

Нвтореч

3-13

ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА

На правах рукописи

ЗАВЕРТАНЬИ ВЛАДИМИР ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

РАЗРАБОТКА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КАМЕР С АБСОРБИЦИОННО-
ДИФУЗИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

Специальность 05.04.03 - Машины и аппараты холодильной
и криогенной техники и систем кондиционирования

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

xv 1068

ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
Бібліотека

Одесса - 1995

Работа выполнена в Одесской государственной академии пищевых технологий.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор, академик АН Украины В.Ф. Чайковский
Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор В.П. Чапурненко
кандидат технических наук, доцент Л.И. Морозик
Ведущая организация - Васильковский завод холодильников

Защита диссертации состоится " _____ " _____ 1995 г.
в _____ часов на заседании специализированного Совета К.068.27.01 при Одесской государственной академии холода по адресу: 270057, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОГАХ.
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОГАХ.
Автореферат разослан " _____ " _____ 1995 г.

Прилож. к дисс. №187

Ученый секретарь специализированного Совета доктор технических наук, профессор

от



В.И. Никульшин

Подписано и печати 7.02.95
Лит. № 245-95

Схема IR2130.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Использование холодильников и морозильников является необходимым элементом современного быта каждой семьи. Вместе с тем анализ потребительского рынка бытовой холодильной техники Украины и других стран СНГ показывает его насыщенность моделями ведущих фирм мира по ценам 300-500 долл. США и практически полное отсутствие отечественных моделей по ценам, доступным основной массе населения - 50-100 долл. США.

Насытить отечественный рынок бытовой холодильной техникой по относительно низким ценам можно только за счет абсорбционных моделей. Затраты на расширение и модернизацию их производства ниже в 2-3 раза по сравнению с компрессионными, а себестоимость ниже на 40-50 % из-за отсутствия в составе компрессора. Последнее также определяет высокую надежность, ресурс и бесшумность абсорбционных моделей.

Немаловажным аспектом разработок абсорбционных моделей является озонобезопасность рабочего тела. Процесс перехода на озонобезопасные хладагенты является сложным и не по силам в настоящее время большинству стран мира. Экологические и связанные с ними экономические проблемы повышают интерес в мире к абсорбционным моделям как альтернативным компрессионным.

Характерной особенностью абсорбционных моделей является возможность работы на неэлектрических источниках энергии и электрических источниках низкого качества (падение напряжения в сети до 160 В) в широком диапазоне температур воздуха в помещении - от 0 °С до 43 °С.

Эти возможности позволяют принципиально решить задачу создания низкотемпературных камер (НТК) с использованием абсорбционно-диффузионных холодильных машин (АДМ). Потребность в НТК объемом 100...280 дм³ наиболее осязательна в сельских и фермерских хозяйствах, где высокие темпы инфляционных процессов, перебои с энергоносителями и кормами вынуждают осуществлять длительное хранение продукции животноводства.

Изложенное определяет актуальность настоящей диссертационной работы.

Цель работы. Разработка принципов конструирования низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами.

Научную новизну составили следующие результаты:

- математическое описание термодинамических процессов цикла низкотемпературных АДХМ;
- методика расчета и поиска оптимальных схемных решений конструкций НТК;
- математическое описание процессов теплообмена НТК с АДХМ, в том числе и с использованием тепловых труб (ТТ) и холодоаккумулялирующих материалов (ХМ), позволяющее проводить компоновку и оптимизацию конструкции шкафа с учетом требований по температурным режимам;
- экспериментальные температурно-энергетические характеристики НТК с АДХМ, в том числе и с ТТ и ХМ;
- инженерную методику конструктивного расчета НТК с АДХМ параметрического ряда.

Практическая ценность.

1. Разработанная инженерная методика расчета используется при конструировании новых моделей НТК с АДХМ параметрического ряда на Васильковском заводе холодильников (ВЗХ).
2. Принципы конструирования использованы на ВЗХ при проектировании опытных образцов НТК с АДХМ с полезным объемом 100 дм³ и 180 дм³.

Научные положения, защищаемые в диссертации.

1. Сочетание принципов конструирования АДХМ, ТТ и ХМ позволяет создать НТК параметрического ряда 100...280 дм³ с уровнем температур не выше минус 18 °С.
2. Оптимальная величина тепловой мощности на термосифоне АДХМ, соответствующая максимальной холодильной мощности испарителя, лежит в диапазоне ($Q_{тс} - 5$) Вт, где $Q_{тс}$ - величина тепловой мощности на термосифоне, при которой в подъемном теплоизолированном канале ректификатора на высоте (0,85...1,00) H массовая концентрация воды в паровом водоаммиачном потоке возрастает до 0,03...0,05 (H - высота теплоизолированного канала ректификатора).

Кроме этого, автор защищает:

1. Математическое описание термодинамических процессов цикла низкотемпературных АДХМ.
2. Методику поиска оптимальных схемных решений конструкции НТК с АДХМ.
3. Математическое описание процессов теплообмена НТК с АДХМ, в том числе и с использованием ТТ и ХМ.

4. Результаты экспериментальных исследований температурно-энергетических характеристик НТК с АДХМ, в том числе и с ТТ и ХМ.

5. Инженерную методику расчета и рекомендации по проектированию НТК с АДХМ параметрического ряда.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на ежегодных научных конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОГАПТ в период 1992-1994 гг.; Международной научно-технической конференции "Разработка и внедрение новых технологий и обладания у харчову те переробні галузі АПК" (Киев, 1993 г.); Всероссийском совещании "Холодильная техника России. Состояние и перспективы" (Санкт-Петербург, 1993 г.).

Цитирование. По материалам диссертации опубликовано 15 работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографии и приложения. Основное содержание изложено на 201 с. машинописного текста, содержит 49 рис., 14 табл., список литературы 128 наименований, приложение на 22 с.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ известных работ, посвященный проблемам разработки безнасосных абсорбционных холодильных систем, работающих на температурном уровне минус 18 °С и ниже. Показано, что для достижения поставленной цели необходимо провести комплекс теоретических и экспериментальных исследований как по НТК, так и по АДХМ. Проведена систематизация схемных решений НТК и АДХА, работающих на низкотемпературном уровне. Показано, что наиболее рациональным конструкторским решением для НТК является вариант "Дарь", для низкотемпературной АДХМ - трехточечный испаритель, обоснована целесообразность разработки параметрического ряда.

Предложена функциональная схема НТК с АДХМ, в том числе и с ТТ и ХМ, на основании которой определены перспективные направления разработок, обоснованы задачи исследований.

Во второй главе проведен анализ существующих методов термодинамического расчета цикла АДХМ. Показано, что для низкотемпературных АДХМ особое внимание следует обратить на эффективность процесса регенерации тепла бедной парогазовой смеси (ПГС).

Учитывая особенности совмещенного теплообмена в трехточечном испарителе, определяем полезную нагрузку его регенеративной части. Для расчета необходимой температуры предварительного охлаждения бедной ПТС в трехточечном испарителе АДМ получена зависимость

$$T_{\text{ог}} = T_{\text{он}} + \frac{r(T_{\text{он}})}{C_{\text{рег}}^{\text{ог}}(T_{\text{ог}}, P_{\text{ог}})} \left\{ \frac{\rho_a(T_{\text{он}}) - \rho_a(P_{\text{ог}}, T_{\text{ог}})}{\rho_a(P_{\text{ог}}, T_{\text{ог}}) + \rho_{\text{nr}}[(P_0 - P_{\text{ог}}), T_{\text{ог}}]} \right\} \quad (1)$$

Для выбора и обоснования конструктивных решений шкафа НТК разработана 4 базовые схемы типа "Ларь" - две из них с оригинальным торцевым расположением двух АДМ, а две - с традиционным (на задней стенке шкафа) расположением двух АДМ, при этом одна из оригинальных и традиционных схем содержит неохлаждаемый объем в нижней части шкафа высотой 0,35 м. Приведена методика расчета теплопритоков такого типа схем. В основу алгоритма положен расчет теплопритоков при граничных условиях I-го рода, т.е. на первом шаге итераций термическим сопротивлением теплоотдачи на стенках шкафа пренебрегают. Расчет проводится для каждой стенки шкафа с учетом специфики в естественно-конвективного теплообмена при различной ориентации поверхности. С применением РСМ выполнен вариантный расчет теплопритоков для НТК параметрического ряда с объемом: 180; 200; 220; 240; 280 дм³, при фиксированной для всех случаев высоте шкафа 0,98 м варьировалась глубина шкафа в диапазоне 0,56...0,65 м, толщина стенок (0,08...0,14 м) и температура окружающего воздуха - 25 °C и 32 °C.

Температурные поля полезного объема НТК после его загрузки продуктами характеризуются крайней неравномерностью. На начальном этапе для снижения температуры продуктов до $t_k = \text{минус } 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ потребность в холоде максимальна; во время хранения холода необходим только для компенсации теплопритоков через ограждающую конструкцию НТК. Этот факт определяет целесообразность использования ХМ, в ка-

В НТК типа "Ларь" наиболее рациональное размещение продуктов в проводочных корзинах. Размеры корзин оптимизируются из учета: 1) удобства эксплуатации потребителем; 2) металлоемкости; 3) геометрических параметров единичного объема продуктов, исходя из условий обеспечения внутреннего теплообмена. По первым двум пунктам оптимальными являются сетчатые корзины с размерами - половина длины шкафа x ширина шкафа. Высота одной корзины может составлять как одну треть, так и половину общей высоты шкафа и оптимизируется

из условий обеспечения требуемых температурных параметров на поверхности и внутри продукта.

Для обеспечения равномерности температурных полей полезного объема шкафа НТК, в частности, для обеспечения эффективной тепловой связи испарителей АДМ с боковыми стенками шкафа предложено использовать Г-образные тепловые трубы (ТТ), теплоноситель - аммиак. Для шкафа НТК с АДМ и с заданными геометрическими параметрами оптимизация такой тепловой связи может быть проведена по количеству ТТ и их геометрическим размерам рабочих зон (испарителя и конденсатора). Схема установки двух Г-образных ТТ на один АДМ в НТК приведена на рис. 1.

Для численного определения температурного поля шкафа, в том числе и с ТТ, в стационарном режиме использован итерационный метод, основанный на непосредственном определении температуры в каждом узле из разностного уравнения баланса энергии для этого узла.

Элементы конструкции шкафа (внутренняя стенка, теплоизоляционный корпус) представлялись в виде совокупности узлов симметричной (на один АДМ) развертки шкафа (рис. 2).

Для каждого узла "0" в случае трехмерной задачи можно записать

$$\sum_{i=1}^6 q_i - 0 = 0 \quad (2)$$

а) для узла "0" в твердом теле

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6}{6} ; \quad (3)$$

б) для узла "0", расположенного на границе твердого тела и воздушной среды

$$T_0 = \frac{0,5(T_1 + T_2 + T_3 + T_4) + T_5 + Bi \cdot T_w}{(3 + Bi)} ; \quad (4)$$

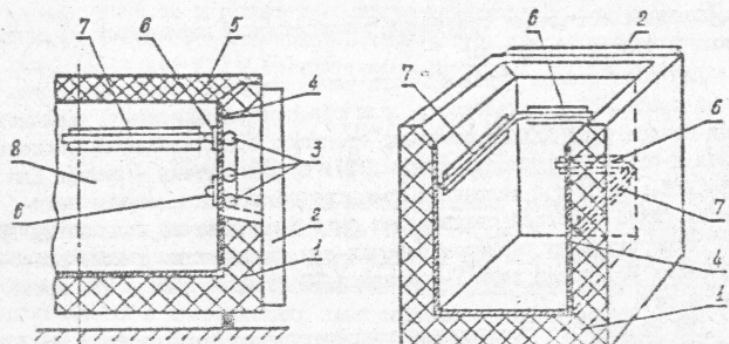
в) для узла "0", расположенного во внутреннем углу трехмерного тела на границе с воздушной средой (внутренний угол камеры)

$$T_0 = \frac{0,5(T_1 + T_3) + 0,75(T_2 + T_4) + T_5 + T_6 + Bi \cdot T_w}{(4,5 + Bi)} ; \quad (5)$$

г) для узла "0", расположенного на внешнем углу трехмерного тела на границе с воздушной средой (наружный угол камеры)

$$T_0 = \frac{0,5(T_1 + T_3) + 0,25(T_2 + T_4) + Bi \cdot T_w}{(4,5 + Bi)} ; \quad (6)$$

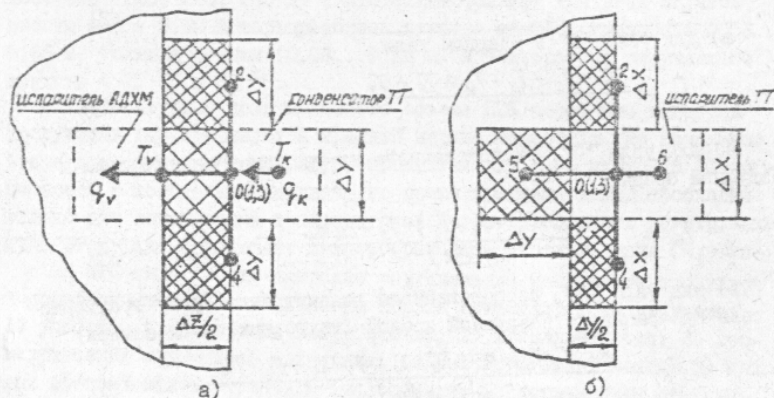
Схема НТК с АДХМ типа "Ларь" с тепловыми трубами



1 - теплоизоляционный корпус; 2 - АДХМ; 3 - испаритель АДХМ; 4 - внутренняя стенка камеры; 5 - крышка; 6 - конденсатор тепловой трубы; 7 - испаритель тепловой трубы; 8 - полезный объем камеры.

Рис. 1.

Схема тепловой связи элементарных ячеек внутренней стенки камеры



а) в зоне теплопередачи между конденсатором ТТ и испарителем АДХМ;
б) в зоне теплопередачи от окружающей среды к испарителю ТТ.

Рис. 2.

д) для узла "0", находящегося на границе твердого тела и воздушной среды, и имеющего тепловую связь с испарителем АДХМ

$$\bar{T}_0 = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + 2\beta_i \cdot T_w + 4T_v}{(8 + 2\beta_i)} \quad (7)$$

Температура узла "0" элементарной ячейки, связанной в тепловом отношении с испарителем АДХМ и зоной конденсации ТТ, и с учетом того, что плотность теплового потока при конденсации паров аммиака в ТТ

$$q = A \sqrt{[1 + \beta(T_k - T_0)]} \quad (8)$$

$$\bar{T}_0 = \sqrt{\left[\left(\frac{c}{4}\right)^2 - \frac{D}{2}\right]} - \frac{c}{4} \quad (9)$$

где: $c = [2 \cdot T_k + T_v + 0,25(T_1 + T_2 + T_3 + T_4)]$ (10)

$$D = T_k \cdot [T_v - 0,25(T_1 + T_2 + T_3 + T_4)] - \frac{A \cdot (\Delta z/2)}{(1 + \beta) \cdot K} \quad (11)$$

Температура узла "0" элементарной ячейки, находящейся на границе твердого тела и связанной в тепловом отношении с испарителем ТТ:

$$\bar{T}_0 = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + 2T_5}{6} - \frac{q_{TT}^v \cdot \Delta x}{3 \cdot K} \quad (12)$$

На первом этапе проводится расчет температурного поля камеры заданной конструкции и объема без ТТ. Для каждого угла элементарной ячейки записываются уравнения типа (3)-(7). Задаются температуры: воздуха в помещении (T_{ac}) и в камере (T_w); внутренней стенки камеры (T_c); теплоизоляционного корпуса (T_{TK}); испарителя АДХМ (T_v). При этом принимается $T_v = f(L_v)$, а для каждого i -го участка испарителя $T_{vi} = const$. Для снижения числа итераций принимается на первом этапе расчетов $T_c = T_{TK} = T_w$. На основе уравнений (3)-(7) вычисляются новые значения температур, и так до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность. Полученные результаты являются исходными для второго этапа расчета НТК с ТТ. Для расчета температур в углах, имеющих тепловую связь с элементами ТТ, вместо уравнений (4) и (7) используются, соответственно, уравнения (9) и (12).

Усредняя температуры стенки, связанные в тепловом отношении с зоной испарения T_c (T_c^v) и приравнивая $T_k = T_c^v$, на основе уравнений (3)-(6) и (9) проводится расчет температурных полей камеры с "дополнительной" тепловой нагрузкой, на испаритель АДХМ (q_{TT}^k), обусловленной работой конденсатора ТТ. На основе уравнения (8) проводится расчет q_{TT}^k и Q_{TT}^k , а с учетом $Q_{TT}^k = Q_{TT}^v$, находится q_{TT}^v . Далее в расчетах используется уравнение (12), что приводит к снижению величины q_{TT}^k и, тем самым, снижению "дополнительной" тепловой нагрузки. Итерации выполняются до достижения заданной точности.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований НТК с АДМ.

Объектом исследований являлся макетный образец НТК с АДМ типа "Ларь" оригинальной конструкции (с торцевым расположением двух АДМ), изготовленный на основе серийных элементов Васильковского завода холодильников. Величина полезного объема $V_K = 180 \text{ дм}^3$, габариты шкафа - $0,64 \times 1,25 \times 1,02 \text{ м}$. В учет разработанных методик исследований выполнена предварительная оценка погрешностей, на основании которой проведена комплектация экспериментального стенда измерительными приборами с необходимым классом точности. Цель исследований состояла в получении информации по реальным температурно-энергетическим характеристикам НТК с АДМ (средняя температура в камере t_K , температура в центре имитационных пакетов $t_{нп}(t)$, температура в характерных точках элементов АДМ и камеры) и влияния на них ряда режимных и конструктивных параметров (температура воздуха в помещении t_{ac} , величина подводимой тепловой нагрузки на генераторы АДМ Q_r , условия охлаждения теплообменных элементов АДМ, степень загрузки полезного объема камеры, наличия ТТ и УМ) в стационарном и нестационарном (пусковом) режимах.

В процессе проведения исследований найдено неочевидное взаимодействие между температурами в полезном объеме камеры t_K и в точке дефлегматора t_R , находящейся в верхней части теплоизолированного кожуха генераторного узла АДМ. Объяснение такой взаимосвязи иллюстрируется рис. 3-5. Выделяются три характерных участка зависимости (рис. 5): 1) увеличение Q_r практически не влияет на t_K ; 2) скачкообразное увеличение t_R на $50 \dots 60 \text{ }^\circ\text{C}$ при практически постоянной величине Q_r ; 3) монотонное увеличение t_R с ростом величины Q_r . Отмечается также совпадение по величине Q_r между началом стабилизации t_K и скачком t_R во всем диапазоне изменения температур воздуха в помещении. Взаимосвязь определяется спецификой работы генераторного узла АДМ (рис. 3 и 4). В оптимальном режиме (рис. 3) пар, выходящий из термосифона I, проходит из опускного канала дефлегматора 3 в подъемный 4 через ректификатор 6, заполненный крепким ВАР, в виде отдельных пузырьков. В этом режиме практически полная очистка паров аммиака от паров воды осуществляется в канале 3 и колене 6, а частичная конденсация очищенных паров в канале 4 снижает коллимную мощность испарителя. С ростом величины Q_r возрастает и количество аммиака, поступающего в испаритель (асимптотическое снижение величины t_K). При достижении некоторого (критического) расхо-

Режим работы генераторного узла АДМ

оптимальный

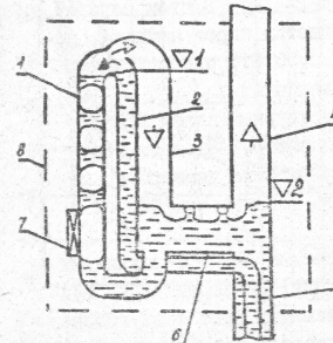


Рис. 3

критический

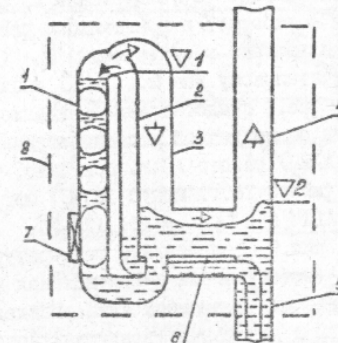
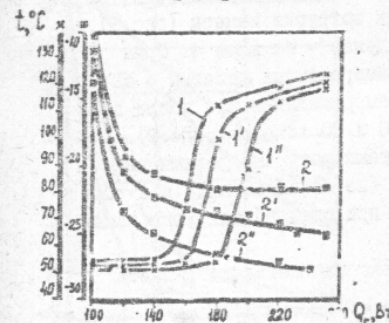


Рис. 4

1-термосифон; 2-канал слабого раствора; 3(4)-опускной(подъемный) канал дефлегматора; 5-теплообменник растворов; 6-ректификатор; 7-электронагреватель; 8-тепловая изоляция; ∇1, (∇2) - уровень слабого (крепкого) раствора

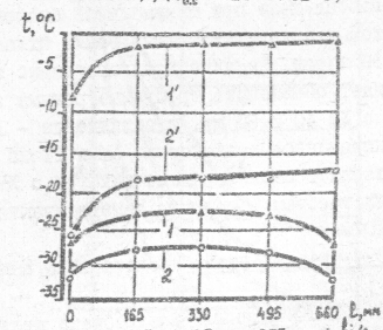
Экспериментальные зависимости температуры ректификатора и полезного объема НТК от суммарной мощности генераторов



1, 1', 1'' - ректификатор ($t_{ac} = 32, 26, 20^\circ\text{C}$)
2, 2', 2'' - полезный объем ($t_{ac} = 32, 26, 20^\circ\text{C}$)

Рис. 5

Сравнение температурных полей НТК при симметричной и несимметричной работе АДМ ($t_{ac} = 19 \dots 21^\circ\text{C}$), ($t_{ac} = 19 \dots 21^\circ\text{C}$)



1 - $Q_r = Q_1 + Q_2 = 120 \text{ Вт}$
1' - $Q_r = Q_1 = 60 \text{ Вт}, Q_2 = 0$
2 - $Q_r = Q_1 + Q_2 = 224 \text{ Вт}$
2' - $Q_r = Q_1 = 112 \text{ Вт}, Q_2 = 0$

Рис. 6

да пара изменяется режим его прохода через жидкостное колено 6. Жидкость оттесняется от верхней части, в которой образуется динамическая паровая прослойка (рис.4). Через прослойку, практически не вступающая в межфазный массообмен, проследит паровая смесь, содержащая уже и пары воды. Этот режим идентифицируется скачком t_R до уровня 100...110 °C (содержание паров воды 3-4%). В этом случае участок 4 работает в номинальном режиме очистки паров аммиака, поэтому дальнейший рост величины Q_r (на 40...50 Вт) приводит лишь к незначительному (на 2...3 °C) снижению величины t_k .

На рис.6 представлено сравнение температурных полей НТК с АДЖМ при симметричной и несимметричной (например, выход из строя одного АДЖМ) работе АДЖМ. Показано, что приемлемые температурные режимы (минус 18... минус 16 °C) могут быть обеспечены работой и одного АДЖМ при $t_{o.c} = 19...21$ °C.

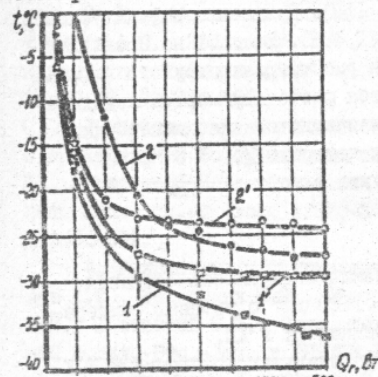
На рис.7 представлены температурные режимы НТК при различных режимах (естественная и вынужденная конвекция) теплоотвода на теплорассеивающих элементах АДЖМ. Исследовались два типа воздухопроводов - панельный и локальный (воздушный поток направлен только на абсорбер и конденсатор). Показано, что наличие локального принудительного обдува снижает уровень t_k на 5...6 °C при $t_{o.c} = 32$ °C и на 1...2 °C при $t_{o.c} = 26$ °C.

На рис.8-10 представлены температурные характеристики "теплого" пакета в процессе охлаждения в камере. При отсутствии элементов, интенсифицирующих процессы охлаждения (ТТ и ХМ), удовлетворительные результаты, в части продолжительности замораживания, не достигаются даже при минимальной степени загрузки камеры (рис.8). При этом реализуется только режим охлаждения - не выше 4 °C за $\tau \leq 36$ часов. Наличие предварительно замороженных пакетов с ХМ позволяет обеспечить требуемые режимы замораживания при числе пакетов с ХМ 40 и 60 шт. и охлаждение - 10 и 20 пакетов (рис.9). Комбинированное воздействие ХМ и ТТ на температурные режимы камеры позволяет снизить число пакетов с ХМ (не более 20 шт.) при обеспечении требуемых режимов замораживания при средней загрузке камеры (рис.10).

В четвертой главе представлена инженерная методика расчета НТК с АДЖМ.

Исходными данными для расчета являются: $T_w, T_{o.c}, V_k$. В зависимости от назначения и величины V_k выбирается один из вариантов НТК. Путем варьирования $\delta_k, \delta_k, \delta_{из}, \delta_c, \tau_w = f(Lv)$ про-

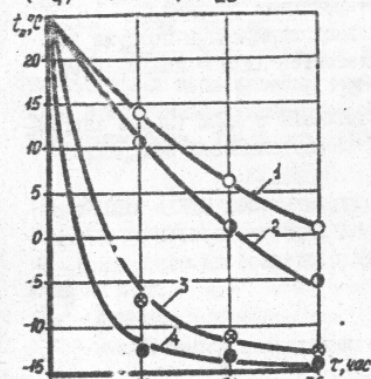
Температурные режимы камеры при наличии систем принудительной циркуляции воздуха в зонах теплорассеивающих элементов АДЖМ



Тип воздухопровода: 1, 1' - локальный; 2, 2' - панельный;
1, 2 - $N_{вент} = N_{нач}$; 1', 2' - $N_{вент} = 0$.

Рис.7.

Изменение температуры "теплого" пакета в процессе охлаждения в камере с использованием ХМ ($Q_r = 224$ Вт; $t_{o.c} = 31...32$ °C)

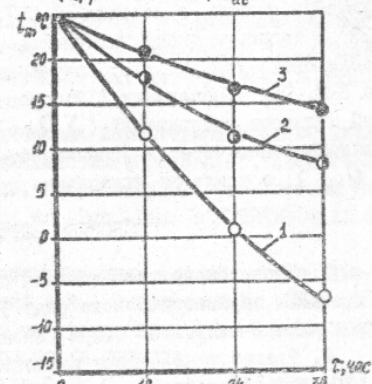


Начальная температура в камере минус 18...минус 20 °C.
Количество пакетов с ХМ: 1-10; 2-20; 3-40; 4-60.

Рис.9.

Изменение температуры "теплого" пакета в процессе охлаждения в камере.

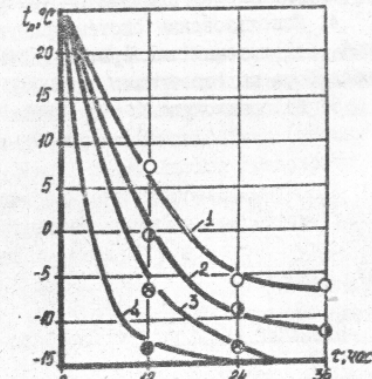
($Q_r = 224$ Вт; $t_{o.c} = 31...32$ °C)



Начальная температура в камере минус 18...минус 20 °C.
Степень загрузки камеры пакетами:
1- 0,27 V_k ; 2- 0,56 V_k ; 3- 0,83 V_k

Рис.8.

Изменение температуры "теплого" пакета в процессе охлаждения в камере с использованием ХМ и ТТ ($Q_r = 224$ Вт; $t_{o.c} = 31...32$ °C)



Начальная температура в камере минус 18...минус 20 °C.
Количество пакетов с ХМ: 1-10; 2-20; 3-40; 4-60.

Рис.10.

xv 1068

ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
библиотека

водится расчет температурных полей незагруженной камеры. Анализируются варианты, в которых $T_c \leq T_w$ (I3). При невыполнении условия (I3) в тепловую схему включаются ТТ (2,4,6). Если ТТ не позволяют реализовать условие (I3), переходят к рассмотрению другого варианта НТК. При обеспечении (I3) проводится расчет суммарной холодильной мощности испарителей ($\sum Q_o$), необходимой для компенсации теплопритоков через внутреннюю стенку камеры (Q_k) и крышку ($Q_{кр}$), а также на охлаждение продукта в момент загрузки (Q_n).

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Проведенные исследования показали возможность создания НТК с АДХМ параметрического ряда 180...280 дм³ с уровнем температур в камере минус 18 °С при использовании ТТ и ХМ.
2. Разработаны четыре варианта оригинальных конструкций НТК с АДХМ типа "Ларь", причем при всех прочих равных условиях минимальной теплопроводимостью и максимальной изотермичностью обладает конструкция с торцевым расположением двух АДХМ.
3. Максимальная холодильная мощность испарителя АДХМ определяется расположением в дефлегматоре концентрационного фронта с содержанием паров воды 3-4 %. Наличие фронта фиксируется по температурному скачку 50...60 °С, который может быть использован при проектировании систем поддержания энергосберегающих режимов.
4. Использование систем принудительной циркуляции воздуха в зонах расположения теплорассеивающих элементов АДХМ - конденсатора и абсорбера целесообразно при $t_{ac} \leq 32$ °С.
5. Во всех случаях в пусковых режимах НТК с АДХМ (после загрузки камеры) для обеспечения требуемой продолжительности замораживания необходимо использовать ХМ.
6. Математическое описание температурных полей НТК с АДХМ позволяет определить диапазон геометрических параметров элементов конструкции, обеспечивающей компенсацию теплопритоков из окружающей среды в камеру.

Основные подожения диссертации опубликованы в работах:

1. Экспериментальные исследования генераторов абсорбционных холодильников типа "Кристалл"/Титлов А.С., Вольневич С.В., Рева

Н.В.; Завертанный В.В., Рыбников М.В.; Одес.технол.ин-т пищ.пром.-сти.-Одесса, 1992.-24 с.: ил.-Рус.-Деп. в ВИНТИ 29.06.92, № 2096-В92.

2. Разработка абсорбционного холодильника с тепловыми трубами /Титлов А.С., Вольневич С.В., Рыбников М.В., Завертанный В.В.; Одес.технол.ин-т пищ.пром.-сти.-Одесса, 1992.-59 с.: ил.-Рус.-Деп. в ВИНТИ 09.09.92, № 2740-В92.

3. Методика расчета теплотехнических характеристик одно-, двух- и трехкамерных абсорбционных холодильников /Титлов А.С., Косенко Н.В., Завертанный В.В., Вольневич С.В., Рыбников М.В.; Одес.технол.ин-т пищ.пром.-сти.-Одесса, 1992.-50 с.: ил.-Рус.-Деп. в ВИНТИ 09.12.92, № 3492-В92.

4. Разработка и оптимизация абсорбционных морозильников /Титлов А.С., Вольневич С.В., Завертанный В.В., Рыбников М.В., Овечкин Г.И., Лозовский С.И.; Одес. технол.ин-т пищ.пром.-сти.-Одесса, 1993.-32 с.:ил.-Рус.-Деп. в ВИНТИ 15.03.93, № 622-В93.

5. Захаров М.Д., Титлов О.С., Рева Н.В., Завертанный В.В., Лозовский С.И. Разработка морозильника для фермерских та селянских господарств Украины //Тез.доп.м.жнарод.наук.-техн.Іч.конф. "Розробка та впровадження нових технологій і обладнання у харчову та переробну галузі АПК", 19-21 жовтня 1993 р.-К.:КТІХП, 1993, -с.539.

6. Завертанный В.В., Рева Н.В., Рыбников М.В. Проектирование параметрического ряда низкотемпературных камер на основе АДХА//Тез. докл. 54-ой науч.конф. ОТИШ им. М.В.Домоносова, 19-22 апр.1994 г. -Одесса, 1994. -С.106.

7. Титлов А.С., Мазур А.В., Завертанный В.В. Результаты экспериментальных исследований температурно-энергетических характеристик АДХА и морозильных аппаратов //Тез.докл. 54-ой науч.конф.ОТИШ им. М.В.Домоносова, 19-22 апр. 1994 г. -Одесса, 1994. -С.106.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, B, D, E - константы; c - теплоемкость; P_o - полное давление; P - парциальное давление; G - массовый расход; L - длина; V - объем; Q, q - тепловая мощность, удельное количество теплоты; Q_o - холодильная мощность; r - теплота парообразования; T, t - температура; T_o - низкая температура испарения; ρ - плотность; Bi - число Био; K - коэффициент теплопроводности.

ИНДЕКСЫ

a - хладагент; $o.c.$ - воздух в помещении; c - внутренняя стенка камеры; $тк$ - теплоизоляционный корпус; w - воздух в камере; $тт$ - тепловая труба; v - стенка испарителя АДХМ; $г$ - генератор; $од$ - бедная НПС; min - минимальный; s - состояние насыщения.

Анотація

Завертаний В.В. Розробка низькотемпературних камер з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами. Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.04.03 - машини і апарати холодильної та криогенної техніки та систем кондиціонування. Одеська державна академія холоду, Одеса 1995.

Захищаються 7 наукових праць, які вміщують теоретичні дослідження температурно-енергетичних характеристик низькотемпературних камер (НТК) з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами (АДХМ) типу "Ларь" в залежності від режимних і геометричних параметрів і конструктивного виконання, а також результати експериментальних досліджень.

Встановлено, що використання теплових труб і холодоаккумуляторів дозволяє створювати НТК з АДХМ параметричного ряду 180...280 дм.куб. з рівнем температур в камері мінус 18 С, а максимальна холодильна потужність АДХМ визначається розташуванням у дефлегматорі концентраційного фронту з вмістом парів води 3...4 %.

Результати роботи використовуються при проектуванні НТК з АДХМ параметричного ряду на Васильківському заводі холодильників.

Ключові слова: низькотемпературна камера, абсорбційно-дифузійна холодильна машина, теплові труби, холодоаккумулятори.

Summary

Zavertany V.V. Development of low-temperature chambers with absorptive-diffusional refrigerating machines. Candidate of Technical Sciences Thesis in the speciality 05.04.03 - machines and apparatus of refrigerating and cryogenic engineering and systems of conditoin.

7 scientific papers are presented for consideration which contain the theoretic research of temperature-energy characteristics low-temperature chambers (LTC) with absorptive-diffusional refrigerating machines (ADRM) of "chest" type depending on regime and geometrical parameters and structural modification result of experimental research also.

It's determinated that use of heat pipes and cold-accumulators allow construction of LTC with ADRM of parametrical row 180...280dm with level temperature in chambers minus 18 C and maximal refrigerating power ADRM is defined by location of concentration front in dephlegmator with content of a 3-4% water vapour.

Results of research a used in disigning LTC with ADRM of parametrical row on the Vasilkov plant of refrigerators.

Key words: low-temperature chambers, absorptive-diffusional refrigerating machines, heat pipes, cold-accumulators.