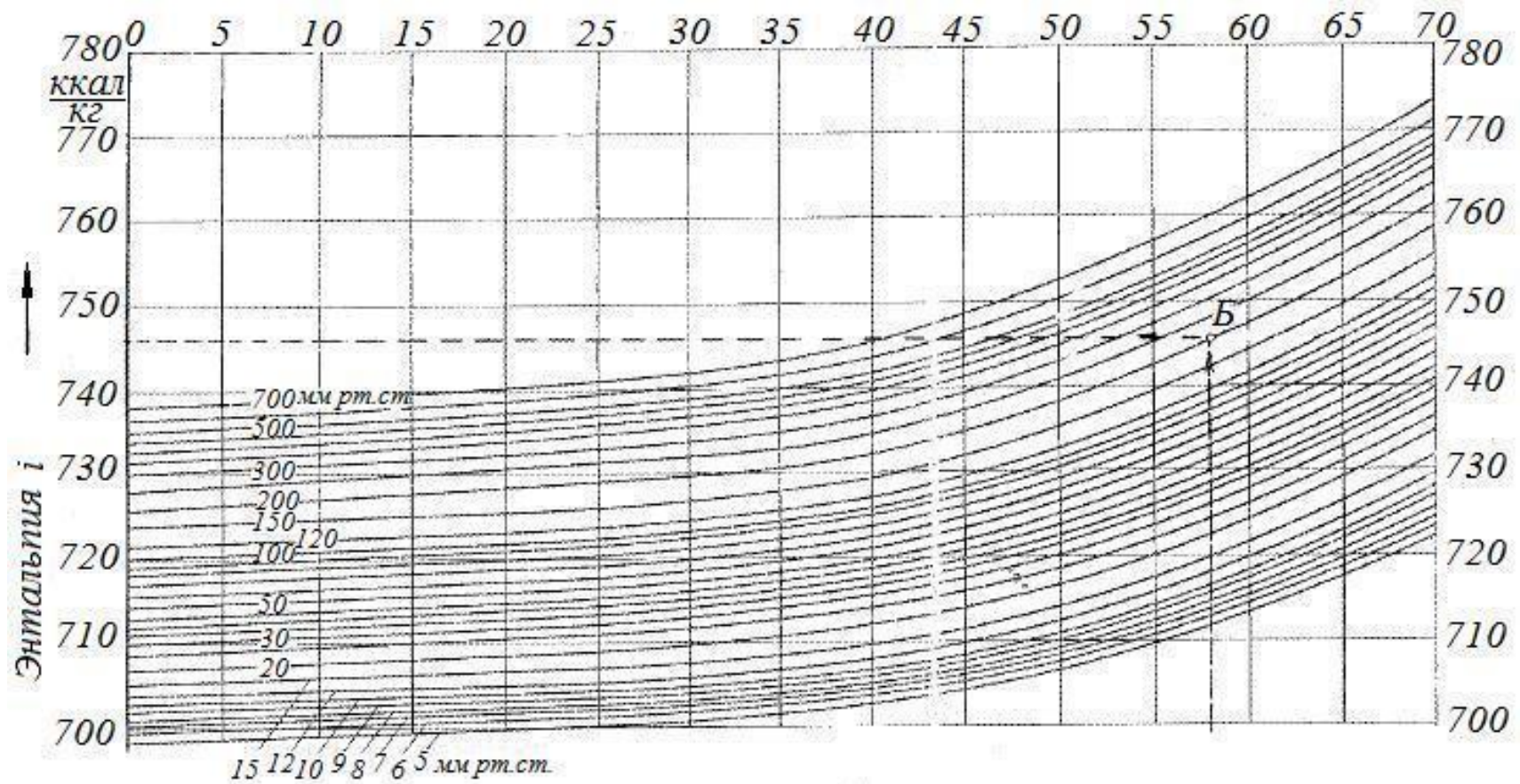


Диаграмма водного раствора бромистого лития в координатах $\xi - i$



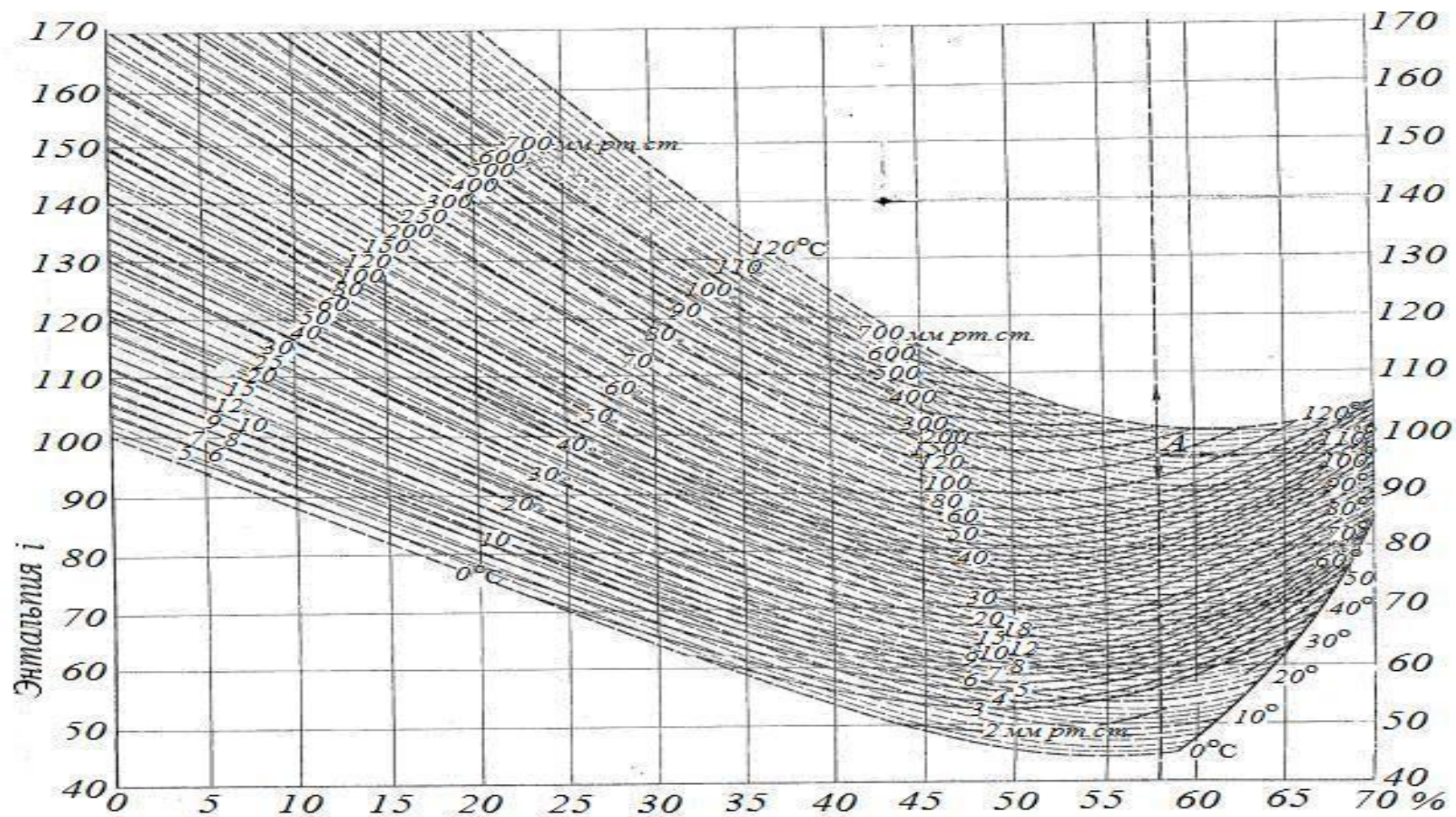


Диаграмма хладагента R22 в координатах $i - \lg P$ [14]

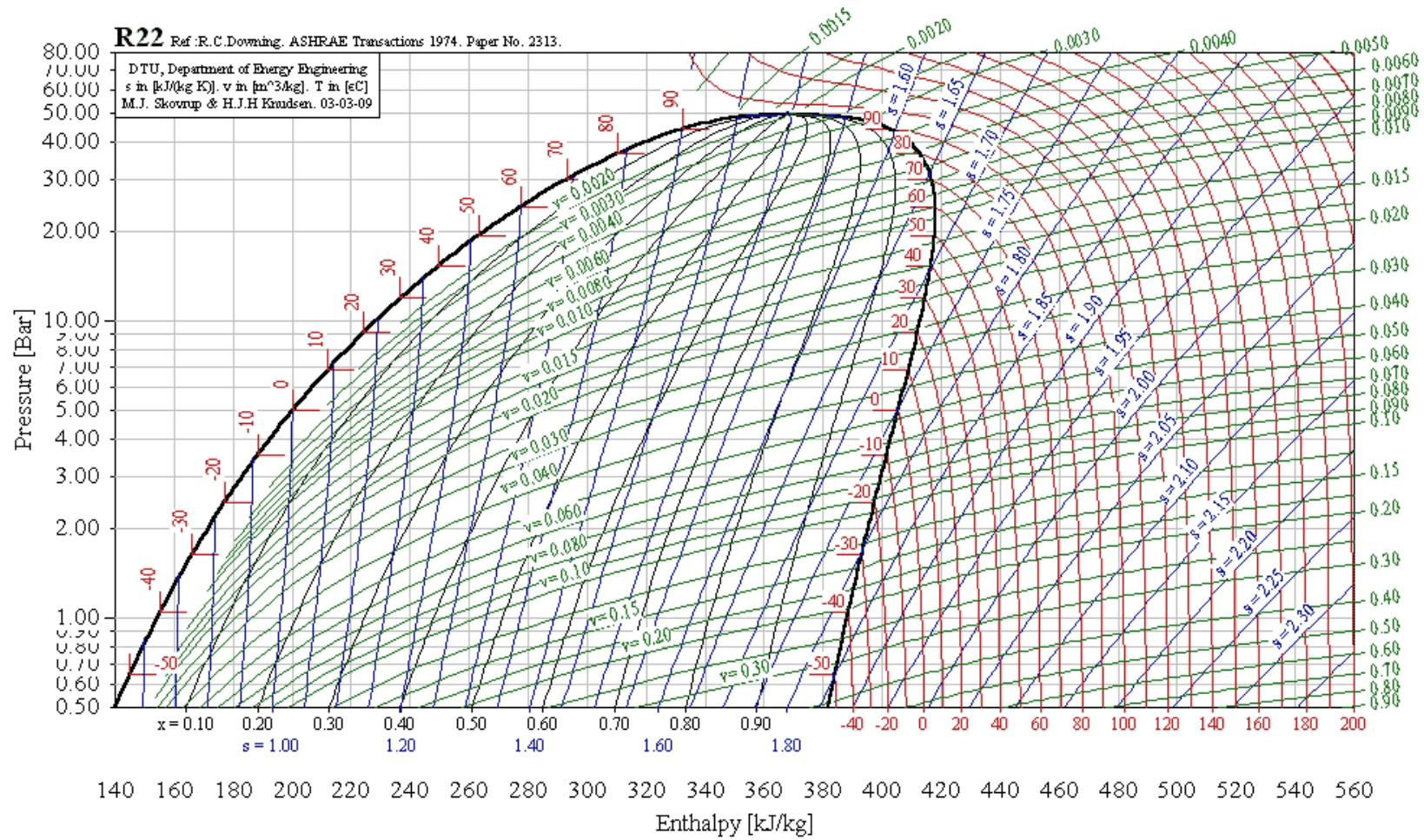


Диаграмма хладагента R134a в координатах $i - \lg P$ [14]

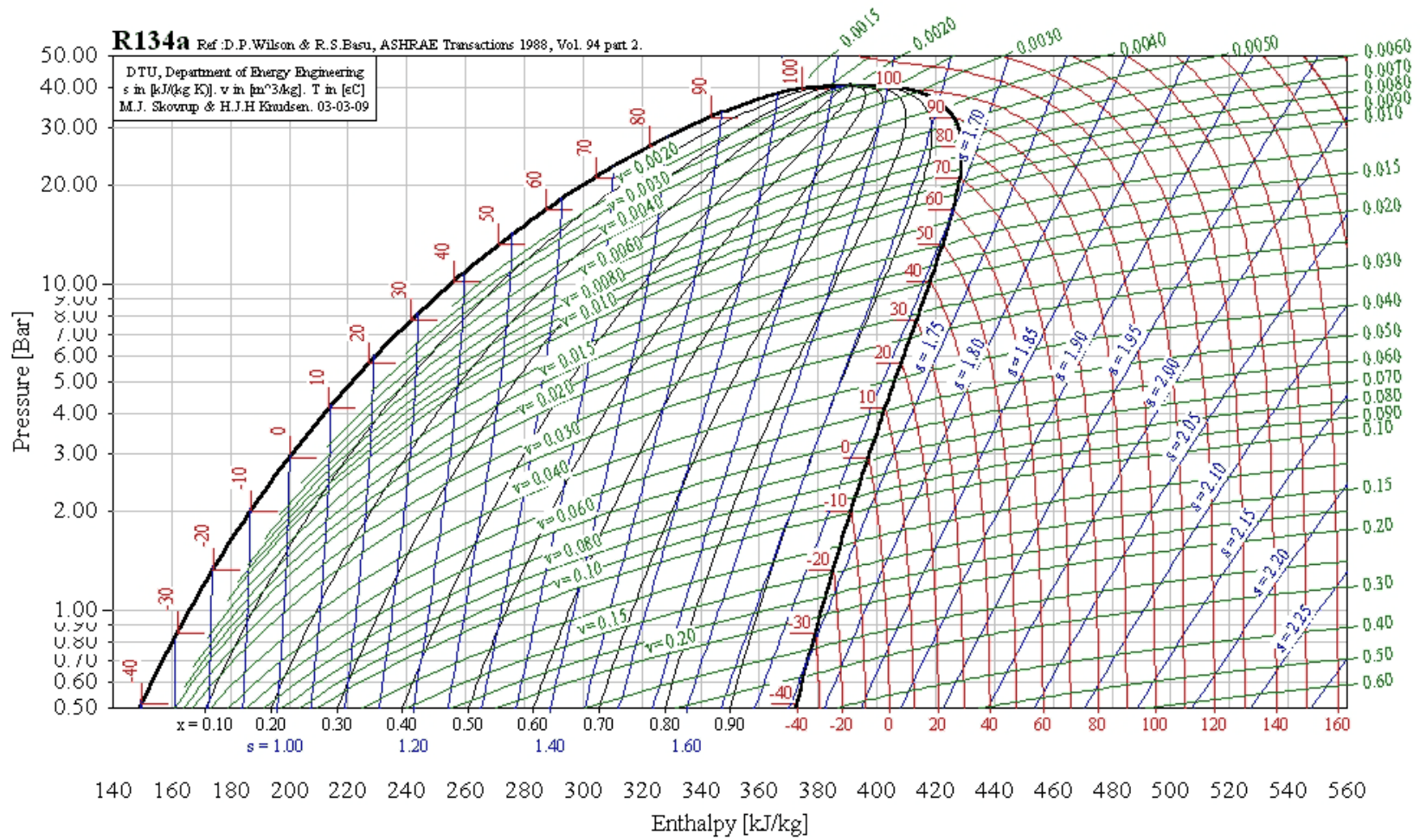


Диаграмма хладагента R410A в координатах $i - \lg P$ [14]

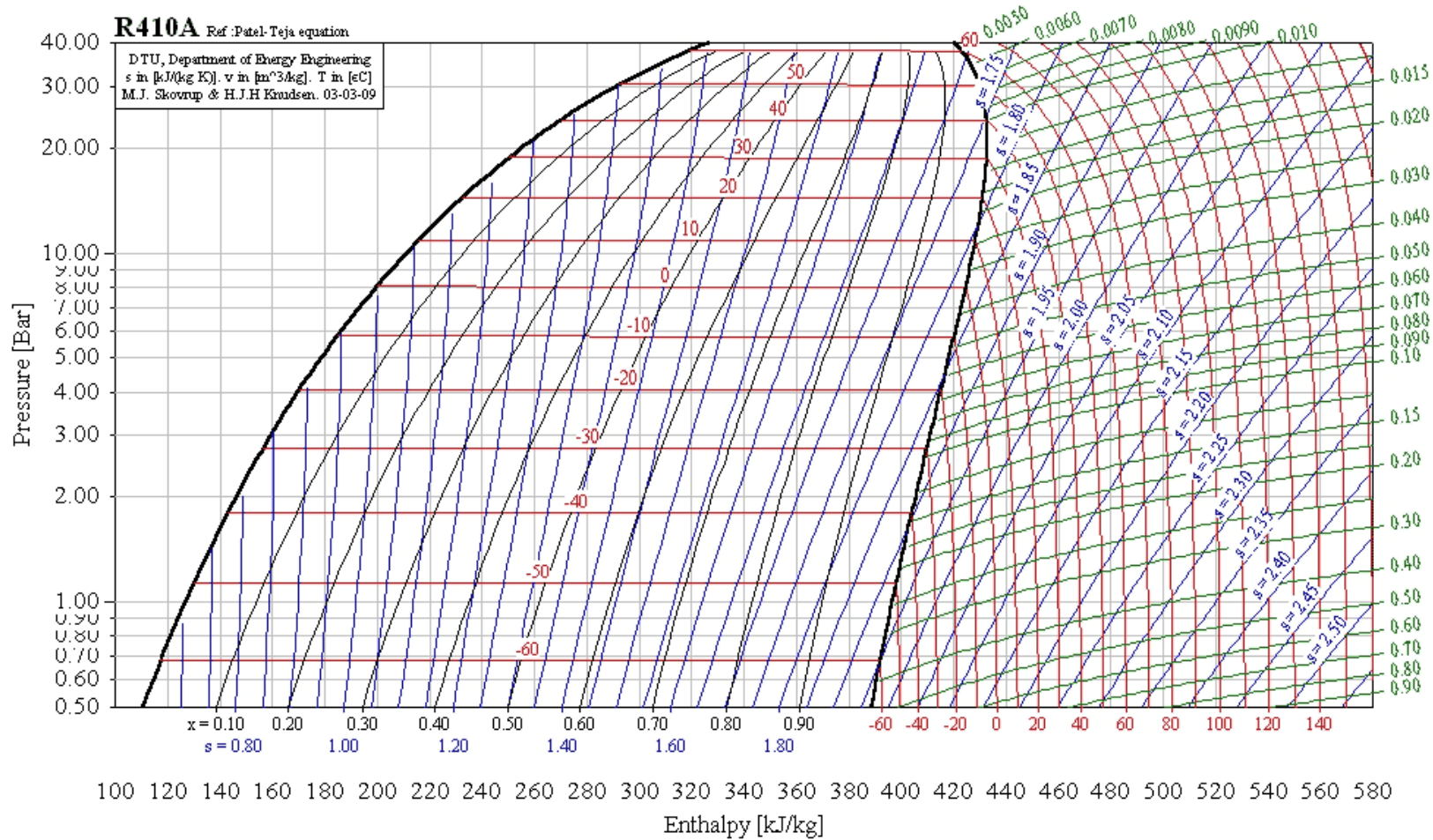
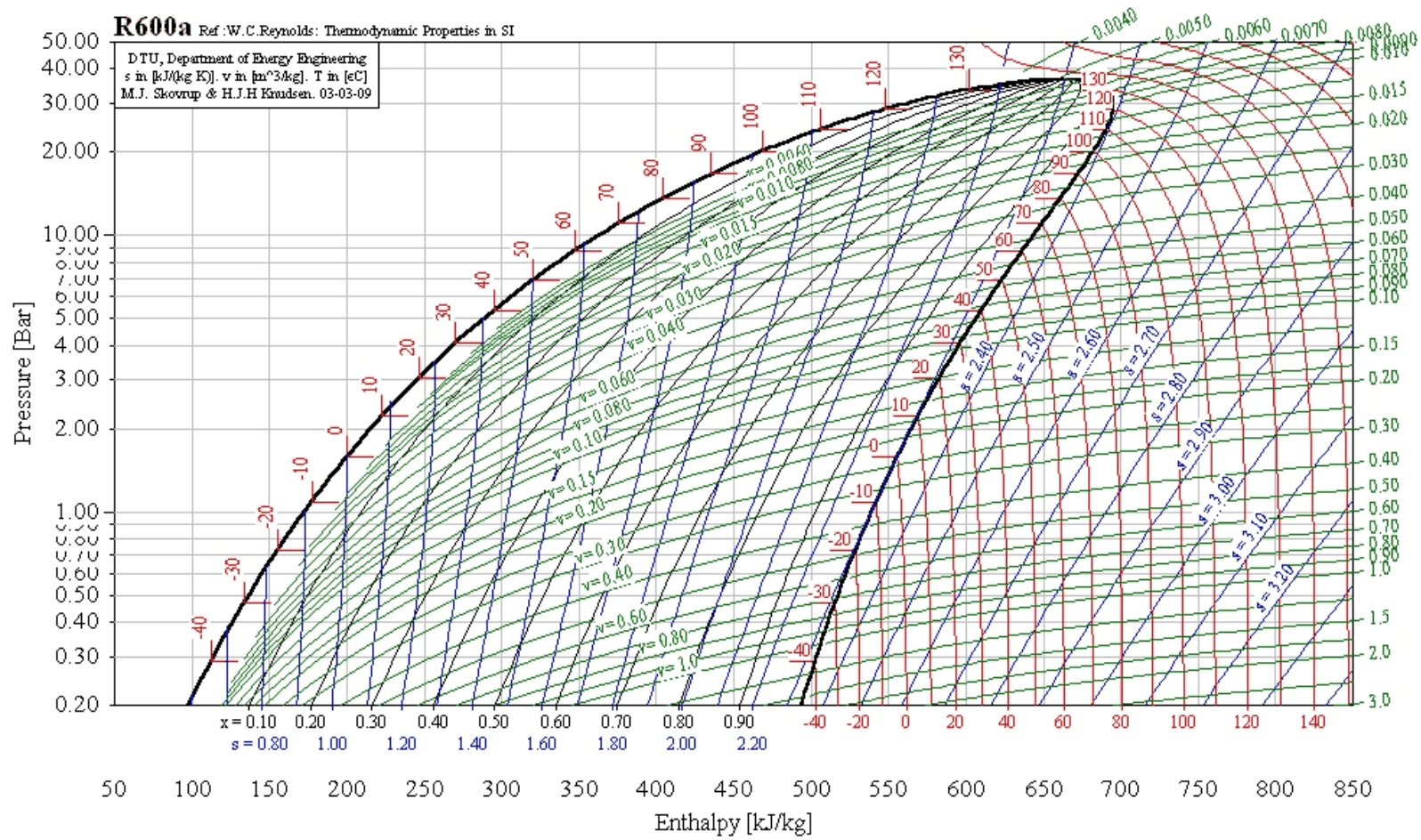


Диаграмма хладагента R600a в координатах $i - \lg P$ [14]



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
2. Дзино А.А., Малинина О.С. Машины и системы низкопотенциальной энергетики: Учебно-методическое пособие. - Санкт-Петербург: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2016. - 66 с.
3. Малинина О.С., Малышев А.А. Низкотемпературные системы. Введение и инновационные направления развития: Учебно-методическое пособие. - Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2020. - 56 с.
4. O.S. Malinina, A.V. Baranenko Efficiency comparison of thermodynamic cycles of lithium bromide-water absorption refrigeration machines // AIP Conference Proceedings. 2020. № 2285. P. 030005.
5. O.S. Malinina, A.V. Baranenko, Mushtaq A. Al-Furaiji, E.E. Lydova, K.A. Komarov Thermodynamic cycle of Lithium bromide absorption chiller with two-stage absorption and three-stage generation with associated mass flow // AIP Conference Proceedings. 2021. № 2412. P. 030012.
6. О.С. Малинина, А.В. Бараненко, А.К. Клунник, А. Аль-Фураиджи Муштак, К.А. Комаров Эффективность комбинированного цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией (Тип 2) // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 12-й Междунар. науч.-техн. конф. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2022. – С. 67 – 68.
7. Дзино А.А., Малинина О.С. Методики расчетов термодинамических циклов парокомпрессорных тепловых насосов и абсорбционных термотрансформаторов: Учебно-методическое пособие. - Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2018. - 51 с.
8. Абсорбционные преобразователи теплоты / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов: Монография. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. – 338 с.
9. Дзино А.А., Малинина О.С. Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода // VII Междунар. науч.-техн. конф. «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» Ч. I: Материалы конференции. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – С. 141 – 144.

10. В.Г. Горшков Тепловые насосы. Аналитический обзор // Справочник промышленного оборудования. 2004. №2. С. 47 – 80.
11. Дзино А.А., Малинина О.С. Проектирование термотрансформаторов: Учебно-методическое пособие - Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2017. - 42 с.
12. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е.М. Бамбушек, Е.Д. Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А. Сакуна – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.: ил.
13. Мизин В.М., Татаренко Ю.В. Подбор и расчет основных элементов одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины - Санкт-Петербург: СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. - 64 с.
14. CoolPack, A Collection of Simulation Tools for Refrigeration – Version 1.46 / M.J. Skovrup, A. Jacobsen, B.D. Rasmussen, S.E. Andersen // Technical Univ. of Denmark, Dept. of Mechanical Engineering, Lyngby, Denmark, 2000.

Малинина Ольга Сергеевна

**Парокомпрессорные тепловые
насосы
и абсорбционные термотрансформаторы**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверский пр., 49