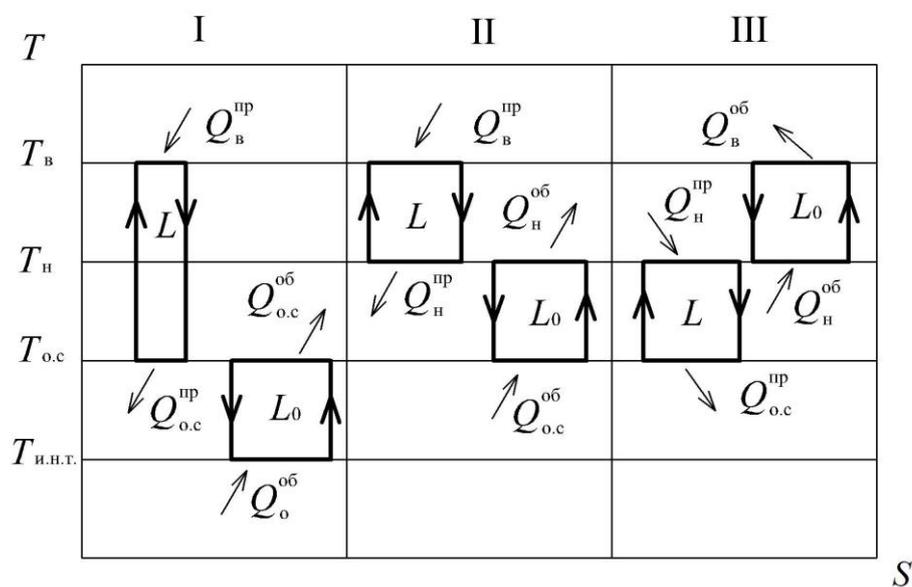


А.А. Дзино, О.С. Малинина

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург

2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.А. Дзино, О.С. Малинина
ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО
по направлению подготовки 16.04.03
в качестве учебно-методического пособия для реализации основных профес-
сиональных образовательных программ высшего образования магистратуры

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2017

УДК 621.575

Дзино А.А., Малинина О.С. Проектирование термотрансформаторов: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2017. – 42 с.

Рецензент: Зимков Артур Анатольевич, к.т.н., ведущий инженер проектного отдела ООО «ОК»

Приводится теоретический материал, методические указания к выполнению расчетно-графической работы по дисциплинам «Проектирование аппаратов теплоиспользующих холодильных машин», «Проектирование аппаратов тепловых насосов» для студентов направления 16.04.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» очной формы обучения.



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, 2017

© Дзино А.А., Малинина О.С., 2017

ВВЕДЕНИЕ

Цель расчетно-графической работы состоит в закреплении основ теории расчетов и конструирования абсорбционных термотрансформаторов (АТТ).

При выполнении расчетно-графической работы изучаются и используются результаты научно-технических исследований по схемным решениям, методикам расчета термодинамических циклов, тепломассопереносу в основных аппаратах АТТ.

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

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

Путем теплового расчета основных аппаратов определяется площадь их теплообменной поверхности.

При конструктивном расчете определяют число теплообменных труб, рабочую длину и число ходов аппаратов.

Гидромеханический расчет завершается определением гидравлического сопротивления протеканию жидкости в трубах аппаратов.

Графическая часть работы состоит из подробной эскизной проработки конструкции одного из аппаратов, блока аппаратов (в зависимости от принятой компоновки АТТ).

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

Тепловая машина, работающая для получения тепла и / или холода, может работать на основе системы, состоящей из прямого и обратного циклов. Такая тепловая машина трансформирует теплоту с одного температурного уровня на другой. При анализе эффективности такой системы приравниваются работы прямого и обратного циклов.

Система для трансформации теплоты может работать в режиме получения холода (холодильная машина), в режиме понижения температуры (понижающий термотрансформатор) и в режиме повышения температуры (повышающий термотрансформатор) [1].

Для анализа энергетической эффективности используются обратимые циклы Карно. На рис. 1 выделены три группы систем.

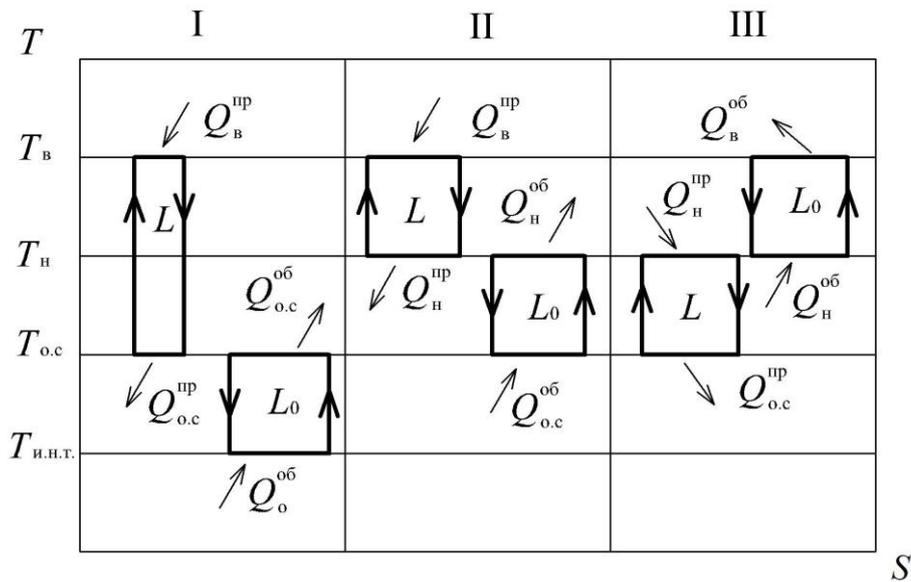


Рис. 1. Системы прямых и обратных термодинамических циклов: I – холодильная машина, II – понижающий термотрансформатор, III – повышающий термотрансформатор

Система I предназначена для получения холода. К обратному циклу подводится теплота $Q_0^{об}$ на температурном уровне $T_{и.н.т.}$. Для осуществления цикла затрачивается работа L_0 . Временная характеристика работы здесь и далее не рассматривается. Теплота, отведенная от обратного цикла, на изотерме окружающей среды $T_{o.c}$ составляет $Q_{o.c}^{об}$. Для осуществления этого цикла потребуется работа L в прямом

цикле, который работает между изотермой T_v (температура высокопотенциальной теплоты) и $T_{o.c}$. К прямому циклу подводится высокопотенциальная теплота $Q_B^{пр}$ и отводится теплота на изотерме $T_{o.c}$ в окружающую среду $Q_{o.c}^{пр}$. Таким образом, получаем систему, состоящую из компрессорной холодильной машины и теплового двигателя, работающего в режиме конденсационной электростанции (КЭС).

Энергетическая эффективность компрессорной холодильной машины (КХМ) оценивается холодильным коэффициентом:

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

Энергетическая эффективность теплового двигателя оценивается термическим КПД прямого цикла:

$$\eta = \frac{L}{Q_B^{пр}}.$$

Энергетическая эффективность системы КЭС + КХМ оценивается тепловым коэффициентом:

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

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.

На практике системе, состоящей из КЭС + КХМ, альтернативой являются теплоиспользующие холодильные машины, в которых для привода используется высокотемпературная теплота. Это, в основном, парожетторные машины и абсорбционные машины. Традиционные схемы и циклы описаны в многочисленных учебниках и монографиях. К перспективным схемам и циклам можно отнести следующие устройства: абсорбционная холодильная машина с детандером и компрессором [2], абсорбционные холодильные машины с отдельными процессами тепломассопереноса [3].

Система II предназначена для транспортировки высокотемпературной теплоты на более низкую изотерму, необходимую для конкретной технологии, например, для теплоснабжения и горячего водоснабжения. В эту систему входит компрессорный тепловой насос (КТН), работающий в интервале температуры $T_{o.c}$ и температуры низ-

копотенциальной теплоты T_n . Необходимая работа для осуществления этого цикла получается в тепловом двигателе, работающем в режиме теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). В этом цикле вырабатывается необходимая работа L и теплота $Q_H^{пр}$ на изотерме T_n . Выбор такого цикла теплового двигателя обусловлен тем, что процессы расширения и сжатия рабочего вещества в действительных машинах должны осуществляться при более щадящих условиях. Итак, энергетическая эффективность полученной 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» ($\lambda\acute{\iota}\gamma\omicron\sigma\tau\epsilon\upsilon\omega$).

Таким образом, эффективность системы будет определена выражением

$$\lambda = \frac{Q_H^{пр} + Q_H^{об}}{Q_B^{пр}},$$

с учетом, 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 $+\infty$.

Данная система может служить аналогом абсорбционного понижающего термотрансформатора (ПНТ).

Система III предназначена для транспортировки низкопотенциальной (бросовой) теплоты на более высокую изотерму T_B , необходимую опять же для конкретной технологии. В эту систему входят компрессорный тепловой насос, работающий в интервале температур T_n и T_B , и тепловой двигатель, работающий в интервале температур T_n и $T_{o.c.}$. Тепловой двигатель в этой системе работает в режиме КЭС.

Энергетическая эффективность данной системы оценивается коэффициентом трансформации повышающего термотрансформатора α (альфа). Принятая в обозначении буква греческого алфавита является первой буквой слова «увеличивать» ($\alpha\upsilon\epsilon\lambda\upsilon\omega$).

Таким образом, эффективность системы будет определяться выражением

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

Итак,

$$Q_{\text{В}}^{\text{об}} = \mu L_0;$$

$$Q_{\text{Н}}^{\text{пр}} = L/\eta;$$

$$Q_{\text{Н}}^{\text{об}} = Q_{\text{В}}^{\text{об}} - L_0 = \mu L_0 - L_0 = L_0(\mu - 1).$$

Таким образом,

$$\alpha = \frac{\mu L_0}{L/\eta + L_0(\mu - 1)}$$

или

$$\alpha = \frac{\mu\eta}{1 - \eta + \mu\eta}.$$

Зная, в каких пределах изменяются величины, входящие в это выражение, можно утверждать, что коэффициент трансформации повышающего термотрансформатора меньше 1.

Аналогом системы III может быть абсорбционный повышающий термотрансформатор (ПВТ).

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

1. Тепловой расчет циклов абсорбционных холодильных машин термотрансформаторов

Целью расчета является определение энергетической эффективности АТТ, тепловых потоков через основные аппараты, массовых потоков раствора и рабочего вещества.

Для осуществления теплового расчета АТТ необходимо располагать исходной информацией:

1. Назначение АТТ и его производительность (получение холода и теплоты).
2. Температурный потенциал внешних источников теплоты.
3. Рабочий раствор (водный раствор бромида лития).
4. Конструктивное выполнение основных аппаратов АТТ.

На основе вышеуказанного выбирается тип АТТ: холодильная машина, понижающий или повышающий термотрансформатор.

1.1. Исходные данные

Для холодильной машины

Холодопроизводительность	Q_0 , кВт
Температура греющего источника	t_{h1} , °C
Температура охлаждающего источника	t_{w1} , °C
Температура охлаждаемой воды	t_{s1} , °C

Для понижающего термотрансформатора

Теплопроизводительность	$Q_a + Q_k$, кВт
Температура греющего источника	t_{h1} , °C
Температура охлаждаемого источника	t_{s1} , °C
Температура нагретого источника	t_{wk1} , °C

Для повышающего термотрансформатора

Теплопроизводительность	Q_a , кВт
Температура греющего источника	$t_{h1} = t_{s1}$, °C
Температура охлаждающего источника	t_{wk1} , °C

По значениям температуры внешних источников теплоты определяются высшая температура раствора в конце процесса кипения в генераторе; низшая температура раствора в конце процесса аб-

сорбции в абсорбере; температура конденсации пара рабочего вещества в конденсаторе, кипения рабочего вещества в испарителе.

На основании принятых значений необратимых потерь действительных процессов находится положение узловых точек цикла АТТ в $\xi - i$ - диаграмме для соответствующей фазы.

Основные соотношения для расчета одноступенчатых АТТ приведены в литературе [4, 5, 6].

Энергетической эффективностью трансформации теплоты является:

для холодильной машины – тепловой коэффициент

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

где q_0 – удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг

q_h – удельный массовый тепловой поток генератора, кДж/кг;

для понижающего термотрансформатора – коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{(q_a + q_k)}{q_h},$$

где q_k – удельный массовый тепловой поток конденсатора кДж/кг,

q_a – удельный массовый тепловой поток абсорбера, кДж/кг;

для повышающего термотрансформатора – коэффициент трансформации

$$\alpha = \frac{q_a}{(q_h + q_0)}.$$

Массовый поток рабочего вещества, кг/с

для холодильной машины:

$$D = \frac{Q_0}{q_0},$$

для понижающего термотрансформатора:

$$D = \frac{(Q_a + Q_k)}{(q_a + q_k)},$$

где Q_0 , Q_k , Q_a – полные тепловые потоки испарителя, конденсатора, абсорбера, соответственно.

для повышающего термотрансформатора:

$$D = \frac{Q_a}{q_a}$$

По рассчитанным удельным массовым потокам раствора и массовому потоку рабочего вещества определяются:

Массовый поток крепкого раствора, кг/с

$$G_r = (a - 1) \cdot D,$$

где a – кратность циркуляции раствора.

Массовый поток слабого раствора, кг/с

$$G_a = a \cdot D,$$

а также массовые потоки смешанного раствора через абсорбер и генератор (если необходима рециркуляция раствора через аппараты).

По рассчитанным удельным тепловым потокам и массовому потоку рабочего вещества вычисляются тепловые потоки через основные аппараты АТТ:

$$Q_i = D \cdot q_i,$$

где i – обозначение аппарата абсорбционной холодильной машины или термотрансформатора.

2. Тепловой расчет основных аппаратов

В результате теплового расчета аппаратов определяется коэффициент теплопередачи или плотность теплового тока [4].

Основными исходными данными для расчета 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, скорость и степень изменения температуры внешнего источника теплоты (если это жидкость) и др.

По принципу действия и конструкции наиболее широко распространены следующие типы аппаратов [4]. Для бромистолитиевых АТТ:

- генераторы – горизонтальный трубный затопленного типа, горизонтальный трубный пленочный;
- абсорбер – горизонтальный трубный пленочный;
- конденсатор – горизонтальный трубный;
- испаритель – горизонтальный трубный пленочный;
- теплообменник растворов – горизонтальный трубный.

2.1. Исходные данные

Расчет горизонтального трубного пленочного испарителя

Полный тепловой поток испарителя	Q_0 , кВт
Температура воды на входе в испаритель	t_{s1} , °C
Температура воды на выходе из испарителя	t_{s2} , °C
Температура кипения	t_0 , °C
Наружный диаметр трубы	d_n , м
Внутренний диаметр трубы	$d_{вн}$, м
Длина одной трубы	l , м

Расчет горизонтального трубного пленочного абсорбера

Полный тепловой поток абсорбера	Q_a , кВт
Температура воды на входе в абсорбер	t_{wa1} , °C
Температура воды на выходе из абсорбера	t_{wa2} , °C
Низшая температура абсорбции	t_2 , °C
Высшая температура абсорбции	t_{10} , °C

Наружный диаметр трубы	$d_n, \text{ м}$
Внутренний диаметр трубы	$d_{вн}, \text{ м}$
Длина одной трубы	$l, \text{ м}$

Расчет горизонтального трубного конденсатора

Полный тепловой поток конденсатора	$Q_k, \text{ кВт}$
Температура воды на входе в конденсатор	$t_{wk1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура воды на выходе из конденсатора	$t_{wk2}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура конденсации	$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$
Наружный диаметр трубы	$d_n, \text{ м}$
Внутренний диаметр трубы	$d_{вн}, \text{ м}$
Длина одной трубы	$l, \text{ м}$

Расчет горизонтального трубного затопленного генератора

Полный тепловой поток генератора	$Q_h, \text{ кВт}$
Температура воды на входе в генератор	$t_{h1}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура воды на выходе из генератора	$t_{h2}, \text{ }^\circ\text{C}$
Температура раствора в начале процесса кипения	$t_5, \text{ }^\circ\text{C}$
Высшая температура кипения раствора в генераторе	$t_4, \text{ }^\circ\text{C}$
Наружный диаметр трубы	$d_n, \text{ м}$
Внутренний диаметр трубы	$d_{вн}, \text{ м}$
Длина одной трубы	$l, \text{ м}$

2.2. Средний логарифмический температурный напор в аппаратах

Средний логарифмический температурный напор в испарителе, $^\circ\text{C}$

$$\Theta_{и} = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0}}$$

Средний логарифмический температурный напор в абсорбере, $^\circ\text{C}$

$$\Theta_{а} = \frac{(t_{10} - t_{wa2}) - (t_2 - t_{wa1})}{\ln \frac{t_{10} - t_{wa2}}{t_2 - t_{wa1}}}$$

Средний логарифмический температурный напор в конденсаторе, °С

$$\Theta_{\text{к}} = \frac{t_{\text{вк2}} - t_{\text{вк1}}}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{вк1}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{вк2}}}}$$

Средний логарифмический температурный напор в генераторе, °С

$$\Theta_{\text{г}} = \frac{(t_{\text{г1}} - t_4) - (t_{\text{г2}} - t_5)}{\ln \frac{t_{\text{г1}} - t_4}{t_{\text{г2}} - t_5}}$$

Средний логарифмический температурный напор в теплообменнике растворов, °С

для холодильной машины и понижающего термотрансформатора:

$$\Theta_{\text{т/о}} = \frac{(t_4 - t_7) - (t_8 - t_2)}{\ln \frac{t_4 - t_7}{t_8 - t_2}}$$

для повышающего термотрансформатора:

$$\Theta_{\text{т/о}} = \frac{(t_7 - t_4) - (t_2 - t_8)}{\ln \frac{t_7 - t_4}{t_2 - t_8}}$$

2.3. Коэффициент теплоотдачи со стороны внешних источников теплоты

При выборе расчетных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи со стороны внешних источников теплоты следует учитывать фазовое состояние источника и происходящий с ним физический процесс: охлаждение дымовых газов, с конденсацией из них водяных паров в горизонтальных трубах, конденсацию водяного пара внутри труб (генераторы) и на наружной поверхности труб (конденсаторы), охлаждение теплоносителя (испарители) или нагрев воды внутри труб (абсорберы, конденсаторы). Расчетные зависимости для указанных процессов приведены в литературе [4, 6].

Рассмотрим методику расчета для определения коэффициента теплоотдачи со стороны воды, протекающей внутри труб (для горизонтальных кожухотрубных аппаратов).

Теплофизические параметры воды на линии насыщения при средней температуре в аппарате [7] (приложение 1):

плотность	ρ_w ;
кинематическая вязкость	$\nu_w, \text{м}^2/\text{с}$;
коэффициент теплопроводности	$\lambda_w, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
число Прандтля	Pr_w ;
удельная изобарная теплоемкость	$c_{pw}, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$

Массовый расход воды через аппарат, кг/с

$$G_w = \frac{Q_i}{c_p \cdot \Delta t_w},$$

где i – обозначение аппарата абсорбционной холодильной машины или термотрансформатора.

Объемный расход воды, м³/с

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w}.$$

Площадь сечения труб в одном ходе, м²

$$S_1 = \frac{V_w}{w},$$

где w – принятая скорость воды в аппарате, м/с

Число труб в одном ходе

$$n_1 = \frac{S_1}{S_{\text{тр}}},$$

где $S_{\text{тр}}$ – площадь трубы, м²

$$S_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_w = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_w}.$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot \text{Re}_w^{0,8} \cdot \text{Pr}_w^{0,43}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu}_w \cdot \lambda_w}{d_{\text{вн}}}.$$

2.4. Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора при абсорбции

Рассмотрим методику расчета для определения коэффициента теплоотдачи при пленочной абсорбции раствором бромида лития на наружной поверхности горизонтальных гладких труб [4].

Теплофизические параметры водного раствора бромистого лития при средней температуре процесса абсорбции и средней концентрации [7] (приложение 3 – 7):

плотность	ρ_p , кг/м ³ ;
кинематический коэффициент вязкости	ν_p , м ² /с;
динамический коэффициент вязкости	μ_p , Па·с;
коэффициент теплопроводности	λ_p , Вт/(м·К);
удельная изобарная теплоемкость	c_{pp} , кДж/(кг·К)

Длина пленки раствора

$$L = \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}}{2}$$

Толщина пленки раствора

$$\delta = \left(\frac{3 \cdot \nu_p \cdot \Gamma}{2 \cdot g \cdot \rho_p} \right)^{\frac{1}{3}},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; Γ – плотность орошения с учетом одностороннего омывания трубы, $\Gamma = (0,04 \div 0,055)$ кг/(м·с).

Число Прандтля

$$\text{Pr}_p = \frac{\nu_p}{a_p},$$

где a – коэффициент температуропроводности, м²/с

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_p = \frac{\Gamma}{\mu_p}.$$

Число Пекле

$$\text{Pe}_p = \text{Re}_p \cdot \text{Pr}_p.$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu}_p = 1,03 \cdot \left(\text{Pe}_p \cdot \frac{\delta}{L} \right)^{0,46}$$

Коэффициент теплоотдачи при пленочной абсорбции раствором бромида лития на наружной поверхности горизонтальных гладких труб

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu}_p \cdot \lambda}{\delta}.$$

2.5. Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора при кипении

Коэффициент теплоотдачи при кипении бромистолитиевого раствора в большом объеме:

При кипении чистой жидкости и растворов в [8] предложена функциональная зависимость при известном коэффициенте теплоотдачи растворителя α_B :

$$\tilde{\alpha} = \frac{\alpha_p}{\alpha_B} = f(\tilde{\lambda}, \tilde{\rho}, \tilde{c}_p, \tilde{\mu}, \tilde{r}, \dots),$$

где α_p – коэффициент теплоотдачи при кипении раствора; $\tilde{\lambda} = \frac{\lambda_p}{\lambda_B}$ – от-

носительная теплопроводность; $\tilde{\rho} = \frac{\rho_p}{\rho_B}$ – относительная плотность;

$\tilde{c}_p = \frac{c_{pp}}{c_{pB}}$ – относительная теплоемкость; $\tilde{\mu} = \frac{\mu_p}{\mu_B}$ – относительная дина-

мическая вязкость; $\tilde{r} = \frac{r_p}{r_B}$ – относительная теплота парообразования; p, B – индексы, соответствующие раствору и воде.

Коэффициент теплоотдачи при кипении чистых жидкостей:

$$\alpha_{\text{в}} = C \cdot \lambda^{1/3} \cdot g^{-1/6} \left(\frac{\rho' - \rho''}{\sigma} \right)^{1/2} \left(\frac{c_p \cdot p \cdot q}{r \cdot \rho} \right)^{2/3}$$

где C – постоянный коэффициент; λ – теплопроводность; g – ускорение свободного падения; ρ', ρ'' – плотность соответственно жидкости и пара; σ – поверхностное натяжение; c_p – теплоемкость; $r = h'' - h'$ – теплота парообразования (h', h'' – энтальпия раствора и пара соответственно), тогда:

$$\tilde{\alpha} = \tilde{c}_p^{2/3} \cdot \tilde{\lambda}^{1/3} \cdot \tilde{r}^{-2/3} \cdot \tilde{\sigma}^{-1/2} \cdot \tilde{\rho}^{1/2}.$$

2.6. Коэффициент теплоотдачи при кипении рабочего вещества

Теплофизические параметры воды на линии насыщения определяются при температуре кипения [7] (приложение 1):

плотность	$\rho_{\text{т}}, \text{кг/м}^3$;
кинематический коэффициент вязкости	$\nu_{\text{т}}, \text{м}^2/\text{с}$;
динамический коэффициент вязкости	$\mu_{\text{т}}, \text{Па} \cdot \text{с}$;
коэффициент теплопроводности	$\lambda_{\text{т}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
удельная изобарная теплоемкость	$c_{p\text{т}}, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

Расчет коэффициента теплоотдачи к пленке воды, кипящей в вакууме на наружной поверхности горизонтальных труб, производится по методике, изложенной в пункте 2.4 данного учебно-методического пособия, где число Нуссельта определяется по обобщенным зависимостям, полученным в [9]:

для воды

$$\text{Nu}_{\text{T}} = 0,522 \cdot \left(\text{Pe}_{\text{T}} \cdot \frac{\delta}{L} \right)^{0,26}$$

для раствора (4,6 – 7,8 по соли LiBr)

$$\text{Nu}_{\text{T}} = 0,399 \cdot \left(\text{Pe}_{\text{T}} \cdot \frac{\delta}{L} \right)^{0,26}$$

При кипении воды в затопленном испарителе абсорбционного повышающего термотрансформатора, коэффициент теплоотдачи определяется по формуле, предложенной в [10]:

$$\tilde{\alpha}_3 = 2,42 \cdot (P_0 \cdot q)^{0,33}$$

где P_0 – давление кипения, Па; q – плотность теплового потока, Вт/м².

Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации воды в горизонтальном трубном конденсаторе осуществляется по известной зависимости [4].

2.7. Коэффициент теплоотдачи при конденсации рабочего вещества

Теплофизические параметры воды на линии насыщения определяются при температуре конденсации (приложение 1):

плотность	ρ_a , кг/м ³ ;
кинематический коэффициент вязкости	ν_a , м ² /с;
динамический коэффициент вязкости	μ_a , Па·с;
коэффициент теплопроводности	λ_a , Вт/(м·К);
удельная изобарная теплоемкость	c_{pa} , кДж/(кг·К)

Расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации воды в горизонтальном трубном конденсаторе осуществляется по известной зависимости [4, 6]:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{(h_{3'} - h_3) \cdot \rho_a^2 \cdot \lambda_a^3 \cdot g}{\mu_a \cdot d_n}} \cdot \Theta_a^{-0,25},$$

где $h_{3'}$ – энтальпия водяного пара на входе в конденсатор, кДж/кг (приложение 2);

h_3 – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора, кДж/кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²

Θ_a – разность температур конденсации и стенки трубы, °С

2.8. При теплообмене без изменения агрегатного состояния

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора, протекающего в трубах, определяется по зависимости, описывающей теплоотдачу при вынужденном движении среды в прямых трубах и каналах [4].

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора, протекающего в межтрубном пространстве, вычисляется по зависимости, описывающей теплоотдачу при поперечном обтекании средой гладких труб [4].

3. Коэффициент теплопередачи аппаратов

Коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_p} \cdot \frac{d_H}{d_{BH}}},$$

где $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2 \cdot 10^{-4}$ (м²·К)/Вт – суммарное сопротивление стенки трубы и загрязнений.

4. Площадь расчетной поверхности теплообмена

Площадь расчетной поверхности теплообмена, м²

$$F = \frac{Q_i}{k_i \cdot \Theta_i},$$

или

$$F = \frac{Q_i}{q_{BH}},$$

где q_{BH} , плотность теплового потока аппарата, определяется графоаналитическим методом, Вт/м²

5. Конструктивный расчет основных аппаратов

При конструктивном расчете определяют число теплообменных труб, рабочую длину и число ходов аппарата.

Общая длина труб, м

$$L_0 = \frac{F_i}{\pi \cdot d_H}.$$

Число ходов в аппарате

$$z = \frac{L_0}{n_1 \cdot l}.$$

Общее число труб

$$n = n_1 \cdot z,$$

где z – число ходов в аппарате; n_1 – число труб в одном ходе аппарата по движению среды внутри труб (определяется в тепловом расчете, если среда – жидкость; принимается $n = n_1$, т.е. $z = 1$, если среда – конденсирующийся пар).

Число труб в верхнем (вертикальном) ряду пучка, шт.

$$n_B = \frac{G}{l \cdot \Gamma},$$

где G – массовый поток орошающей среды, кг/с

Число труб в горизонтальном ряду пучка, шт.

$$n_T = \frac{n}{n_B}.$$

Относительный поперечный шаг при коридорном расположении труб в пучке

$$\frac{s}{d_H} = 1,3 \div 1,5,$$

где s – шаг труб, м

Ширина трубного пучка, м

$$B = s \cdot (n_T - 1) + d_H + 0,01.$$

Высота трубного пучка, м

$$H = s \cdot (n_B - 1) + d_H + 0,01.$$

Осуществляется компоновка аппарата и блока аппаратов с целью определения геометрии трубной доски.

Конструктивный расчет регенеративного теплообменника выполняется по известным методикам [11, 12].

6. Гидромеханический расчет аппаратов

Гидравлическое сопротивление протеканию воды в трубах аппарата, Па [6]

$$\Delta p_i = \left\{ \frac{0,042 \cdot \varepsilon_{ш}}{\left[(w \cdot d_{вн})^{0,25} \cdot (t_w + 40)^{0,35} \right] \cdot \left(\frac{l}{d_{вн}} \right)} + 1,75 \right\} \cdot \left(\frac{z \cdot w^2 \cdot \rho_w}{2} \right),$$

где t_w – средняя температура воды в аппарате, °С;

$\varepsilon_{ш}$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности труб. Для медных труб $\varepsilon_{ш} = 1$.

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

При выполнении графической части расчетно-графической работы следует использовать конструктивные параметры, полученные расчетным путем. Эскиз аппарата должен состоять из двух проекций.

3. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДНОГО РАСТВОРА БРОМИСТОГО ЛИТИЯ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

3.1. Удельная теплоемкость

Определение удельной теплоемкости раствора производится по выражению [5]

$$c_p = 3,6371 - 0,029 \cdot \xi + 1,4285714 \cdot 10^{-5} (65 \cdot t + 30 \cdot \xi - t \cdot \xi).$$

Формула рекомендуется для расчетов при условиях
 $35 \leq t \leq 170^\circ\text{C}$ и $50 \leq \xi \leq 70\%$

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.

3.2. Плотность

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

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

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

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

3.3. Теплопроводность

Для расчета теплопроводности λ рекомендуются следующие зависимости [5]:

При $t \leq 80^\circ\text{C}$

$$\lambda = -3,5552933 + 3,40775910 \cdot 10^{-2} T - 9,38141910 \cdot 10^{-5} T^2 + 8,83492410 \cdot 10^{-8} T^3 + A(\xi)$$

где $A(\xi)$ определяется выражением [5]:

$$A(\xi) = 0,4923607 \cdot \xi - 0,42247610^{-2} \cdot T \cdot \xi + 5,65852710^{-6} \cdot T^2 \cdot \xi - 0,1522615 \cdot \xi^2 - 1,73056210^{-4} \cdot T \cdot \xi^2 + 1,895136 \cdot \xi^3$$

При $t \leq 80^\circ\text{C}$

$$\lambda = -8,8574733 + 6,97396910^{-6} \cdot T - 1,69422910^{-4} \cdot T^2 + 8,83492410^{-8} \cdot T^3 + A(\xi)$$

При изменении температуры от 0 до 170°C соотношение теплопроводностей 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°C . Для концентрации раствора 60 % указанная величина не превышает 4,5%.

3.4. Вязкость

Динамический коэффициент вязкости μ водного раствора бромистого лития в диапазоне температур $35 \leq t \leq 70^\circ\text{C}$ и концентраций $55 \leq \xi \leq 60\%$ определяется по выражению [5]

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

а при $70 \leq t \leq 180^\circ\text{C}$ и $55 \leq \xi \leq 60\%$ – по выражению [5]

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

Расхождение зависимостей при экстраполяции до $140 \div 150^\circ\text{C}$ составляет 10%, а при экстраполяции до $170 \div 180^\circ\text{C}$ находится в пределах 15–20%.

3.5. Поверхностное натяжение

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

$$\sigma = \frac{A_1 + A_2 \cdot T + A_3 \cdot T^2 + A_4 \cdot T^3 + A_5 \cdot \xi + A_6 \cdot T \cdot \xi + A_7 \cdot T^2 \cdot \xi}{100} + \frac{A_8 \cdot \xi^2 + A_9 \cdot T \cdot \xi^2 + A_{10} \cdot \xi^3}{100}$$

Значения постоянных коэффициентов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения постоянных коэффициентов

Обозначение величины	Числовое значение	Обозначение величины	Числовое значение
A ₁	21,54266	A ₆	2,52345·10 ⁻³
A ₂	-9,79993·10 ⁻²	A ₇	4,199336·10 ⁻⁵
A ₃	2,314404·10 ⁻⁴	A ₈	5,968984
A ₄	-2,17009·10 ⁻⁷	A ₉	-3,000691·10 ⁻²
A ₅	-2,020992	A ₁₀	7,308868

ПРИЛОЖЕНИЯ

Теплофизические свойства воды на линии насыщения [7]

t , °C	$p \cdot 10^5$, Па	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	-0,63	765,4	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	0,70	741,6	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,507	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	3,21	712,2	5,45
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	3,87	696,5	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	4,49	676,9	3,53
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	5,11	662,2	3,08
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	5,70	643,5	2,52
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	6,32	625,9	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	6,95	607,2	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,1	0,252	8,64	548,4	1,47

Продолжение прил. 1

t , °C	$p \cdot 10^5$, Па	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,3	217,8	0,233	9,19	528,8	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,246	0,681	17,8	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,2	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	17,2	144,2	0,165	12,6	400,2	0,965
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,658	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,932
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,649	16,7	130,5	0,153	14,1	354,1	0,915
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,640	16,5	124,6	0,148	14,8	331,6	0,898
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,629	16,3	119,7	0,145	15,9	310,0	0,888
240	33,48	813,6	1037,5	4,76	0,617	16,0	114,8	0,141	16,8	285,5	0,883
250	39,78	799,0	1085,7	4,87	0,605	15,5	109,0	0,137	18,1	261,9	0,884

Продолжение прил. 1

t , °C	$p \cdot 10^5$, Па	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
260	46,94	784,0	1135,7	4,98	0,593	15,2	105,9	0,135	19,7	237,4	0,892
270	55,05	767,9	1185,3	5,12	0,578	14,7	102,0	0,133	21,6	214,8	0,905
280	64,19	750,7	1236,8	5,30	0,565	14,3	98,1	0,131	23,7	191,3	0,917
290	74,45	732,3	1290,0	5,50	0,548	13,7	94,2	0,129	26,2	168,7	0,944
300	85,92	712,5	1344,9	5,76	0,532	13,0	91,2	0,128	29,2	144,2	0,986
310	98,70	691,1	1402,3	6,11	0,514	12,2	88,3	0,128	32,9	120,7	1,05
320	112,90	667,1	1462,1	6,57	0,494	11,3	85,3	0,128	38,2	98,10	1,14
330	128,65	640,2	1526,2	7,25	0,471	10,2	81,4	0,127	43,3	76,71	1,25
340	146,08	610,1	1594,8	8,20	0,446	8,95	77,5	0,127	53,4	56,70	1,42
350	165,37	574,4	1671,4	10,10	0,431	7,90	72,6	0,126	66,8	38,16	1,70
360	186,74	528,0	1761,5	14,65	0,367	4,2	66,7	0,126	109	20,21	2,66
370	210,53	450,5	1892,5	40,32	0,338	1,85	56,9	0,126	264	4,709	6,80

Термодинамические свойства воды и перегретого пара [7]

$t, ^\circ\text{C}$	$p = 1 \text{ кПа}$			$p = 2 \text{ кПа}$			$p = 3 \text{ кПа}$			$p = 4 \text{ кПа}$		
	$t_s = 6,982^\circ\text{C}$			$t_s = 17,511^\circ\text{C}$			$t_s = 24,098^\circ\text{C}$			$t_s = 28,981^\circ\text{C}$		
	$v' = 0,0010001;$		$v'' = 129,208;$	$v' = 0,0010012;$		$v'' = 67,006;$	$v' = 0,0010027;$		$v'' = 45,668;$	$v' = 0,0010040;$		$v'' = 34,803;$
	$h' = 29,33;$		$h'' = 2513,8;$	$h' = 73,45;$		$h'' = 2533,2;$	$h' = 101,00;$		$h'' = 2545,2;$	$h' = 121,41;$		$h'' = 2554,1;$
	$s' = 0,1060;$		$s'' = 8,9756$	$s' = 0,2606;$		$s'' = 8,7236$	$s' = 0,3543;$		$s'' = 8,5776$	$s' = 0,4224;$		$s'' = 8,4747$
	$v,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s,$ $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$									
0	0,0010002	0	0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001
10	130,60	2519,5	8,9956	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510
20	135,23	2538,1	9,0604	67,58	2537,8	8,7396	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963
30	139,85	2556,8	9,1230	69,90	2556,5	8,8032	46,58	2556,3	8,6145	34,92	2556,0	8,4810
40	144,47	2575,5	9,1837	72,21	2575,3	8,8632	48,13	2575,0	8,6755	36,08	2574,8	8,5421
50	149,09	2594,2	9,2426	74,53	2594,0	8,9222	49,67	2593,8	8,7345	37,24	2593,6	8,6012

$t, ^\circ\text{C}$	$p = 5 \text{ кПа}$			$p = 6 \text{ кПа}$			$p = 7 \text{ кПа}$			$p = 8 \text{ кПа}$		
	$t_s = 32,90^\circ\text{C}$			$t_s = 36,18^\circ\text{C}$			$t_s = 39,02^\circ\text{C}$			$t_s = 41,53^\circ\text{C}$		
	$v' = 0,0010052;$		$v'' = 28,196;$	$v' = 0,0010064;$		$v'' = 23,742;$	$v' = 0,0010074;$		$v'' = 20,532;$	$v' = 0,0010084;$		$v'' = 18,106;$
	$h' = 137,77;$		$h'' = 2561,2;$	$h' = 151,50;$		$h'' = 2567,1;$	$h' = 163,38;$		$h'' = 2572,2;$	$h' = 173,87;$		$h'' = 2576,7;$
	$s' = 0,4762;$		$s'' = 8,3952$	$s' = 0,5209;$		$s'' = 8,3305$	$s' = 0,5591;$		$s'' = 8,2760$	$s' = 0,5926;$		$s'' = 8,2289$
	$v,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s,$ $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$									
0	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001
10	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510
20	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963
30	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365
40	28,86	2574,6	8,4385	24,04	2574,3	8,3537	20,60	2574,1	8,2819	0,0010078	167,4	0,5721
50	29,78	2593,4	8,4977	24,81	2593,2	8,4130	21,26	2593,0	8,3414	18,60	2592,8	8,2792

$t, ^\circ\text{C}$	$p = 9 \text{ кПа}$			$p = 10 \text{ кПа}$			$p = 12 \text{ кПа}$			$p = 14 \text{ кПа}$		
	$t_s = 43,79^\circ\text{C}$			$t_s = 45,83^\circ\text{C}$			$t_s = 49,45^\circ\text{C}$			$t_s = 52,58^\circ\text{C}$		
	$v' = 0,0010094;$		$v'' = 16,206;$	$v' = 0,0010102;$		$v'' = 14,676;$	$v' = 0,0010119;$		$v'' = 12,364;$	$v' = 0,0010133;$		$v'' = 10,696;$
	$h' = 183,28;$		$h'' = 2580,8;$	$h' = 191,84;$		$h'' = 2584,4;$	$h' = 251,46;$		$h'' = 2590,9;$	$h' = 220,03;$		$h'' = 2596,4;$
	$s', = 0,6224;$		$s'' = 8,1875$	$s' = 0,6493;$		$s'' = 8,1505$	$s' = 0,6963;$		$s'' = 8,0867$	$s', = 0,7367;$		$s'' = 8,0330$
	$v,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s,$ $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$									
0	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001
10	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510
20	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963
30	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365
40	0,0010078	167,4	0,5721	0,0010078	167,4	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721
50	16,53	2592,6	8,2243	14,87	2592,3	8,1752	12,385	2591,9	8,0900	0,0010121	209,3	0,7035

$t, ^\circ\text{C}$	$p = 16 \text{ кПа}$			$p = 18 \text{ кПа}$			$p = 20 \text{ кПа}$			$p = 22 \text{ кПа}$		
	$t_s = 55,34^\circ\text{C}$			$t_s = 57,83^\circ\text{C}$			$t_s = 60,09^\circ\text{C}$			$t_s = 62,16^\circ\text{C}$		
	$v' = 0,0010147;$		$v'' = 9,4348;$	$v' = 0,0010160;$		$v'' = 8,4470;$	$v' = 0,0010172;$		$v'' = 7,6515;$	$v' = 0,0010183;$		$v'' = 6,9967;$
	$h' = 231,60;$		$h'' = 2601,3;$	$h' = 242,00;$		$h'' = 2605,7;$	$h' = 206,94;$		$h'' = 2609,6;$	$h' = 260,14;$		$h'' = 2596,4;$
	$s', = 0,7721;$		$s'', = 7,9865$	$s' = 0,8036;$		$s'' = 7,9456$	$s', = 0,8321;$		$s'' = 7,9092$	$s', = 0,7367;$		$s'' = 8,0330$
	$v,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$h,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s,$ $\frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$									
0	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001	0,0010002	0	-0,0001
10	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510	0,0010002	42,0	0,1510
20	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963	0,0010017	83,9	0,2963
30	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365	0,0010043	125,7	0,4365
40	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721	0,0010078	167,5	0,5721
50	0,0010121	209,3	0,7035	0,0010121	209,3	0,7035	0,0010121	209,3	0,7035	0,0010121	209,3	0,7035

Плотность водного раствора бромистого лития [7]

ξ , %	Значение плотности ρ' , кг/м ³ , в зависимости от t , °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	999,8	999,7	998,2	995,7	992,2	988,0	983,2	977,8	971,8	965,3	958,4
5	1036	1036	1034	1032	1028	1024	1015	1007	998	988	977
10	1075	1074	1072	1069	1065	1060	1054	1046	1036	1025	1012
15	1118	1116	1113	1110	1106	1101	1096	1090	1082	1074	1065
20	1164	1162	1159	1155	1151	1146	1141	1135	1129	1123	1116
25	1215	1212	1208	1204	1198	1193	1188	1183	1178	1172	1166
30	1267	1263	1259	1255	1250	1245	1240	1234	1228	1222	1216
35	1326	1322	1317	1312	1307	1302	1297	1292	1287	1282	1276
40	1391	1386	1381	1376	1371	1366	1361	1356	1351	1346	1341
45	1463	1458	1452	1446	1440	1435	1430	1425	1420	1415	1409
50	1544	1539	1533	1527	1521	1515	1509	1503	1497	1491	1485
55	1632	1627	1622	1616	1610	1603	1596	1590	1584	1578	1571
60	–	1725	1719	1712	1706	1699	1692	1986	1679	1672	1665
65	–	–	–	–	1810	1803	1795	1787	1779	1772	1764
70	–	–	–	–	–	–	–	–	1926	1915	1904

Изобарная теплоемкость водного раствора бромистого лития [7]

ξ , %	Значение c_p , кДж/(кг·К), при t , °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	4,216	4,191	4,183	4,178	4,178	4,183	4,187	4,191	4,195	4,204	4,216
5	3,936	3,940	3,944	3,948	3,958	3,961	3,965	3,969	3,977	3,986	3,994
10	3,663	3,688	3,705	3,714	3,718	3,726	3,735	3,739	3,743	3,751	3,760
15	3,400	3,450	3,483	3,492	3,496	3,504	3,508	3,525	3,534	3,542	3,546
20	3,140	3,203	3,249	3,266	3,278	3,291	3,295	3,303	3,312	3,320	3,324
25	2,885	2,964	3,023	3,048	3,065	3,073	3,081	3,090	3,098	3,102	3,107
30	2,646	2,734	2,805	2,834	2,859	2,872	2,885	2,893	2,897	2,901	2,901
35	2,424	2,533	2,600	2,633	2,659	2,671	2,684	2,692	2,696	2,700	2,700
40	2,219	2,315	2,403	2,453	2,474	2,495	2,504	2,516	2,520	2,525	2,520
45	2,026	2,131	2,232	2,278	2,311	2,332	2,349	2,357	2,366	2,370	2,366
50	1,842	1,959	2,081	2,135	2,173	2,194	2,211	2,219	2,223	2,223	2,219
55	1,687	1,809	1,951	2,010	2,047	2,068	2,085	2,098	2,106	2,110	2,110
60	—	—	1,842	1,901	1,938	1,959	1,980	1,993	2,001	2,010	2,018

Теплопроводность водного раствора бромистого лития [7]

ξ , %	Значение λ , Вт/(м·К) при при t , °С								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
0	0,552	0,578	0,598	0,614	0,628	0,641	0,651	0,661	0,669
5	0,541	0,565	0,585	0,601	0,614	0,627	0,637	0,647	0,655
10	0,528	0,552	0,571	0,587	0,600	0,613	0,622	0,632	0,640
15	0,514	0,537	0,556	0,571	0,584	0,597	0,606	0,614	0,623
20	0,499	0,522	0,541	0,555	0,568	0,579	0,588	0,597	0,605
25	0,484	0,506	0,524	0,538	0,550	0,562	0,571	0,579	0,586
30	0,468	0,490	0,506	0,520	0,531	0,543	0,551	0,559	0,566
35	0,452	0,473	0,490	0,502	0,514	0,524	0,534	0,541	0,548
40	0,437	0,457	0,473	0,486	0,498	0,507	0,516	0,523	0,529
45	0,423	0,442	0,457	0,470	0,481	0,491	0,499	0,506	0,512
50	0,409	0,428	0,442	0,455	0,465	0,474	0,481	0,488	0,495
55	0,393	0,412	0,426	0,437	0,448	0,457	0,464	0,470	0,477
60	–	–	0,408	0,419	0,428	0,437	0,444	0,450	0,456

Динамическая вязкость водного раствора бромистого лития [7]

ξ , %	Значение $\mu \cdot 10^3$, Па·с, при t , °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	1,789	1,308	1,003	0,798	0,652	0,546	0,466	0,404	0,355	0,315	0,283
5	1,844	1,388	1,086	0,877	0,720	0,609	0,528	0,463	0,419	0,376	0,342
10	1,936	1,482	1,179	0,962	0,794	0,679	0,600	0,534	0,477	0,436	0,394
15	2,069	1,585	1,269	1,044	0,863	0,738	0,646	0,578	0,520	0,473	0,442
20	2,213	1,708	1,379	1,132	0,944	0,802	0,707	0,636	0,576	0,528	0,480
25	2,406	1,841	1,511	1,240	1,030	0,871	0,772	0,687	0,625	0,575	0,525
30	2,674	2,060	1,687	1,339	1,163	0,984	0,855	0,765	0,700	0,636	0,584
35	3,011	2,341	1,911	1,588	1,308	1,120	0,986	0,873	0,799	0,718	0,664
40	3,492	2,745	2,211	1,831	1,536	1,318	1,158	1,031	0,926	0,842	0,771
45	4,391	3,456	2,731	2,271	1,901	1,636	1,430	1,268	1,151	1,033	0,930
50	5,807	4,567	3,635	2,979	2,495	2,122	1,841	1,624	1,445	1,298	1,173
55	8,408	6,429	5,191	4,283	3,543	2,999	2,587	2,243	1,981	1,799	1,651
60	–	–	8,478	6,628	5,410	4,537	3,859	3,322	2,906	2,608	2,415
65	–	–	–	–	–	7,410	6,067	5,075	4,323	3,757	3,299

Кинематическая вязкость водного раствора бромистого лития [7]

ξ , %	Значение $\nu \cdot 10^6$, м ² /с, при t , °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	1,77	1,30	1,00	0,80	0,66	0,55	0,47	0,41	0,365	0,325	0,295
5	1,78	1,34	1,05	0,85	0,70	0,595	0,52	0,46	0,42	0,38	0,35
10	1,80	1,38	1,10	0,90	0,745	0,64	0,57	0,51	0,46	0,425	0,39
15	1,85	1,42	1,14	0,94	0,78	0,67	0,59	0,53	0,48	0,44	0,415
20	1,90	1,47	1,19	0,98	0,82	0,70	0,62	0,56	0,51	0,47	0,43
25	1,98	1,52	1,25	1,03	0,86	0,73	0,65	0,58	0,53	0,49	0,45
30	2,11	1,63	1,34	1,11	0,93	0,79	0,69	0,62	0,57	0,52	0,48
35	2,27	1,77	1,45	1,21	1,00	0,86	0,76	0,68	0,62	0,56	0,52
40	2,51	1,98	1,60	1,33	1,12	0,965	0,85	0,76	0,685	0,625	0,575
45	3,00	2,37	1,88	1,57	1,32	1,14	0,995	0,89	0,81	0,73	0,66
50	3,76	2,96	2,37	1,95	1,64	1,40	1,22	1,08	0,965	0,87	0,79
55	5,15	3,95	3,20	2,65	2,20	1,87	1,62	1,41	1,25	1,14	1,05
60	–	–	4,93	3,87	3,17	2,67	2,28	1,97	1,73	1,56	1,45
65	–	–	–	–	–	4,11	3,38	2,84	2,43	2,12	1,87

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Е.Я. , Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. А.с. 1290041 (СССР). Способ получения холода/ Дзино А.А., Тимофеевский Л.С., Цимбалист А.О. – Оpubл. в Б.И., 1987, №6.
3. Дзино А.А., Тимофеевский Л.С., Ковалевич Д.А. Синтез термодинамических циклов одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. – Холодильная техника, 1992, №6.
4. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 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. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие / Е.М. Бамбушек, Н.Н, Бухарин, Е.Д. Герасимов и др.; Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423 с.: ил.
7. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./ Под ред. С.Н. Богданова. 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
8. Дорохов А.Р., Бочагов В.Н. Кипение водных растворов бромистого лития в большом объеме. //Холодильная техника №6, 1980, с.18 – 20.
9. Дзино А.А., Васильева В.А. Эффективность процесса кипения водного раствора бромистого лития низкой концентрации в испарителе АБХМ. – В трудах XII научно-техн. конференции ЛТИХП. – М.: Указ. ВИНТИ «Депонированные рукописи», 1983, №2, с. 13 – 18.
10. Дзино А.А. Экспериментальное исследование процессов кипения воды в испарителе затопленного типа под вакуумом. – В кн.: Повышение эффективности холодильных машин: Сб. науч. тр. / Под ред. И.И. Орехова – Л. ЛТИ им. Ленсовета, 1983, с.20 – 26.

11. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Д-ра техн. Наук Г.Н. Даниловой. – 2-е изд., перераб. И доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с.: ил.

12. Мамченко В.О., Малышев А.А. Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биологических процессах: Учеб. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХБТ, 2014. 116 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ.....	4
РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА.....	8
ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	21
УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДНОГО РАСТВОРА БРОМИСТОГО ЛИТИЯ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ.....	22
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	25
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	38

Миссия университета – генерация передовых знаний, внедрение инновационных разработок и подготовка элитных кадров, способных действовать в условиях быстро меняющегося мира и обеспечивать опережающее развитие науки, технологий и других областей для содействия решению актуальных задач.

КАФЕДРА ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И ВОЗОБНОВЛЯЕМОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

Современная цивилизация не может существовать и развиваться без техники низких температур. Кафедра холодильной техники и возобновляемой энергетики одна из старейших кафедр университета. Кафедра выпускает бакалавров и магистров по направлению «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», «Холодильная техника и технологии», «Промышленные холодильные системы и тепловые насосы». При кафедре имеется аспирантура. Основное направление работы кафедры – научно-исследовательские и проектные работы, направленные на совершенствование систем производства и использования холода в различных областях народного хозяйства. Кафедра проводит научно-исследовательские работы и в области низкопотенциальной энергетики – использования вторичных энергетических ресурсов. Абсорбционные машины относятся к ряду теплоиспользующих и могут работать в трех режимах: в режиме холодильной машины, в режиме понижающего термотрансформатора и в режиме повышающего термотрансформатора.

Дзино Анатолий Аполлонович
Малинина Ольга Сергеевна

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции
Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано в ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, 49