

46торедор
Т45

проект Гуману и.б.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На прачах рукописи

Для служебного пользования

Экз. 000081

ТИТЛОВ Александр Сергеевич

УДК 621.576:621.565.58(088.8)

РАЗРАБОТКА И ОПТИМИЗАЦИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

Специальность 05.14.05 - теоретические основы
теплотехники

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

xv 1014
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
бібліотека

Одесса - 1987

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М.В.Ломоносова

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Чайковский В.Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Лавренченко Г.К.,
кандидат технических наук
Сасин В.Я.

Ведущая организация: Научно-исследовательский
технологический институт (г.Рязань)

Защита состоится "28" марта 1988 г. в 11 часов
на заседании специализированного Совета К.068.27.01 при Одес-
ском технологическом институте холодильной промышленности по
адресу: 270057, Одесса, ул.Петра Великого, 1/3, ученый Совет
ОТИХП.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОТИХП.

Автореферат разослан "22" февраля 1988 г.

Ученый секретарь
специализированного совета

Р.К.Никульшин

ОТДЕЛ
УЧЕНОГО
СОВЕТА

111 - ДСП

1023 = 0.00261

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Развитие современной техники в значительной мере связано с совершенствованием энергетического оборудования. Важным аспектом при этом является разработка методов и средств, обеспечивающих оптимальные тепловые режимы, так как эффективность и конструкции энергетических аппаратов во многом определяются способом охлаждения. В этой связи широкое распространение получают системы охлаждения (СО) с тепловыми трубами (ТТ), в наибольшей степени удовлетворяющие современным требованиям надежности, автономности и долговечности.

Развитие принципов разработки и конструирования СО с ТТ привело к созданию специальных тепловых труб (СТТ) - холодильных труб (ХТ), предназначенных обеспечивать эффективный отвод тепла от тепловыделяющего объекта (ТВО) с его утилизацией в целях производства искусственного холода на температурном уровне ниже температуры охлаждающей среды.

Утилизация переносимого тепла для производства холода особенно актуальна для радиоэлектронной аппаратуры, микроэлектроники и вычислительной техники, на транспортных средствах, в медицине и биологии, в гелиотехнике. На транспортных средствах - это утилизация теплоты выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания для функционирования холодильника и кондиционера; в системах охлаждения радиоэлектронной аппаратуры, микроэлектроники и вычислительной техники - использование теплоты, выделяющейся при работе энергонагруженных узлов, для охлаждения и термостатирования элементов на температурном уровне ниже охлаждающей среды; в гелиотехнике - использование энергии солнечного излучения для работы автономного холодильника.

Исследования, проведенные Г.Ф.Смирновым и З.Ш.Семерхановым, показали принципиальную возможность создания ХТ, малочувствительных к ориентации в поле сил тяжести. Дальнейшее совершенствование ХТ, повышение их энергетической эффективности затрудняется из-за отсутствия методик расчета и систематических исследований влияния режимных и конструктивных параметров на работоспособность подобных устройств.

Изложенное и определяет актуальность настоящей диссертационной работы.

Цель работы. Разработка принципов конструирования и оптимизация специальных тепловых труб.

Научную новизну составили следующие основные результаты: классификация СТТ и ХТ, позволяющая определить перспективные направления разработок;

математическое описание испарителя абсорбционно-диффузионного холодильного устройства (АДХУ), позволяющее производить компоновку и оптимизацию конструкции по энергетической эффективности и массогабаритным параметрам;

экспериментальные расходные характеристики перекачивающих термосифонов, работающих на водоаммиачной смеси в диапазоне концентраций 0,20...0,40 и давлений 0,8...1,4 МПа;

использование энергетического анализа для оценки энергетической эффективности АДХУ;

инженерная методика конструктивного расчета диффузионных холодильных труб (ДХТ);

разработка и экспериментальные исследования компактных и многофункциональных ДХТ (МФ ДХТ).

Практическая ценность.

1. Разработанная методика расчета испарителя ДХТ, реализованная на ЭВМ ЕС-1022, внедрена на предприятии п/я Х-5885 и используется для расчета систем охлаждения специальных изделий.

2. Конструкция многофункциональной ДХТ используется на предприятии п/я В-8754 в качестве базовой модели при разработке нового транспортного холодильника, использующего в работе энергию выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания.

3. На предприятии п/я В-8754 при конструкторских разработках ТТ типоразмерного ряда учтены и использованы результаты экспериментальных исследований характеристик ТТ, а также рекомендации по оптимизации капиллярно-пористой структуры (КС), количества теплоносителя и технологии заправки. Внедрение указанных рекомендаций позволило снизить термическое сопротивление ТТ, повысить надежность выпускаемых изделий, уменьшить процент брака. Экономический эффект от внедрения составил 52 тыс.руб.

Научные положения.

1. Сочетание принципов конструирования ТТ и теплоиспользующих холодильных циклов позволяет создать специальные ТТ - автономные генераторы холода.

2. Рабочие характеристики компактных аппаратов, реализующих абсорбционно-диффузионный холодильный цикл, в значительной мере определяются положением парогазового фронта на участке конденсатор-испаритель, при этом максимальная энергетическая эффективность достигается при использовании в качестве инертной газовой

среды гелия.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОТИШ им. М.В.Ломоносова в период 1981-1987 гг.; Всесоюзных научно-технических конференциях по тепловым трубам (Киев, 1985, 1987 гг.); выездных совещаниях подсекции "Тепловые трубы" Научного совета по комплексной проблеме "Теплофизика и теплоэнергетика" АН СССР (Одесса, 1985, 1987 гг.); Экспонат "Холодильная труба" демонстрировался на тематической выставке ВДНХ СССР "Изобретательство и научно-технический прогресс" (Москва, 1985) и смотре-конкурсе "Ускорению - творческий поиск" (Одесса, 1987).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 9 работ, в том числе четыре авторских свидетельства.

Автор защищает: 1) математическое описание испарителя АДХУ; 2) инженерную методику расчета ДХТ; 3) конструкции, реализующие теплоиспользующие холодильные циклы; 4) результаты экспериментальных исследований расходных характеристик перекачивающих термосифонов; 5) результаты экспериментальных исследований конструкций компактных ДХТ и МФ ДХТ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов, библиографии и приложения. Основное содержание изложено на 207 стр. машинописного текста, содержит 52 рис., 21 таблиц, список литературы 153 наименований, из них 19 иностранные, приложение на 71 стр.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ известных работ, посвященных проблемам использования ТТ в СО ТВО. Показано, что для решения задач охлаждения ряда ТВО, а также в целях утилизации переносимой тепловой мощности для производства холода, необходим поиск новых направлений в развитии ТТ - разработка специальных тепловых труб. С этой целью проведена классификация СТТ по конструктивным признакам и функциональному назначению. Отмечено, что наибольший научный и практический интерес представляют теплопередающие устройства, реализующие теплоиспользующие холодильные циклы - холодильные трубы. Производство холода в ХТ достигается реализацией абсорбционного, абсорбционно-диффузионного и пароэжекторного цикла с использованием инерционных и капиллярных сил,

эффектов эжекции, осмоса и "теплового удара", а также их комбинаций. В зависимости от физического принципа получения искусственного холода и реализуемого цикла, ХТ подразделяются на абсорбционные, парожеторные и смесительные. Приведено описание конструкций ХТ, рациональных областей использования, определены перспективные направления разработок. Показано, что в настоящий момент наиболее перспективными для решения широкого спектра задач термостабилизации и охлаждения являются гравитационные ДХТ.

Проведен анализ современного состояния исследований тепло- и массообмена в элементах тепловых и холодильных труб.

На основании анализа классификационных схем и задач практического применения в различных областях науки и техники выделены перспективные конструкции и направления разработок, обозначены задачи исследований.

Во второй главе проведен анализ существующих методик расчета АДХУ. Показано, что для расчета ДХТ необходима разработка новой методики, учитывающей неравномерность температур по длине испарителя. Тепло- и массообмен в испарителе ДХТ может быть описан системой дифференциальных уравнений:

$$G_0 dY = \beta \cdot (y^* - y) \cdot dF; \quad (1)$$

$$G_0 \cdot C_p' dt = \alpha \cdot (t - \vartheta) \cdot dF, \quad (2)$$

$$dQ_0 = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) \cdot dF = W_0 C_{p_0} d\theta. \quad (3)$$

Входящее в систему уравнение (1) определяет тепло- и массоотдачу при испарении хладагента в парогазовую среду, уравнение (2) - теплообмен между хладагентом и парогазовой средой, уравнение (3) - теплопередачу от испаряющегося хладагента к объекту охлаждения. Для нахождения 6 неизвестных параметров ($\vartheta, t, \theta, Y, y, y^*$) образуют систему из шести уравнений. Недостающие уравнения выражают связь между y и Y , а также y и ϑ :

$$y = \frac{Y}{1+Y}, \quad (4) \quad y^* = A_0 + A_1 \vartheta + A_2 \vartheta^2 + \dots + A_n \vartheta^n, \quad (5)$$

где $A_0, A_1, A_2, \dots, A_n$ - постоянные, зависящие от свойств хладагента.

Шестое уравнение в системе - уравнение теплового баланса:

$$r \beta \cdot (y^* - y) \cdot dF = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) \cdot dF + \alpha \cdot (t - \vartheta) \cdot dF. \quad (6)$$

Для решения системы (1)-(6) уравнения (1)-(3) представляют в виде:

$$\frac{dY}{dF} = \alpha \cdot (y^* - y); \quad (7) \quad \frac{dt}{dF} = \beta \cdot (t - \vartheta); \quad (8)$$

$$\frac{d\theta}{dF} = \rho \cdot (\theta - \vartheta); \quad (9) \quad \frac{dQ_0}{dF} = r \cdot (\theta - \vartheta). \quad (10)$$

При прямом токе заданы начальные условия $t_0, \theta_0, y_0, \vartheta_0, L_0, G_0$, соответствующие $F = 0$ и тепловая мощность Q_0 при $F = F_0$. Решение системы проводят на основе метода Эйлера, задавая приращением ΔF :

$$\Delta Y = \alpha \cdot (y^* - y) \cdot \Delta F, \quad (11) \quad \Delta t = \beta \cdot (t - \vartheta) \cdot \Delta F, \quad (12)$$

$$\Delta \theta = \rho \cdot (\theta - \vartheta) \cdot \Delta F, \quad (13) \quad \Delta Q_0 = r \cdot (\theta - \vartheta) \cdot \Delta F. \quad (14)$$

По найденному приращению функции вычисляют параметры, соответствующие приращению ΔF :

$$Y = Y_0 + \Delta Y; \quad t = t_0 + \Delta t; \quad \theta = \theta_0 + \Delta \theta; \quad Q_0 = Q_0^{(0)} + \Delta Q_0.$$

Текущему значению параметров Y, t, θ соответствует температура испарения хладагента, определяемая из уравнения:

$$r \beta [(A_0 + A_1 \vartheta + A_2 \vartheta^2 + \dots + A_n \vartheta^n) - y] = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) + \alpha \cdot (t - \vartheta). \quad (15)$$

По значениям ϑ находится y^* . Далее задаются новым приращением и аналогично рассчитывается следующий участок, принимая параметры, найденные в результате расчета первого участка за начальные. При окончании расчета проводится сравнение θ_2 и θ_{max} : В случае, если $\theta_2 > \theta_{max}$ следует изменить исходные параметры. Решение задачи получают варьированием исходных параметров t_0, G_0, y_0 .

В результате расчета испарителя определяются: параметры парогазовой смеси на входе и выходе испарителя, а также распределение температуры по длине. Указанные величины являются исходными данными для расчета остальных элементов ДХТ: абсорбера, ректификатора, генератора, конденсатора, газового (ГРТО) и жидкостного теплообменников (ЖТО). Тепловой баланс является основой конструктивного расчета элементов ДХТ, а так как расчет элементов приводится на основе расчета испарителя, где варьируемыми параметрами являются расход, концентрации и температура парогазовой смеси, целесообразно оценить энергетическую эффективность

варианта решения. Оценка потерь проводится на основе эксергетического анализа рабочих режимов ДХТ.

В третьей главе приведена методика комплексных исследований конструкций СТТ и результаты экспериментальных исследований расходных характеристик перекачивающих термосифонов. Приведено описание экспериментального стенда и конструкции ДХТ, в составе которой проводились исследования термосифонов. Внутренний диаметр термосифонов составлял 0,002 м и 0,004 м, высота подъемной части - 0,12...0,27 м. Концентрация водоаммиачной смеси находилась в диапазоне 0,25...0,40.

Получены экспериментальные зависимости расходных характеристик перекачивающих термосифонов (расход жидкой смеси G' , расход генерируемого пара G'' , коэффициент подачи, представляющий собой отношение G'/G'') от ряда определяющих параметров: угла наклона, давления, высоты подъемной части, концентрации и температуры водоаммиачной смеси, тепловой нагрузки, диаметра канала.

На коэффициент подачи термосифона определяющее влияние оказывает внутренний диаметр. Так, коэффициент подачи термосифона с $d_{\text{вн}} = 0,002$ м больше коэффициента подачи термосифона с $d_{\text{вн}} = 0,004$ м в 8...14 раз. Это объясняется тем, что в процессе подачи происходит изменение режима течения двухфазного потока. При меньшем диаметре реализуется режим поршневого течения, а при большем диаметре - режим смешанного течения. Это подтверждается и пульсациями температур: в первом случае 20...30 °С; во втором случае 1...2 °С.

Результаты экспериментальных исследований вертикальных термосифонов с оптимальным количеством заправки могут быть описаны в исследуемом диапазоне параметров эмпирическими зависимостями: в режиме смешанного течения ($d_{\text{вн}} = 0,004$ м):

$$\beta = \left(\frac{Q_{20}}{H}\right) \cdot [P \cdot (0,40 \cdot \xi + 0,06) - \xi - 0,15]; \quad (16)$$

$$G'' \cdot 10^5 = -P(0,118 + 0,24 \cdot \xi) + 4,620 \cdot \xi + 5,022; \quad (17)$$

в режиме поршневого течения ($d_{\text{вн}} = 0,002$ м):

$$\beta = \left(\frac{Q_{20}}{H}\right) \cdot (96,00 \xi - 5,80); \quad (18)$$

$$G'' \cdot 10^5 = -P(0,031 + 0,046 \xi + 0,900 \xi + 1,570). \quad (19)$$

Соотношения (20)-(23) получены при тепловой нагрузке термосифона 80 Вт. В диапазоне тепловой мощности 60...130 Вт расход пара может быть рассчитан из соотношения

$$G_i'' = G'' \cdot \frac{Q_i}{80} \quad (20)$$

В четвертой главе приведена инженерная методика расчета ДХТ.

Исходными данными для расчета являются: θ , Q_0 , $B \times L$, φ . В зависимости от плотности теплового потока выбирается конструкция испарителя, которая при $q_0 < 300$ Вт/м² состоит из одного канала, а при 300 Вт/м² $< q_0 < 1500$ Вт/м² - многоканальная. На основе разработанного математического описания производится расчет испарителя. Полученные результаты являются исходными для расчета абсорбера и ГРТО.

При расчете конденсаторов необходимо учитывать влияние расположения парогазового фронта. Следует выбирать размер диаметра канала конденсатора не более, чем указано в табл. I.

Таблица I
Эквивалентный диаметр сечения конденсатора ДХТ

Тепловая нагрузка конденсатора, Вт	Давление, МПа		
	0,8...1,0	1,0...1,4	1,2...2,4
5...10	8 мм	10 мм	-
10...20	10 мм	12 мм	18 мм
20...35	-	-	22 мм

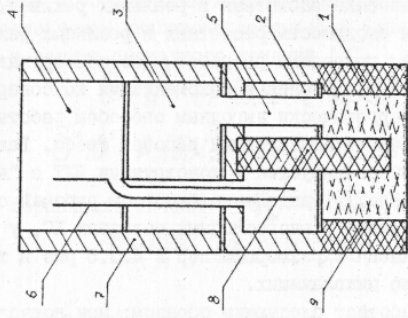
Остальные элементы ДХТ рассчитываются на основе известных методик.

Проведено сравнение расчетных и реальных режимов. Показана удовлетворительная сходимость расчетных и реальных режимов ДХТ.

В пятой главе приведены разработанные конструкции ХТ, экспериментальные исследования и рекомендации по совершенствованию. Наиболее энергетически выгодным способом работы ДХТ является режим частичного выпаривания рабочей смеси. Режим частичного выпаривания реализуется в конструкции ДХТ с "выбросами", представленной на рис. I. Разделение бинарной рабочей смеси достигается выпариванием в многослойных сетчатых КС, у которых верхние слои выполнены с размерами пор в 4...5 раз и толщиной в 8...10 раз больше нижележащих.

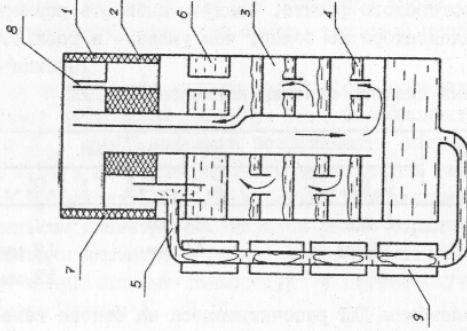
Устройство работает следующим образом: при подводе тепловой нагрузки к генератору I водоаммиачная смесь кипит внутри

Конструкция ДХТ с "выбросами"



1-генератор, 2-абсорбер, 3-конденсатор, 4-испаритель, 5- паровой канал, 6-парогазовые каналы, 7-ИС испарителя, 8-артерия, 9-многослойная КС

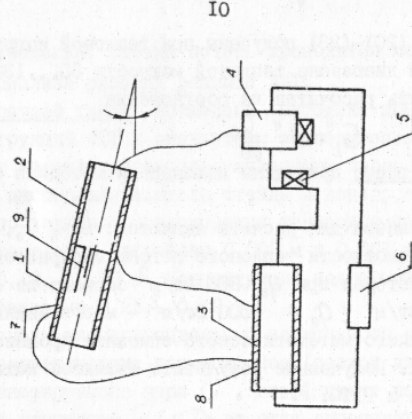
Конструкция ДХТ с термосифоном



1-испаритель, 2-конденсатор, 3-ЖТО, 4-абсорбер, 5-термосифон, 6-парогазовые каналы, 7-ИС испарителя, 8-капилляр, 9-нагреватель

Рис. 1

Многофункциональная ДХТ



1-испаритель, 2-конденсатор, 3-абсорбер, 4-капилляр, 5-термосифон, 6-ЖТО, 7-ИС испарителя, 8-ИС абсорбера, 9-капилляр

Рис. 3

Рис. 2

II

многослойной КС 9, образующиеся в порах нижней КС пузырьки пара, состоящие преимущественно из аммиака, расширяются и вырываются через верхние слои, выбрасывая из КС капельки жидкости, состоящие преимущественно из абсорбента. "Выбросы" абсорбента попадают на артерию 8 и транспортируются в зону абсорбции 2. Пар аммиака по каналу 5 попадает в конденсатор 3, сжимается на КС 7 и поступает в испаритель I, где, испаряясь в инертный газ, производит эффект охлаждения. Насыщенная аммиаком парогазовая смесь поступает по каналу 6 в абсорбер, откуда же подается по абсорберу 8 ненасыщенная водоаммиачная смесь. Поглощая из парогазовой смеси аммиак, жидкая смесь насыщается и подается в генератор I, а очищенный инертный газ - в испаритель.

Исследования характеристик компактных ДХТ проводились на конструкции, приведенной на рис. 2. Отличие от конструкции ДХТ с "выбросами" состоит в способе разделения водоаммиачной смеси, которое достигается при кипении в термосифоне. Корпус и все элементы конструкции изготовлены из нержавеющей стали. Внутренний диаметр корпуса - 45 мм, длина - 570 мм. Транспорт аммиака на участке конденсатор-испаритель осуществляется по четырехслойной сетчатой КС, состоящей из двух (нижних) слоев КС с размером ячейки 0,04 мм и двух (верхних) - с размером ячейки 0,14 мм.

На рис. 4 представлен температурный режим испарителя в период пуска. В пусковом периоде можно выделить две характерные стадии. В первой стадии происходит снижение температуры испарителя на 4...5 °С ниже средней рабочей, а во второй - частичный рост и выход на стационарный режим. Существование двух стадий обусловлено динамикой перераспределения массы и концентрации в элементах ДХТ. Пар, образующийся при кипении водоаммиачной смеси, проходит в конденсатор, откуда вытесняет инертный газ в испаритель и абсорбер. Расположение парогазового фронта определяет и величину поверхности и интенсивность процессов тепло- и массообмена при конденсации аммиака на КС. Оттеснение парогазового фронта и приводит к снижению температуры в первой стадии пускового периода. Рост температуры в испарителе объясняется тем, что в нижнюю часть конденсатора попадает некоторое количество воды. Колебание концентрации воды в смеси, находящейся в конденсаторе, и приводит к колебанию температуры испарителя около некоторого среднего значения.

Зависимость средней температуры испарителя от подводимой тепловой нагрузки приведена на рис. 5. Зависимость имеет оптимум, который определяется расположением парогазового фронта в конде-

Пусковой режим компактной ДХТ

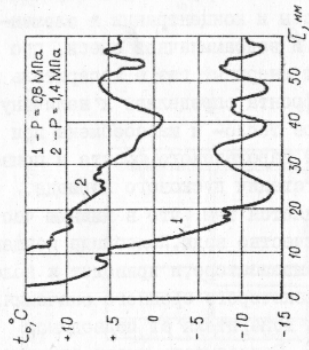


Рис. 4

Влияние состава инертного газа на характеристики компактных ДХТ

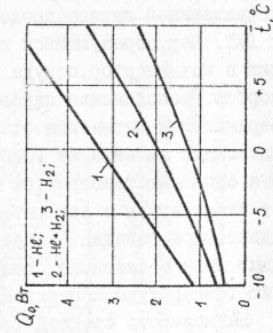
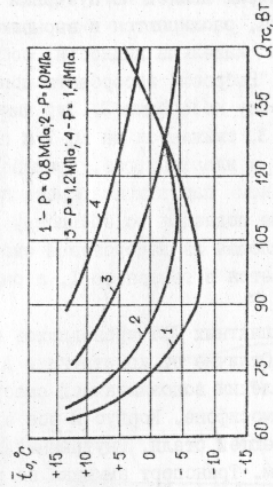


Рис. 6

Зависимость средней температуры испарителя от тепловой нагрузки термосифона



12

Рис. 5

Влияние угла наклона на характеристики компактных ДХТ

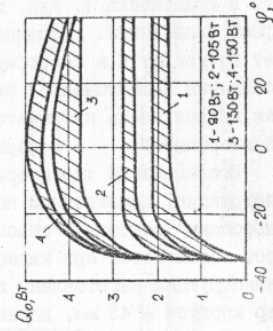


Рис. 7

сагоре-испарителе. Влияние состава инертного газа приведено на рис.6. Максимальная холодопроизводительность достигается при использовании инертного газа - гелия. Влияние угла наклона на холодопроизводительность ДХТ приведена на рис.7. При наклонах в диапазоне $-20...+40$ °С (знак (-) означает наклон в сторону термосифона) работоспособность конструкции ДХТ практически не изменяется. Базовая конструкция МФ ДХТ представлена на рис.3. Устройство содержит разнесенные в пространстве испаритель 1, конденсатор 2, абсорбер 3, кипятивник 4, термосифон 5, ЖТО 6. Внутренние поверхности испарителя-конденсатора и абсорбера покрыты КС соответственно 7 и 8. Испаритель-конденсатор, абсорбер и кипятивник соединены гибкими каналами, позволяющими осуществлять их взаимное перемещение в пространстве.

Зависимость холодопроизводительности и теплового коэффициента от подводимой тепловой нагрузки приведены соответственно на рис.8 и 9. Зависимости имеют оптимум, лежащий в диапазоне (10...15 Вт). Влияние тепловой нагрузки здесь объясняется также расположением парогазового фронта в конденсаторе.

Зависимость холодопроизводительности МФ ДХТ от тепловой нагрузки

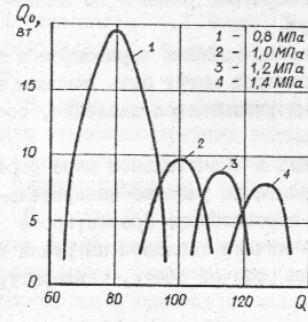


Рис. 8

Зависимость теплового коэффициента от тепловой нагрузки

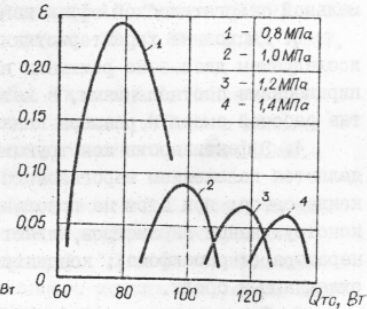


Рис. 9

В лтятой главе приведены также разработанные конструкции смешительных ХТ, использующих для производства холода эффект смешения жидких компонентов и абсорбционных осмотических ХТ, в которых перекачка хладагента из зоны абсорбции в зону генерации осуществляется по механизму подвижного переносчика. Рассмотрена

возможность влияния внешних энергетических полей на внутренние процессы АДХТ. Приведены результаты исследований оригинальной конструкции гибкой осмотической ТТ и специальных ТТ типоразмерного ряда.

Результаты проведенных исследований позволили сформулировать основные выводы по диссертационной работе.

ВЫВОДЫ

1. На основе анализа классификационных схем СТТ и ХТ определены перспективные направления исследований теплопередающих устройств и разработаны новые способы и конструкции, использующие принципы конструирования ТТ при реализации теплоиспользующих холодильных циклов.

2. Математическое описание испарителя, лежащее в основе инженерной методики расчета ДХТ, позволяет получить ряд решений задачи охлаждения, при этом варьируемыми параметрами являются расход, концентрация и температура парогазовой смеси, определяющиеся соответственно перепадом высот между испарителем и абсорбером, степенью поглощения хладагента в абсорбере, теплообменом в ГРГО. Оптимизация компоновочных решений и массогабаритных параметров производится, исходя из конкретных условий, по максимальной энергетической эффективности.

3. Расходные характеристики перекачивающих термосифонов в исследуемом диапазоне режимных параметров могут быть описаны эмпирическими соотношениями, в которых учитывается давление, состав рабочей смеси и размеры канала.

4. Эффективность конструкций ДХТ в значительной мере определяется положением парогазового фронта на участке испаритель-конденсатор; при этом на положение парогазового фронта, кроме конструктивных параметров, влияют: величина тепловой нагрузки генератора (термосифона), концентрация рабочей смеси, температура охлаждающей среды.

5. Для компактных АДХА целесообразно в качестве рабочей смеси использовать водоаммиачную смесь, а в качестве инертного газа — гелий.

6. Эксергетический анализ режимов опытных конструкций ДХТ позволил установить, что максимальные энергетические потери приходятся на генератор (термосифон) и составляют от 60 до 90 %, при этом уменьшение потерь в 1,3...1,4 раза достигается либо при

увеличении концентрации водоаммиачной смеси от 0,20 до 0,40, либо при снижении давления с 1,4 до 0,8 МПа.

7. Использование КС для организации транспорта жидкой фазы рабочей смеси, а также конструктивное исполнение элементов позволяет обеспечить работоспособность опытного образца компактной ДХТ при отклонении от вертикального расположения до 40°.

Основные положения диссертации представлены в следующих работах

1. А.с. 1079996 СССР, МКИ³ F 28 Д 15/00. Тепловая труба /О.Г.Бурдо, О.Б.Биньковский, А.С.Титлов (СССР).— № 3507857/24-06; Заявл. 03.II.82; Опубли. 15.03.84 в Б.И., 1984, № 10.

2. А.с. 1333998 СССР, МКИ³ F 25 В 15/10. Способ работы абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата /В.Ф.Чайковский, Г.Ф.Смирнов, О.Г.Бурдо, А.С.Титлов (СССР).— № 3893251/23-06; Заявл. 12.03.85; Опубли. 30.08.87 в Б.И., 1987, № 32.

3. А.с. 1343228 СССР, МКИ³ F 28 Д 15/02. Способ работы тепловой трубы на бинарной смеси /В.Ф.Чайковский, В.Н.Голубев, О.Г.Бурдо, А.С.Титлов (СССР).— № 3927586/23-06; Заявл. 09.07.85; Опубли. 07.10.87 в Б.И., 1987, № 37.

4. А.с. 1343232 СССР, МКИ³ F 28 Д 15/02. Тепловая труба /З.Ш.Семерханов, О.Г.Бурдо, Г.Ф.Смирнов, А.С.Титлов (СССР).— № 4049627/24-06; Заявл. 07.04.86; Опубли. 07.10.87 в Б.И., 1987, № 37.

5. Бурдо О.Г., Семерханов З.Ш., Титлов А.С. Новые конструкции теплоиспользующих генераторов холода. //Тезисы докл. III Всесоюз. науч.-техн. конф. по холод. машиностр. окт. 1982.— М.: ЦИИТИХИМИНВЕРТЕМАШ, 1982.— С.132-133.

6. Бурдо О.Г., Титлов А.С., Биньковский О.Б. Новые конструкции безнасосных теплоиспользующих холодильных устройств. //Тезисы докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. "Пути интенсификации производства и применения искусственного холода в отраслях АПК", Ташкент, 26-28 сент. 1985.— М.: ВНИКТИХолодпром, 1985.— С.41.

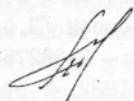
7. Бурдо О.Г., Биньковский О.Б., Титлов А.С. Экспериментальное исследование теплоотдачи при испарении и кипении в открытых капиллярных каналах. //Тезисы докл. VII Всесоюз. науч. конф. "Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах". 23-25 окт. 1985.— Л.— 1985.— Т.1.— С.234-236.

8. Титлов А.С. Экспериментальные исследования холодильных труб //Тезисы докл. Всесоюз. науч.-практ. конф. "Интенсификация производства и применения искусственного холода" Ленинград, 16-18 окт.1986 г.— Л.— 1986.— С.47-48.

9. Титлов А.С., Бурдо О.Г. Схемы утилизаторов низкопотенциальной теплоты на основе холодильных труб. //Тезисы докл. Всесоюз. конф. "Проблемы энергетики теплотехнологии", Москва, сент. 1987 г.- М., 1987.- С.116.

Условные обозначения

β - коэффициент массоотдачи; α - коэффициент теплоотдачи;
 k - коэффициент теплопередачи; θ - температура объекта охлаждения; t - температура парогазовой смеси; θ - температура насыщения хладагента; G_0 - расход инертного газа; y (y^*) - концентрация (равновесная) хладагента в парогазовой смеси;
 Y - относительная концентрация хладагента; Q_0 - холодопроизводительность; d - диаметр; t_0 - средняя температура испарителя; ε - тепловой коэффициент; p - давление; τ - время; φ - угол наклона; $B \times L$ - габариты поверхности ТВО.



xv 1014
 ИНСТИТУТ ХОЛОДА
 ОНАХТ
 бібліотека

Ротапринт ОТИХП г.Одесса. Подписано к печати 11.02.88.
 Объем 1,0 п.л. Тираж 100. Заказ 3-88.