

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

ЯРОВОЙ СЕРГЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПАРОГАЗОВЫХ КОНТУРОВ АБСОРБЦИОННО-
ДИФФУЗИОННЫХ АГРЕГАТОВ ДВУХКАМЕРНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Специальность 05.04.03. - Машины и аппараты холодильной
и криогенной техники и системы кондиционирования

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Одесса - 1993

713 037
Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики, Киевском НПО "Веста"

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор
Г.К. Лавренченко.

Научный консультант - кандидат технических наук, доцент
Л.И. Морозик.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Б.А. Мьякус,
кандидат технических наук, ст. науч. сотр.
А.С. Титлов.

Ведущая организация - Васильковский завод холодильников

Защита диссертации состоится "27" 09 1983 г.
в 11⁰⁰ часов на заседании специализированного Совета К.068.27.01.
при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики
по адресу: 270057, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОИНТЭ.
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.
Автореферат разослан "26" 08 " 1983 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета,
доктор технических наук,

Р.К. Рыкулина

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00802341 (1)

ІБ ім. В. Стефаніка
АН України

Цех № 03-338

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Переход на озоноразрушающие хладагенты, осуществляемый в бытовой холодильной технике, является довольно сложным, так как, кроме всего прочего, связан с разработкой новых поршневых компрессоров для альтернативного хладагента R134a, созданием нового синтетического масла и др. Решение этой задачи оказывается не по силам в настоящее время для большинства предприятий. Кроме этого, при переходе на R134a бытовая техника по-прежнему, хотя и в меньшей мере, будет неблагоприятно влиять на окружающую среду, так как данный хладагент может приводить к возникновению парникового эффекта.

Все это повышает интерес к системам бытовой холодильной техники, в которых используются обратные абсорбционно-диффузионные термодинамические циклы. Аммиак, применяемый в них в качестве рабочего тела, относится к наиболее благоприятным хладагентам, так как имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и г. потенциала парникового эффекта.

Однако, абсорбционно-диффузионным холодильникам (АДХ) присущ основной недостаток - низкая термодинамическая эффективность. Это особенно ощущается при разработке холодильников с низкими температурами в морозильной камере (261 и 255 К).

В связи с этим актуальной является задача совершенствования бытовых абсорбционных двухкамерных холодильников, а также их основного элемента - парогазового контура (ПГК).

Цель работы заключается в проведении комплекса исследований для разработки достоверной математической модели ПГК и последующего решения на её основе задачи оптимизации параметров двухкамерных АДХ, а также создании конструкции универсального агрегата и выработке рекомендаций по параметрическим рядам двухкамерных АДХ.

Основными задачами при этом являются: разработка математической модели ПГК; поиск схемных решений, позволяющих обеспечить достижение температур испарения на уровне 233...243 К; создание методики расчёта ПГК абсорбционно-диффузионного холодильника с учетом его взаимодействия с охлаждаемыми объектами; экспериментальное подтверждение адекватности математической модели ПГК его реальным характеристикам; изучение влияния различных факторов на характеристики агрегата АДХ;

разработка универсального ремонтнопригодного холодильного агрегата АДХ; выработка рекомендаций по параметрическим рядам АДХ, использующим указанный холодильный агрегат.

Научная новизна определяется следующим: разработана математическая модель процессов в многопоточном регенеративном теплообменнике-испарителе и установлены зависимости для определения характера изменений температуры испарения хладагента, температуры и парциального давления парогазовой смеси по длине испарителя; найдена взаимосвязь температур объектов охлаждения с распределением температуры по длине испарителя; впервые создана методика проектирования ПТК на основе установленных взаимосвязей их характеристик с параметрами охлаждаемых объектов; поставлена и решена оптимизационная задача определения параметров АДХ; предложен агрегат с новым схемным решением ПТК, получены значения его характеристик; показана возможность разработки параметрических рядов двухкамерных АДХ на базе универсального холодильного агрегата.

Научное положение, защищаемое в диссертации: при соизмерении процессов испарения и регенерации тепла в ПТК имеется возможность создавать двухкамерные холодильники с низкими температурами в морозильных камерах и с различным распределением общей холодопроизводительности агрегата между температурными уровнями охлаждения АДХ.

Кроме этого, автор защищает:

1. Математическую модель процессов испарения хладагента в поток обедненной парогазовой смеси для многопоточного регенеративного теплообменника-испарителя.
2. Схемные решения ПТК, позволяющие достигать температур испарения хладагента на уровне 233...243 К.
3. Экспериментальные данные о влиянии параметров на энергетические характеристики холодильного агрегата АДХ.
4. Методику проектирования ПТК абсорбционно-диффузионного холодильника.
5. Рекомендации по разработке параметрических рядов двухкамерных АДХ с температурами в морозильных камерах, соответственно, 261 К и 255 К, и температурой в холодильной камере 278 К.

Практическая ценность работы состоит в том, что создана новая

методика расчёта и проектирования парогазовых контуров холодильных агрегатов АДХ. Предложен универсальный агрегат с новым техническим решением. На основании полученных результатов в Киевском НПО "Веста" разработан двухкамерный холодильник объёмом 220 дм³ со съёмным ремонтнопригодным холодильным агрегатом. На Васильковском заводе холодильников изготовлена и испытана опытная партия образцов. Методика расчёта ПГК абсорбционно-диффузионного холодильника используется на Васильковском заводе холодильников, а также в лаборатории абсорбционных холодильников НПО "Веста" при проектировании новых и модернизации ныне выпускаемых моделей АДХ.

Публикации. По теме, темам диссертации опубликовано 5 работ, в том числе получены три авторских свидетельства.

Агробация работы. Результаты работы доклады: лекция на Всесоюзной научно-технической конференции "Холод - народному хозяйству", г. Ленинград, 1991 г.; на 59-ой научно-технической конференции ОИНТЭ, 1992г.

Структура и объём диссертации. Диссертация изложена на 118 стр. машинописного текста, иллюстрируется 38 рис., содержит 1 таблицу и состоит из введения, четырёх глав, выводов и рекомендаций, списка литературы из 112 наименований, приложений на 47 стр.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

1. Схемные решения ПГК для достижения температур испарения, позволяющих разрабатывать двухкамерные АДХ

В большинстве применяемых сейчас схем ПГК невозможно обеспечить достижение низких температур испарения, которые бы позволяли проводить разработку двухкамерных АДХ с температурами в морозильных камерах 255 или 261 К.

Температурный режим работы испарителей зависит от организации регенеративного теплообмена обеднённой парогазовой смеси (ПГС) с жидким хладагентом (ЖХ). При этом, наибольший интерес представляет информация о самой низкой температуре испарения $t_{0 \min}$. Её изменение может быть проиллюстрировано с помощью диаграммы состояния концентрация-энтальпия для смеси хладагент-инертный газ (рис.1). Процессы в регенеративном теплообменнике (РТО) и испарителю изображаются на линиях концентраций $t_{\min}(P_{\text{ПГ} \min})$ и $t_{\max}(P_{\text{ПГ} \max})$. Точка 1^м соот-

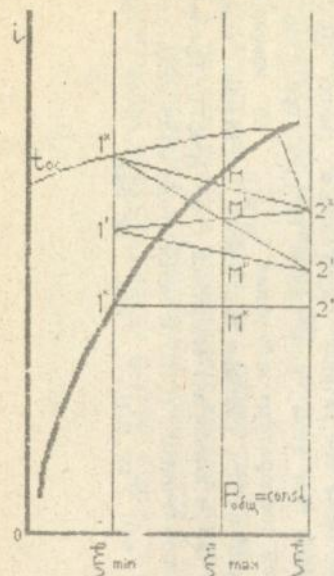


Рис.1 Процесс охлаждения потоков в диаграмме $i - \varphi$ смеси хладагента-инертный газ

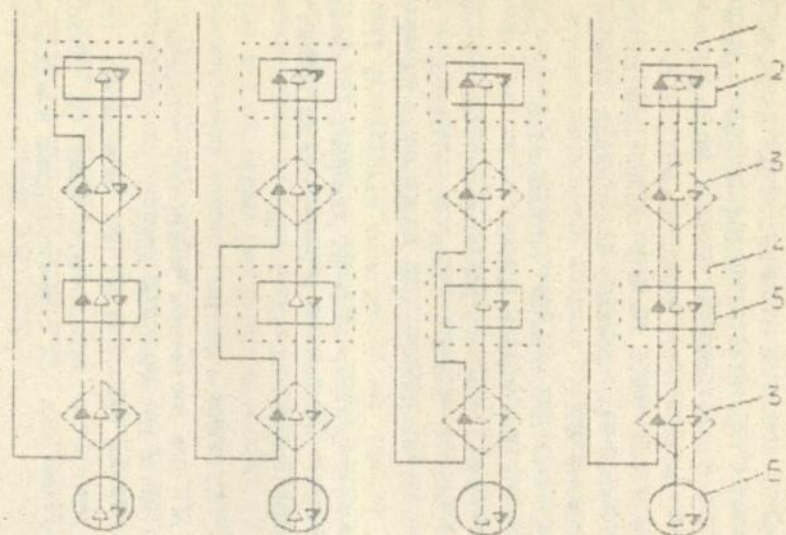


Рис.2 Некоторые схемы ПТК для создания двухкамерных АДХ:
 1 - морозильная камера; 2 - испаритель морозильной камеры;
 3 - регенеративный теплообменник; 4 - холодильная камера;
 5 - испаритель холодильной камеры; 6 - абсорбер;
 ▲ - поток жидкого хладагента; ◡ - поток обедненной ПГС;
 ▼ - поток обогащенной ПГС

ветствует состоянию обедненной ПГС на входе в испаритель, точка 2''
состоянию ЖХ. Процесс смещения - отрезок прямой, соединяющий эти две
точки. Точка М характеризует минимальную температуру испарения
 $t_{0 \text{ min}}$. Для достижения более низких температур следует охладить обед-
ненную ПГС, например, до температуры точки 1. при этом ЖХ подается в
испаритель без охлаждения (точка 2''). В итоге достигается состояние,
характеризуемое точкой М, причем $t_M' < t_M$. Тот же эффект можно полу-
чить, охлаждая только ЖХ до t_2 . При одновременном охлаждении пото-
ков эффект снижения температуры $t_{0 \text{ min}}$ становится более заметным
(например, точка М на линии смещения 1 - 2').

Таким образом, анализ схемных решений показал, что независимо
температуру испарения можно достичь при одновременном охлаждении
потоков обедненной ПГС и ЖХ до температуры насыщения, соответствую-
щей давлению $p_{\text{гг min}}$. На диаграмме этому отвечают точки 1^к, 2^к, М^к.

Изучение различных вариантов распределения потоков обедненной
ПГС и ЖХ, а также обогащенной ПГС в ПК дало возможность систематизи-
ровать схемы, позволяющие обеспечить достижение температур испарения
хладагента на уровне 233...243 К и сделать, таким образом, предпосыл-
ки для разработки на их основе двухкамерных АДХ (см. схемы на рис. 2).

2. Математическая модель ПК абсорбционно-диффузионного холо- дильника

Модель парогазового контура должна описывать основные процессы,
протекающие в испарителе, регенеративном теплообменнике и абсорбере.

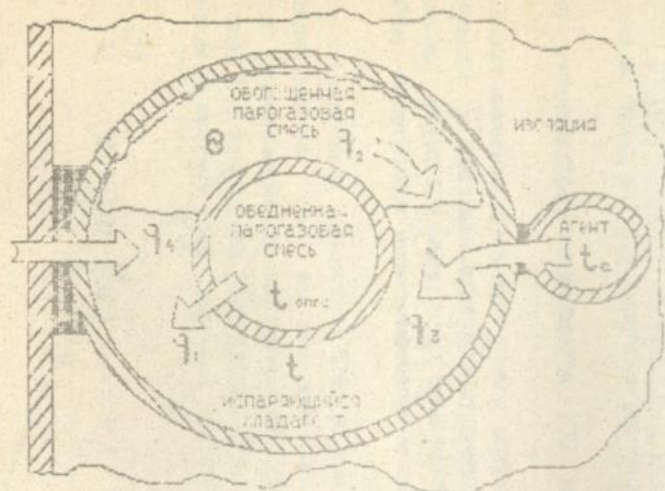
Парогазовый контур в общем виде представляется двумя элемента-
ми: многопоточным регенеративным теплообменником-испарителем (МРТИ)
и абсорбером.

Основу математической модели МРТИ составляют уравнения теплово-
го баланса, массопередачи и теплопередачи для i-го сечения теплооб-
менника для следующих потоков: испаряющегося в парогазовый поток
хладагента; переохлаждаемого ЖХ; охлаждаемой обедненной ПГС (рис 3).

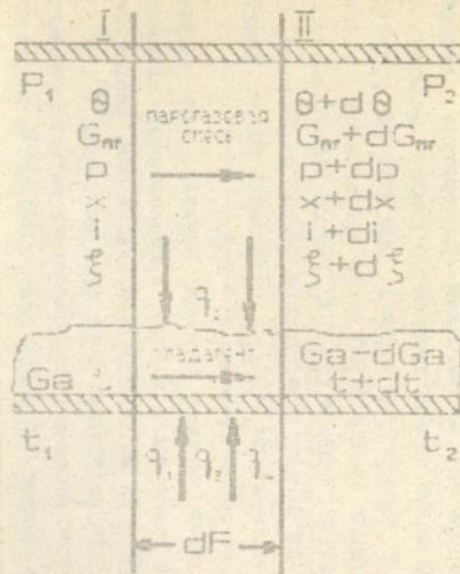
Для рассматриваемого участка (см. рис. 3,б) система уравнений
имеет следующий вид:

$$dQ_1 = A q_1 dF; \quad (1)$$

$$dQ_2 = [K + \alpha (\theta - t) + r \rho (p'' - p)] dF; \quad (2)$$



а



б

Рис. 3 Схема участка многопоточного регенеративного теплообменника-испарителя: а) направление тепловых потоков; б) - элемент поверхности раздела фаз парогазовой смеси и жидкого хладагента.

$$dQ_3 = B q_3 dF ; \quad (3)$$

$$dQ_4 = C q_4 dF ; \quad (4)$$

$$dG_a = \beta (p'' - p) dF = G_{\text{II}} N d \left(\frac{P}{P_{\text{общ}} - p} \right) ; \quad (5)$$

$$dG_{\text{II}} = L_{\text{II}} dG_a + G_{\text{II}} c_{\text{II}} d\theta . \quad (6)$$

Для решения задачи о распределении температур θ и t , а также парциальных давлений p по длине испарителя или МРТИ были введены упрощающие предположения без ущерба для точности получаемых результатов. Постоянными по поверхности тепло- и массообмена приняты α , β , γ , c_a , c_{II} , $P_{\text{II ср}}$; температура жидкости на поверхности раздела фаз соответствовала давлению насыщения p'' ; давление и температура насыщения хладагента связаны линейной зависимостью.

После математических преобразований получена система трех дифференциальных уравнений первого порядка с постоянными коэффициентами:

$$\frac{dP}{dF} = Z (p'' - p) ; \quad (7)$$

$$\frac{dt}{dF} = R + T (\theta - t) - L (p'' - p) ; \quad (8)$$

$$\frac{d\theta}{dF} = S + Y (\theta - t) , \quad (9)$$

$$\text{где } Z = \frac{\beta P_{\text{общ}}}{G_{\text{II}} N} ; \quad R = \frac{K}{G_a c_a} ; \quad T = \frac{\alpha}{G_a c_a} ;$$

$$L = \frac{\beta \gamma}{G_a c_a} ; \quad S = \frac{K}{G_{\text{II}} c_{\text{II}}} ; \quad Y = \frac{\alpha}{G_{\text{II}} c_{\text{II}}} .$$

Из решения указанной системы уравнений получено, что искомые законы изменения температур θ , t и парциального давления хладагента в парогазовой смеси p для общего случая многопоточного регенеративного теплообменника-испарителя μ представляются в виде:

$$\theta = C_1 + C_2 \exp x_2 F + C_3 \exp x_3 F + \frac{d}{F} ; \quad (10)$$

$$t = C_1 + C_2 \exp x_2 F \left(1 - \frac{x_2}{Y}\right) + C_3 \exp x_3 F \left(1 - \frac{x_3}{Y}\right) + \frac{1}{\delta} F - \frac{1}{\delta Y} + \frac{S}{Y} ; \quad (11)$$

$$P = C_1 n + C_2 \exp x_2 F \left[n + \left(\frac{1}{L} - \frac{T}{LY} - \frac{n}{Y} \right) x_2 - \frac{1}{LY} x_2^2 \right] + C_3 \exp x_3 F \left[n + \left(\frac{1}{L} - \frac{T}{LY} - \frac{n}{Y} \right) x_3 - \frac{1}{LY} x_3^2 \right] + \frac{1}{\delta} n F + \frac{1}{\delta} \left(\frac{1}{L} - \frac{T}{LY} - \frac{n}{Y} \right) - \frac{K}{L} + \frac{TS}{LY} + n + \frac{nS}{Y} \quad (12)$$

где C_1 , C_2 , C_3 - постоянные интегрирования; x_1 , x_2 - корни квадратного уравнения.

Если на рассматриваемом участке ПТК отсутствует один или несколько потоков, то соответствующий поток теплоты или массы в уравнениях (1) - (6) приравнивается нулю.

Расчётами по такой модели можно определять: характер распределения температур по длине испарителя, регенеративного теплообменника; холодопроизводительности на участках регенеративного теплообменника-испарителя при заданной его длине. Данная модель даёт возможность решать задачи при различном сочетании потоков, участвующих в теплообмене.

3. Результаты экспериментальных исследований характеристик холодильного агрегата АДХ

Разработан холодильный агрегат с многопоточным теплообменником-испарителем с использованием Авт. свидетельства 1430696, который позволил создать ремонтнопригодный холодильник. Агрегат был испытан на калориметрическом стенде. На основании разработанной методики исследований проведена предварительная оценка погрешностей, выбраны измерительные приборы с соответствующим классом точности. Цель экспериментов состояла в подтверждении соответствия математической модели реальным характеристикам ПТК, определении характеристик агрегата при влиянии на его параметры ряда факторов: общего рабочего давления в

системе; величины тепловых нагрузок на испарители морозильной и холодильной камер; потребляемой генератором мощности.

На рис. 4 приведены результаты экспериментальных исследований. Получены зависимости изменения холодопроизводительности от минимальной температуры испарения, причём холодопроизводительность испарителя холодильной камеры Q_{x2} изменялась дискретно (3,5; 13,0; 17,5; 31,5 Вт), а холодопроизводительность морозильной камеры Q_{x1} плавно менялась в пределах от 5 до 22 Вт. Данные этого эксперимента показывают, что при совмещении регенеративного теплообменника с испарителем можно в широком диапазоне, во-первых, распределять общую холодопроизводительность агрегата между температурными уровнями T_{x1} и T_{x2} , во-вторых, обеспечивать требуемую взаимосвязь температур объектов охлаждения с распределением температуры по длине испарителя.

Установлено существование оптимального давления в агрегате. Так, с увеличением рабочего давления от 1,82 МПа до 2,6 МПа общая холодопроизводительность агрегата $Q_x = Q_{x1} + Q_{x2}$ достигала максимального значения при давлении 2,34 МПа (рис. 5, а).

На рис. 5, б, в, г приведены зависимости температуры генератора, конденсатора, а также средней температуры испарения от величины рабочего давления в агрегате. Влияние потребляемой мощности на некоторые параметры агрегата характеризуется данными рис. 6, а, б.

На рис. 7 показано теоретическое распределение температур по длине испарителя многопоточного теплообменника и нанесены полученные экспериментально температуры поверхностей труб испарителей морозильной и холодильной камер. Одинаковый характер изменения температур свидетельствует об адекватности математической модели ПТК реальным условиям работы. Экспериментальные температуры выше теоретических, что обусловлено термическими сопротивлениями потоков и материала трубы МРТИ, которые не учитываются математической моделью ПТК.

4. Постановка и решение задачи оптимизации параметров двухкамерных АДХ

Разработанная математическая модель ПТК, адекватность которой подтверждена экспериментальными исследованиями, позволяет в сочетании с созданной методикой проектирования АДХ решать задачи по опре-

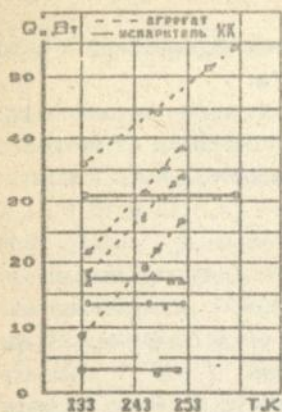


Рис.4 Зависимость холодопроизводительности агрегата от $T_0 \text{ min}$ при следующих холодопроизводительностях в холодильной камере $Q_{х2}$:

- - 3,5; □ - 13,0;
- - 17,5; △ - 31,5 Вт

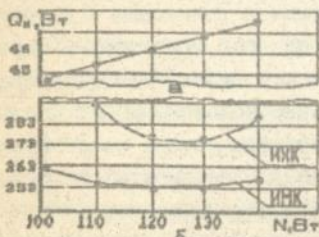


Рис.6 Зависимость холодопроизводительности агрегата (а), средней температуры испарения (б) от мощности, потребляемой генератором

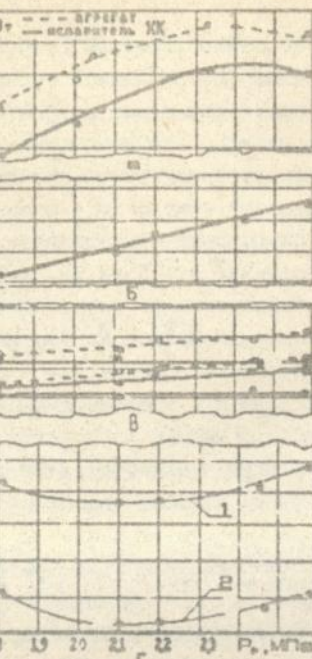
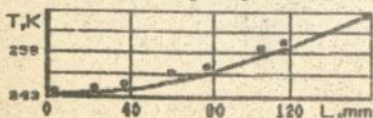


Рис.5 Изменения холодопроизводительности агрегата (а), максимальной температуры в генераторе (б), температур конденсации (---), и абсорбции (—) (в), средней температуры испарения (г) от рабочего давления:

- 1 - испаритель МК;
- 2 - испаритель МК

Рис.7 Распределение температур обогащённой парогазовой смеси по длине испарителя:

- - расчёт;
- - эксперимент

делению его оптимальных параметров.

Анализ показал, что на характеристики АДХ, кроме заправочного давления P_3 , влияют три группы параметров: вектор концентрации ζ рабочего тела - смеси водоаммиачного раствора с гелием; набор конструктивных параметров K (диаметры труб, длина регенеративного теплообменника-испарителя); фактор', характеризующие варианты схемных решений C .

В общем виде оптимизационная задача имеет своей целью определение

$$\zeta^*, P_3^*, K^*, C^* = \text{opt} (\zeta, P_3, K, C) \rightarrow \text{Max } \eta_e \quad (13)$$

где $\zeta = D_\zeta$; $P_3 = D_{P_3}$; $K = (K_L)$; $C = (C_L)$;

и ограничениях:

$$\eta_e = \frac{\tau_{e1} Q_{x1} + \tau_{e2} Q_{x2}}{N_3} ; \quad (14)$$

$$Q_e - (\tau_{e1} Q_{x1} + \tau_{e2} Q_{x2}) \leq 0 ; \quad (15)$$

$$\sum_{L=1}^3 \tau_L - 1 = 0 ; \quad 1 - \tau > 0 ; \quad c_L > 0 ; \quad (16)$$

$$N_3 \min < N_3 < N_3 \max \quad (17)$$

Как показали предварительные исследования, решение оптимизационной задачи в общей постановке (13) - (17) связано с неоправданными сложностями. Поэтому пришлось использовать упрощения, не влияющие, как показали дальнейшие исследования, а также сравнения расчетов с экспериментами, на окончательные значения оптимальных параметров.

При решении оптимизационной задачи, как правило, заданными являются холодопроизводительности Q_{x1} и Q_{x2} при температурах в морозильной T_{x1} и холодильной T_{x2} камерах. Это позволяет задачу максимизации η_e свести к задаче минимизации мощности электронагревателя N_3 в случае заданной общей эксергетической холодопроизводительности агрегата Q_e .

В множестве параметров, характеризующих "концентрационный век-

тор" ϵ , принималось постоянным соотношением $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} / \epsilon_{\text{NH}_3}$, что снижало размерность оптимизационной задачи и сводило её к нахождению оптимальной добавки гелия к водоммачиному раствору заданного состава.

Предварительный анализ показал, что при многовариантности схемных решений наилучшими характеристиками должны обладать схемы, представленные на рис. 2.

Расчётные исследования позволили установить, что определяющими конструктивными параметрами, характеризующими ПТК, являются: диаметр и длина труб, их конфигурация и др.

Пример оптимизации характеристик универсального агрегата при создании на его основе двухкамерного АДХ с объёмом морозильной камеры 35 дм^3 ($T_{\text{х1}} = 255 \text{ К}$) и объёмом холодильной камеры 185 дм^3 ($T_{\text{х2}} = 278 \text{ К}$): $Q_{\text{х1}} = 10 \text{ Вт}$; $Q_{\text{х2}} = 36,5 \text{ Вт}$; $\eta_e = 4,4$; $N_3 = 125 \text{ Вт}$;

$\epsilon_{\text{NH}_3} = 32,5 \%$; $d_{\text{H}} = 26 \dots 1,5 \text{ мм}$; $d_{\text{ВН}} = 14 \dots 1,4 \text{ мм}$; $L = 1400 \text{ мм}$;

$P_3 = 2,3 \text{ МПа}$.

5. Рекомендации по разработке параметрических рядов двухкамерных АДХ

Результаты решения оптимизационной задачи (13) - (17), а также методика теплового, конструктивного и гидравлического расчётов ПТК, разработанная в работе на основании аналитических решений дифференциальных уравнений (7) - (9), позволяют спроектировать ряд холодильных агрегатов для охлаждения многотемпературных объектов с различными температурными режимами и холодопроизводительностями. С помощью методики можно выбирать схему ПТК, определять конструктивные параметры отдельных элементов.

Учитывая связь холодопроизводительности испарителя со средней температурой испарения, температурными режимами в камерах и их геометрическими размерами, на базе одного агрегата можно создать параметрические ряды двухкамерных АДХ.

Примерные конструктивные варианты двухкамерных холодильников на базе универсального агрегата приведены в табл. 1.

Таблиця 1

Общий объем холодильника, дм ³	Маркировка морозильной камеры	Объем морозильной камеры, дм ³	Объем холодильной камеры, дм ³
165	" " "	20	145
100	" " "	40	60
65	" " "	35	30
200	" "	55	145
155	" "	9	60
110	" "	80	30

Таким образом, проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили выработать рекомендации заводам-изготовителям по использованию нового холодильного агрегата в качестве универсального и созданию на его основе параметрического ряда двухкамерных АДХ.

Выводы

1. На основе систематизации парогазовых контуров можно производить выбор их сум в зависимости от заданных температур и холодопроизводительностей объектов охлаждения.
2. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность математической модели ППК реальным характеристикам агрегата АДХ.
3. На основе разработанной математической модели ППК можно решать задачи режимной, конструктивной и схемной оптимизации АДХ с учетом заданных значений холодопроизводительностей и температур морозильной и холодильной камер.
4. Для универсального агрегата двухкамерного АДХ существует оптимальное запорочное давление.
5. Созданная конструкция универсального агрегата даёт возможность на её основе разрабатывать модели из рекомендуемых параметрических рядов двухкамерных АДХ.

Ав 28.067

СНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. А. с. 1430696 СССР F 25 В 15/10 /Холодильный агрегат// А. М. Пилигэнко, С. В. Яровой, А. А. Ильченко, Г. М. Олифер.

2. А. с. 1615483 СССР F 25 В 15/10 /Абсорбционный диффузионный холодильный агрегат// С. В. Яровой, А. М. Пилигэнко, И. П. Науменко, А. А. Ильченко, Л. И. Морозжк.

3. А. с. 1762087 СССР F 25 В 15/10 /Холодильная машина// Г. К. Лавренченко, Л. И. Морозжк, М. Г. Жмельняк, П. В. Серебрянский, С. В. Яровой, С. А. Терентьев.

4. Лавренченко Г. К., Морозжк Л. И., Яровой С. В. Перспективы создания бытовых абсорбционных холодильников с унифицированным агрегатом. //Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. "Холод - народному хозяйству". - Л., ЛТИХП, 1991. - С. 134.

5. Яровой С. В., Пилигэнко А. М. Влияние рабочего давления в холодильном агрегате бытового абсорбционного холодильника на его надежность //Холодильн. техника. - 1989. - 12. - С. -19-20.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, B, C, K, L, M, n, R, j, S, Δ, T, Y, Z - константы; c - теплопроводность; F - поверхность контакта потоков; p - парциальное давление; G - массовый расход; Q, q - количество теплоты, удельное количество теплоты; ζ - концентрация; γ - теплота фазового превращения; θ, t - температура; γ - участок пути; x - корни квадратного уравнения; α - коэффициент теплоотдачи; β - коэффициент массоотдачи; ε - энтальпия; T_{x1}, T_{x2} - температуры в морозильной, холодильной камерах; Q_{x1}, Q_{x2} - холодопроизводительности испарителя морозильной, холодильной камеры; N_э - электрическая мощность, потребляемая генератором; τ_{e1}, τ_{e2} - температурные эксергетические функции.

ИНДЕКСЫ

a - агент; вн - внутренний; н - наружный; общ. - общий; парогазовый; ср. - средний; стр. - страница; max - максимальный; min - минимальный; э - электронагреватель.