

Автореферат
Ф24

ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА

На правах рукописи

Баттук Тахер Фарес

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ХАРАКТЕРИСТИК АБСОРБЦИОННО-ДИФУЗИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ
АГРЕГАТОВ (АДХА) ДЛЯ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Специальность 05.04.03 – Холодильная и криогенная техника,
системы кондиционирования

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

xv 1021

ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

Одесса - 1995

Работа выполнена в Одесской Государственной Академии Холода

Научный руководитель - профессор, доктор технических наук,
Г.Ф. Смирнов

Официальные оппоненты - профессор, доктор технических наук,
А.В. Дорошенко
доцент, кандидат технических наук,
С.Ф. Горыкин

Ведущая организация - Одесская Государственная Академия
Пищевых Технологий

Защита состоится 25.12 1995 г. в 11 часов
на заседании специализированного Совета Д 068.27.01 при
Одесской Государственной Академии Холода по адресу:
270100, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Одесской Государственной Академии Холода по адресу:
270100, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3
Автореферат разослан "___" _____ 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
Д.А., профессор

В.А. Календерьян

3

Актуальность темы: Рост потребления пищевых продуктов в современном мире сопровождается ухудшением экологической обстановки и появлением новых экологических проблем. Типичным примером таких ситуаций является обстановка, складывающаяся на рынке производства бытовых домашних холодильников. Энергетическая эффективность парокомпрессионных холодильных машин определяет все возрастающее преобладание на потребительском рынке бытовых холодильников с парокомпрессионными холодильными агрегатами. Технология их производства отработана при ориентации на такие теплоносители как R12, R22, которые относятся к озоноразрушающим хладагентам, применение которых может привести к развитию "озоновых дыр" и экологической катастрофе мирового масштаба. Абсорбционно-диффузионные холодильные агрегаты (АДХА) достаточно эффективно решают проблемы производства бытовых холодильников малой холодопроизводительности, с полезными объемами бытовых холодильников от 150 л до 20 - 30 л. Расширение сферы эффективного применения АДХА на бытовые холодильники большой холодопроизводительности, торговое холодильное оборудование (шкафы для хранения, прилавки, охлаждающие аппараты для генерации льда, производства прохладительных напитков и т.д.) может внести определенный положительный вклад в решение проблемы перехода средств холодильной техники на озоноразрушающие теплоносители. Не менее важной представляется проблема повышения эффективности АДХА и снижения энергозатрат в этих агрегатах.

Сложившаяся в течение многих десятилетий практика совершенствования АДХА основывалась, главным образом, на инженерном опыте и опытной проверке интуитивных технических решений по совершенствованию АДХА через экспериментальное определение общих характеристик этих агрегатов. Известные исследования отдельных процессов, реализуемых в АДХА, не замыкались в общие методики экспериментального и математического моделирования отдельных узлов и аппаратов АДХА, которые позволяли бы целенаправленно решать проблемы совершенствования АДХА, расширения сфер их эффективного применения.

Создание таких методик, определение на их основе новых радикальных путей и форм совершенствования АДХА и обосновывает актуальность темы настоящей научно-исследовательской работы.

Цель работы: Разработка методов экспериментального и теоретического моделирования процессов и характеристик АДХА позволяющих целенаправленно решать проблемы их совершенствования.

Научную новизну исследования по теме диссертации составили:

- методика и результаты экспериментального моделирования процессов и характеристик "термонасоса АДХА", позволяющие объективно определять эффективность изменений в конструкции этого устройства;
- методика и результаты экспериментального моделирования гидродинамических характеристик таких аппаратов АДХА, как испаритель, абсорбер и конденсатор, позволяющие внести в математические модели парогазового контура естественной циркуляции в АДХА надежные количественные рекомендации по гидравлическим сопротивлениям;

методика математического моделирования сопряженных теплогидродинамических процессов в контурах АДХА, в основу которой, впервые, в отличие от работ предшественников, положены модели термогидродинамического расчета парогазового контура естественной циркуляции; результаты испытания новой конструкции АДХА, позволяющей без изменения габаритов, существенно (в 1.5 - 2 раза) увеличить холодопроизводительность АДХА.

Результатами исследований по теме диссертации обосновывается следующее научное положение:

• эффективная организация и совершенствование работы АДХА возможны только на основе согласованных воздействий как на теплообменные процессы в испарителе, абсорбере, конденсаторе, так и на движущие силы и гидравлические сопротивления в парогазовом и парожидкостном контуре естественной циркуляции. Количественные рекомендации по таким воздействиям могут быть получены на основе предлагаемых методов экспериментального моделирования названных процессов.

Обоснованность основных результатов и научного положения определяется: использованием отработанных методик экспериментальных исследований, применением современной аппаратуры, проверкой объективности рекомендаций, сопоставлением результатов экспериментального и математического моделирования с данными испытания опытных образцов АДХА.

Практическая ценность исследования состоит в создании обоснованных методик совместного экспериментального и расчетно-теоретического моделирования, позволяющих существенно сократить материальные и временные затраты на поиск и разработку новых более совершенных конструкций АДХА.

Апробация работы: Результаты исследования по теме диссертации докладывались на научной конференции профессорско-преподавательского состава ОГАХ в 1994 г.

Публикации. По теме диссертации опубликованы в соавторстве статьи Тахер Фаттух, М.А. Букраба, Г.Ф. Смирнов "Экспериментальное моделирование работы генератора абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата" в сборнике "Теория и практика вузовской науки" ОГАХ, Одесса, 1995 г. Вторая статья прошла экспертную оценку 4-х экспертов и принята редакцией журнала "Refrigeration" к опубликованию.

Содержание работы

В первой главе диссертации приводятся общие сведения об исследованиях и разработках АДХА. Обсуждаются недостатки различных конструктивно-технологических схем АДХА и систематизируется известная информация.

В п. 1.2 анализируются приведенные в литературе данные по экспериментальным и теоретическим исследованиям процессов гидродинамики и теплообмена при испарении, конденсации и абсорбции в условиях работы АДХА или близких к ним.

В п. 1.3 обсуждаются литературные данные об экспериментальных исследованиях процессов и характеристики генераторов-термонасосов АДХА.

В завершающей части первой главы анализируются возможности применения для расчетно-теоретического моделирования характеристик АДХА существующих сведений по процессам гидродинамики, тепло- и массообмена в АДХА.

Выводы, сделанные по материалам первой главы позволили сформулировать следующие задачи исследований настоящей работы:

1. Создание экспериментальных стендов и методик экспериментального моделирования: генераторов-термонасосов, испарителей, конденсаторов АДХА.
2. Экспериментальное исследование влияния режимных и конструктивных факторов на производительность генератора. Экспериментальное определение режимных параметров работы генератора, обеспечивающих максимальные расходы характеристик. Проведение исследования по моделированию гидродинамических характеристик абсорбера. Экспериментальное моделирование процессов в конденсаторе.
3. Анализ и обсуждение результатов экспериментальных исследований. Обоснование и рекомендации по перспективному проектированию узлов АДХА. Анализ усовершенствованных конструкций АДХА.
4. Построение физических моделей процессов, протекающих в контуре абсорбер-испаритель и в генераторе. Моделирование процессов в жидкостном контуре циркуляции генератор-регенеративный теплообменник-абсорбер.
5. Общий анализ результатов и разработка практических рекомендаций к применению.

Во второй главе описываются экспериментальные методы и средства исследования.

Учитывая сложность натурного моделирования при рабочих параметрах (~ 20 бар, $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ - теплоноситель и т.п.) с одной стороны, принимая во внимание близость теплофизических параметров растворов $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ и жидкой фазы H_2O , определяющую роль процессов гидродинамики в действиях контуров естественной циркуляции с другой стороны можно сформулировать предложения по организации экспериментального моделирования режимов АДХА.

Общий подход к проблеме надежного экспериментального и математического моделирования может представляться следующим образом:

1. Все параметры и характеристики режимов основных узлов моделируются конструктивно натурными узлами.
2. В качестве жидкостного теплоносителя используется вода при $p = 1$ бар.
3. Гидравлические характеристики двухфазного течения моделируются совместным движением водного и воздушного потоков при тех же значениях расходов (числах Re), которые установлены в модельных режимах.
4. Результаты экспериментальных исследований по п. 1.3 формируют замыкающие соотношения в математической модели расчета режимов и параметров АДХА.

В соответствии с изложенными исходными положениями и были разработаны экспериментальные стенды и методики исследования. Схемы экспериментального стенда для исследований характеристик генераторов-термонасосов АДХА даны на рис. 1 и 2. Схемы экспериментальных стендов для моделирования гидродинамических характеристик абсорбера даны на рис. 2 и 3.

Экспериментальные исследования конструктивных технологических изменений, вносимых в отдельные элементы АДХА, на их общие характеристики проводились на натурных АДХА путем

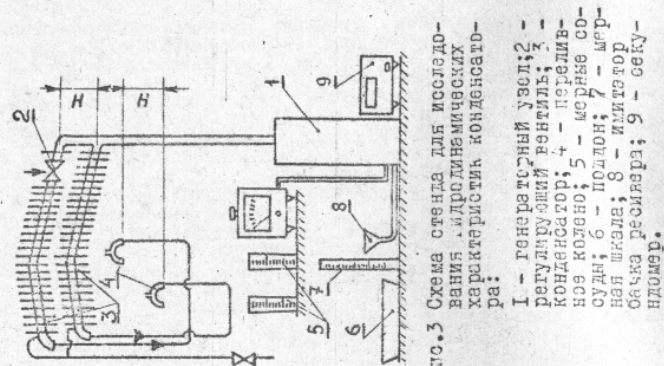


Рис. 3 Схема стенда для исследования гидродинамических характеристик конденсатора:

1 - генераторный узел; 2 - регулируемый вентиль; 3 - конденсатор; 4 - передаточное колесо; 5 - мерный сосуд; 6 - поддон; 7 - мерная шкала; 8 - измеритель расхода; 9 - секундомер.

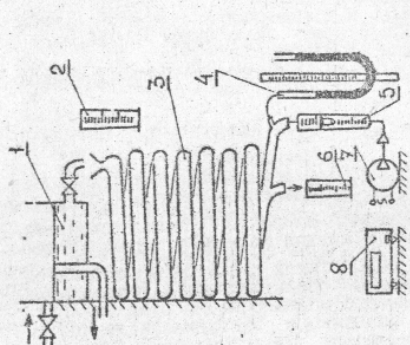


Рис. 2 Схема стенда для исследования гидродинамических характеристик абсорбера:

1 - сосуд постоянного уровня; 2, 3 - мерные сосуды; 4 - абсорбер; 5 - манометр; 6 - вентиль; 7 - компрессор; 8 - секундомер.

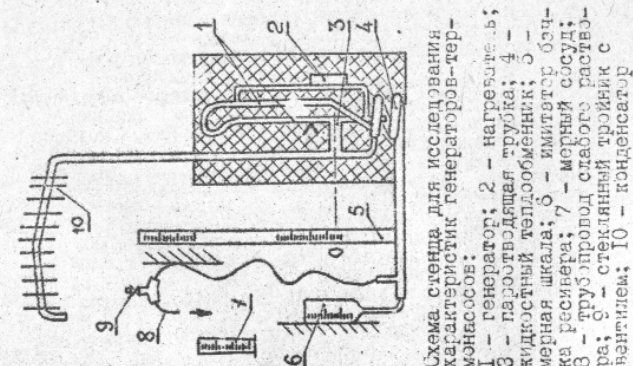


Рис. 1 Схема стенда для исследования характеристик генераторов-термосифонов:

1 - генератор; 2 - нагреватель; 3 - парогенератор; 4 - пароструйный теплообменник; 5 - жидкостный теплообменник; 6 - мерная шкала; 7 - мерный сосуд; 8 - труба с прокладкой; 9 - вентиль; 10 - конденсатор.

содержания опытов в одинаковых условиях традиционных конструкций АДХА и конструкция, содержащих те или другие изменения.

В завершающей части второй главы приводится анализ погрешностей, который определил максимальную относительную приборную погрешность выполненных экспериментов по моделированию характеристик узлов АДХА величиной 5%.

В третьей главе диссертации формулируются и обосновываются принципы сопряженного экспериментального и математического моделирования тепловых режимов АДХА в соответствии с предлагаемым в главе подходом. Существенное внимание при формировании математических моделей АДХА концентрируется на описании контуров естественной циркуляции (КЕЦ).

В соответствии с известным принципом действия АДХА в нем видны следующие контуры циркуляции (рис. 4):

- 1 - контур циркуляции парогазовой смеси в системе аппаратов испаритель-абсорбер состоит из: внешнего и внутреннего каналов испарителя (по внутреннему каналу парогазовая смесь поднимается, по внешнему каналу - опускается). Канал абсорбера, в котором парогазовая смесь опускается из испарителя в паровое пространство уравнительного бака;
- 2 - контур циркуляции жидкого водоаммиачного раствора, который состоит из: канала абсорбера, объема жидкости в баке, линии подачи крепкого раствора через регенеративный теплообменник в генератор. В генераторе происходит преимущественное выпаривание аммиака, получение обедненного парожидкостного раствора, который по магистральной подается термоязасосом через регенеративный теплообменник в абсорбер;
- 3 - контур циркуляции аммиака, производящего холодильное действие, который состоит из: парогенератора, канала создающего парогенератор и конденсатор и выполняющего функции дефлегматора, конденсатора аммиачного, гидролизатора, внешнего канала испарителя, канала абсорбера, жидкостного объема и жидкостного канала.

Все названные основные контуры естественной циркуляции связаны между собой как геометрически через использования на отдельных участках общих каналов и т.п., так и через процессы переноса тепла, массы между контурами.

Принципиальную схему взаимосвязанных контуров естественной циркуляции (КЕЦ) в АДХА можно представить в виде рис. 4. Из схемы рис. 4 видно, что при индивидуальной замкнутости КЕЦ наличие общих каналов и процессов переноса на отдельных участках контуров существенно усложняет постановку задач математического моделирования даже для неразветвленных КЕЦ, которые представлены на рис. 4. Вместе с тем, если снизить требования к общности математического моделирования и ориентироваться на эффективное сочетание экспериментальных и аналитических методов, то можно существенно упростить постановку и реализацию общей задачи математического моделирования тепловых режимов АДХА. При этом целесообразно принять во внимание следующие соображения:

1. Для аммиачного контура при заданном уровне рабочего давления P_0 хорошим качеством излучения генераторного узла $[2]_{\text{пот}}/q_1 < 0.1$, известных объемах основных узлов АДХА, известном объеме и концентрации заправки АДХА, между тепловых мощностей, подводимой в генераторе, Q_1 и массовых

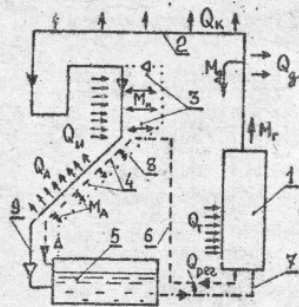
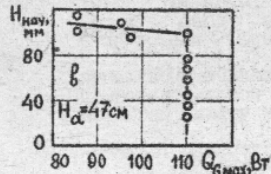
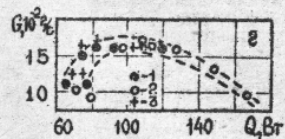


Рис. 4. Условная схема взаимосвязанных КЕЦ АДХА:
1 - генератор; 2 - конденсатор; 3 - испаритель; 4 - абсорбер; 5 - ресивер; 6 - контур слабого раствора; 7 - контур крепкого раствора; 8 - контур парогазовой смеси (подъемный); 9 - контур парогазовой смеси (опускной)



зависимость тепловой нагрузки, при которой наблюдается максимальный расход слабого раствора от начального уровня заправки



высота установки трубопровода слабого раствора:
1 - 61 см; 2 - 47 см;
3 - 44 см

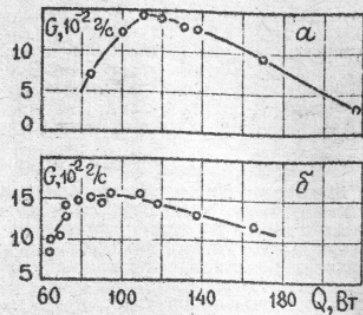
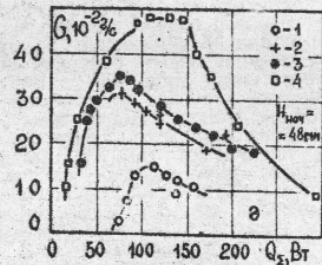


Рис. 5. Зависимость расхода слабого раствора от тепловой нагрузки генератора при различных условиях

а - начальный уровень заправки 13 мм, б - 98 мм; высота установки трубопровода слабого раствора 45 см



модернизированный генератор с несколькими термонасосами:
1 - один; 2 - два; 3 - три;
4 - четыре термонасоса

расходами аммиака M_N и водяного пара M_H существуют однозначно определяемые зависимости:

$$M_N = f_1 [Q_T \cdot P_0], \quad (1)$$

$$M_H = f_2 [Q_T \cdot P_0]. \quad (2)$$

Ориентируясь на реальные практические возможности получения без существенных затрат хороших резервов по качеству дефлегмации можно для математического моделирования АДХА ограничиться определением зависимостей (1) и (2) расчетным путем.

- Неразветвленный аммиачный контур КЕЦ работает по схеме испарительного термосифона, поэтому гидродинамика такого неразветвленного контура не требует специального математического моделирования в режимах, предшествующих кризисным гидродинамическим явлениям.
- Для жидкостного КЕЦ (№2) гидродинамические режимы в абсорбере при свободном стекании обедненного раствора для данной геометрии генератора и абсорбера и их взаимном расположении однозначно определяются расходной характеристикой термонасоса, т.е. зависимостью вида:

$$G_A = f_3 [Q_T \cdot P_0]. \quad (3)$$

- Естественно считать, что при слабой интенсивности поперечного тепло-массообмена его влияние на движение жидкого аммиака в аммиачном контуре и слабого раствора в жидкостном контуре не может быть сколь-нибудь существенным. Для разветвленных жидкостных КЕЦ характеристика должна быть дополнена зависимостями, указывающими распределение расходов обедненного раствора по ветвям в функции от независимых факторов параметров ориентации (узлов установки) узла распределения.
- Таким образом, если удастся экспериментальным моделированием определить зависимости для выходных параметров паро-генератора:
 - расход аммиачного пара;
 - расход и концентрация слабого раствора.
 Тогда задача математического моделирования тепловых режимов АДХА сводится к задаче математического моделирования тепловых и гидродинамических явлений в парогазовом контуре (№2) испаритель-абсорбер с учетом внешних и внутренних потоков тепла и массы, определяющих тепло-массообменные связи между контурами.

Далее в третьей главе рассматриваются:

- в п. 3.2 физические представления и математические модели процессов в парогазовом контуре КЕЦ абсорбер-испаритель;
 - в п. 3.3 физические представления и моделирование жидкостного КЕЦ в системе генератор-регенеративный теплообменник-абсорбер;
 - в п. 3.4 физические представления и моделирование аммиачного контура и распределение концентраций в системе генератор-конденсатор-испаритель-абсорбер.
- Наиболее сложными являются модели тепло-массообменных и гидродинамических процессов в парогазовом КЕЦ испаритель-абсорбер. Основные положения этой модели представляются следующим образом:

1. Пусть G_o - неизвестный массовый расход газовой компоненты (H_2). Ясно, что важнейшим параметром, влияющим на движущую силу КЕЦ и, следовательно, на величину σ является плотность парогазовой смеси, которая определяется через удельный объем смеси:

$$\rho_{co} = v_{co}^{-1} = [\xi_o \cdot v_{No} + (1 - \xi_o) v_{H_2}]^{-1}. \quad (4)$$

На подъемном участке КЕЦ (bd), на котором нет источников или стоков массы, плотность смеси является только функцией температуры. В стационарном режиме движущая сила согласуется с суммарным гидравлическим сопротивлением. Основное гидродинамическое уравнение КЕЦ, определяющее расход циркулирующей в стационарном режиме газовой компоненты G_o :

$$\int_0^{H_o} [\rho'_{cj} - \rho''_{cj}] \varepsilon dh = \sum \varphi_j \left[\frac{G_o + G_N(Z_j)}{F_j} \right]^2 \frac{1}{\rho_{cj}} + \\ + \sum \varphi_i \frac{G_o^2}{(1 - \xi_o)^2} \cdot \frac{1}{\rho_{oi} F_i^2} + \int_0^{L_o} \frac{\alpha_1 \mu_1^{1+m} \pi_1^{1+m} G_o^{2-m}}{8 F_i^2 [1 - \xi_o]^{2-m} (\rho_{ci})^{2-m}} dz + \\ + \int_{L_o}^0 \frac{\alpha_j \mu_j^{1+m} \pi_j^{1+m} [G_o + G_N(Z_j)]^{2-m}}{8 F_j^2 (\rho_{cj})^{2-m}} dz. \quad (5)$$

Совершенно не поддаются надежному математическому моделированию местные сопротивления в двухфазном потоке. Поэтому возникает задача экспериментального моделирования двухфазной гидродинамики на контурных макетах каналов испарителей-абсорберов.

Такая задача была поставлена и решена для некоторых типичных конструктивно-технологических форм каналов испарителя, абсорберов.

2. Уравнения, описывающие процессы внутреннего и внешнего тепломассопереноса в каналах испарителя, имеют вид:

Участок испарителя в морозильной камере (e-f):

$$[t_m \cdot t_s(\rho_{ej})] \pi_m \alpha_m + \pi_1 \alpha_1 [t_1 - t_s(\rho_{ej})] = \pi_p [\rho_{ej}(Z) - \rho_j(Z)] \pi_j. \quad (6)$$

$$\pi_p [\rho_{ej}(Z) - \rho_j(Z)] \pi_j dz = dG_N. \quad (7)$$

$$\frac{dG_N}{G_o + G_N} \pi_p = \pi_p f_j(Z). \quad (8)$$

При такой записи уравнений (5) и (7) пренебрегается изменением теплоемкости парогазового потока в связи с изменением температуры.

Коэффициенты α и β определяются по значениям чисел Nu_1 и Nu_p вычисляемым из соответствующих критериальных уравнений. Для участка холодильной камеры система дифференциальных уравнений, описывающих процесс тепломассопереноса будет иметь точно такой же вид.

Для холодильной камеры крайние условия на входе будут определяться выходными параметрами участка морозильной камеры, т.е. координате входа Z_B определяется как:

$$Z_B = Z_A, \quad P_s(Z_B) = P_s(Z_A), \quad P_j(Z_B) = P_j(Z_A). \quad (9)$$

Аналогичным образом с учетом "своей" специфики записываются основные уравнения гидравлики и тепло- и массопереноса в абсорбере, с учетом замыкающих соотношений, в которые вх. и т. значения расходов обедненного раствора совместно с данными о температуре и концентрации, сведения о гидравлических сопротивлениях при двухфазном течении в каналах абсорбера и другие данные, определяемые методами экспериментального моделирования.

Результаты экспериментальных исследований гидродинамики и теплотеноса в аппаратах АДХА рассматриваются и обсуждаются в четвертой главе.

Типичные экспериментальные данные по исследованию массового расхода обедненного раствора генератора с одним термонасосом при различных начальных условиях заправки приведены на рис. 5 а. Видно, что при относительно малых тепловых нагрузках наблюдается рост расхода слабого раствора с увеличением тепловой нагрузки генератора, при определенных тепловых нагрузках существует максимум, а дальнейшему увеличению тепловой нагрузки соответствует снижение величины расхода слабого раствора. Изменение величины начального уровня заправки не влияет на величину подачи слабого раствора в абсорбер. На рис. 5 в приведена зависимость тепловой нагрузки, при которой наблюдается максимальный расход слабого раствора, от начального уровня заправки. Видно, что при $N_{нач} < 100$ мм оптимальное значение тепловой нагрузки генератора $Q_{opt} = 100$ Вт. При $N_{нач} > 100$ мм величина Q_{opt} смещается в сторону меньших тепловых нагрузок генератора. Это объясняется улучшением условий подпитки нагревателя жидкостью.

Результаты исследования производительности генератора на модельном стенде, позволяют сделать следующие выводы. Существует оптимальный диапазон режимных параметров: тепловая нагрузка генератора, уровень начальной заправки и т.п., при которых достигается максимальный массовый расход термонасоса генератора. Снижение тепловой нагрузки генератора или увеличение начального уровня заправки приводит к перезаливу термонасоса. Повышение Q и уменьшение $N_{нач}$ приводит к осушению термонасоса. Этим объясняется немонотонный характер зависимости G от Q , $N_{нач}$. Экспериментально установлено, что при $N_{нсм} < 16$ мм термонасос не включается в работу.

Обсуждение результатов и условия экспериментального моделирования режимов и характеристик термонасосов показывает, что, если непосредственное их использование в теоретических моделях АДХА не может считаться обоснованным, то применение для сопоставительного анализа эффективности разных конструкций АДХА вполне правомерно.

Анализируя зависимости, приведенные на рис. 5 д, можно заключить, что на реальном АДХА подбрав число работающих термонасосов и мощность на каждом из них можно плавно регулировать производительность генератора по раствору.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования производительности генератора на модельных стендах в зависимости от тепловой нагрузки, уровня заправки, количества термонасосных трубок на генераторе, высоты расположения переделного колена, места установки нагревателя на термонасосной трубке показали, что существуют оптимальные диапазоны тепловых нагрузок и уровня заправки, которые обеспечивают максимальный расход слабого раствора, а из конструктивных факторов определяющим является увеличение числа термонасосных трубок.

Достигнутый результат осуществлял одно из необходимых условий повышения производительности АДХА – увеличение подачи обедненного раствора.

Таким образом, по результатам проведенных опытов можно было сделать следующие выводы:

1. Увеличение производительности термонасоса генератора в несколько раз при согласованном изменении тепловой нагрузки не приводит к существенному изменению в холодопроизводительности АДХА. Это свидетельствует о том, что необходимых резервов в работе абсорбера, испарителя и конденсатора существующих конструкции АДХА нет и само по себе увеличение производительности термонасоса является условием, необходимым для увеличения холодопроизводительности АДХА, не достаточным.
2. Применение термонасоса с параллельными капиллярными каналами может быть использовано для снижения энергопотребления в существующих конструкциях АДХА.
3. Для решения проблемы создания АДХА увеличенной холодопроизводительности необходимо реконструкцию термонасоса генератора и увеличение тепловой нагрузки, позволяющие согласованно увеличить подачу пара в конденсатор и расход обедненного раствора в абсорбер дополнить такими конструктивно-технологическими действиями, которые позволили бы соответствующим образом увеличить расходы парогазовой смеси в контуре испаритель-абсорбер и возможности теплообвода в конденсаторе, испарителе и абсорбере.

Результаты экспериментального моделирования гидродинамических процессов в абсорбере и конденсаторе подробно обсуждаются в диссертации. В п. 4.4 диссертации обсуждались задачи экспериментального моделирования совместной работы узлов АДХА.

Обоснование правомерности моделирования рабочих процессов натуральных АДХА с помощью модельных сред воды и воздуха, приведенные во второй главе, частично подтверждались экспериментальными результатами, приведенными в четвертой главе. Можно считать, что такое подтверждение имело не только качественный, но и количественный характер. В частности наблюдалось согласование по величине оптимальной тепловой нагрузки Q_{opt} подводимой к термонасосу, которая составляет

90 – 100 Вт как для модельных опытов, так и для натуральных.

Однако такое согласование трудно было рассматривать, как решающий аргумент, подтверждающий полную обоснованность предложенного подхода, разработанных на его основе методик экспериментального и математического моделирования, рекомендация прикладного характера.

Наилучшим решением этой проблемы следовало считать полную реализацию математической модели, постановку систематических экспериментальных исследований на АДХА и обстоятельное сопоставление данных экспериментального и математического моделирования. Однако для надежной реализации математической

модели полученных данных экспериментального моделирования, в частности по параллельным термонасосам, было недостаточно.

С другой стороны, с прикладной точки зрения, в первую очередь, особый интерес представляли те результаты экспериментального моделирования и качественного анализа теоретической модели, которые свидетельствовали о возможностях увеличения производительности и эффективности АДХА.

Экспериментальное подтверждение указанных соображений с одной стороны имело бы важное прикладное значение, с другой стороны – его можно было бы рассматривать как определенное обоснование правомерности и целесообразности развиваемых в настоящем исследовании методов экспериментального и математического моделирования АДХА для повышения их эффективности.

О у этом этих соображений и был поставлен модельный эксперимент по сравнительному сопоставлению холодопроизводительности обычного АДХА и АДХА новой конструкции, предложенной на кафедре СТР, в которой используется новый термонасос, генератор, конденсатор, испаритель и абсорбер с двумя разветвленными каналами. Присутствие и новизна этой конструкции АДХА в настоящее время представлены на защиту патента Украины и России и поэтому не могут быть описаны в диссертации, так же как и детали методики экспериментальных исследований этой конструкции. Итоговый результат испытаний, приведенный в диссертации, свидетельствует о том, что применение вышеперечисленных конструктивно-технологических мероприятий позволяет на существующей базовой конструкции АДХА увеличить холодопроизводительность примерно в 2 раза.

Этот результат можно рассматривать как важный аргумент в обосновании эффективности и плодотворности развиваемого подхода и комплексному моделированию процессов и явлений в АДХА.

Общие выводы и рекомендации:

1. Известные исследования отдельных процессов и характеристик АДХА обширный опыт их конструирования и разработки не изменили традиционный подход к их совершенствованию на основе простого перебора возможных инженерных решений путем определения интегральных характеристик.

Такой путь неизбежно связан с большими материальными и временными затратами и не позволяет решать проблемы перспективного совершенствования АДХА.

2. Обширный подход к проблеме надежного экспериментального и математического моделирования может представляться следующим образом:

- все параметры и характеристики режимов основных узлов моделируются конструктивно натурными узлами;
- в качестве жидкостного теплоносителя используется вода при $P = 1$ бар;
- гидравлические характеристики двухфазного течения моделируются совместным движением водного и воздушного потоков при тех же значениях расходов (числах Re), которые установлены в модельных режимах;
- результаты экспериментальных исследований по п. 1 + 3 формируют замыкающие соотношения в математической модели расчета режимов и параметров АДХА.

3. Реализация предложенных и разработанных методов экспериментального моделирования процессов и аппаратов АДХА позволили обосновать математическую модель определяющую основные параметры и характеристики АДХА, что дает возможность существенно сократить затраты на разработку новых конструкций АДХА.
4. Максимальная относительная погрешность, определение расхода слабого раствора составит 5%, в зависимости от величины разности температур, относительная погрешность ее определения меняется от 0.2 до 1.0%. При этом абсолютная погрешность измерения температуры составляет 0.2 °C. Максимальная относительная погрешность измерения электрической мощности составляет 0.64%. З у л в н я заправки - 2.0%. Таким образом максимальная общая относительная приборная погрешность оценивается величиной 5%.
5. Наиболее существенным отклонением в условиях экспериментального моделирования в сравнении с натурными, следует считать несоответствие уровня давления (20 бар и 1 бар). Поэтому в дальнейших исследованиях целесообразно на это обратить внимание в первую очередь при моделировании характеристик термонасоса. В меньшей мере несовершенство моделирования связано с заменой слабого водозамещающего раствора (концентрация 10-15 %) водой.
6. Экспериментально установлены впервые зависимости подачи термонасоса от основных факторов свидетельствуют о существовании жестких ограничений на максимум подачи при данной конструкции термонасоса, что служит одним из основных ограничений холодопроизводительности АДХА. Эффективным конструктивно-технологическим приемом, способным кардинально увеличить производительность термонасоса и поднять его эффективность является использование параллельных каналов с индивидуальными теплоподводами. Это позволяет поднять подачу термонасоса примерно пропорционально числу параллельных ветвей.
7. Экспериментальное моделирование гидродинамических явлений в абсорбере и испарителе показало, что взаимодействие парогазовых и жидкостных потоков на протяжении участков этих элементов незначительно, а может сказываться только в местах перегибов (колен) и учитываться в форме увеличенных местных сопротивлений.
8. Для увеличения холодопроизводительности АДХА известных конструкций недостаточно согласованного увеличения подачи обедненного раствора и роста тепловой нагрузки необходимо пропорциональное увеличение поверхностей теплообмена в конденсаторе и испарителе и пропорциональное (или выше) увеличение расхода циркулирующей парогазовой смеси, что при тех же габаритах может быть также достигнуто распараллеливанием парогазовых потоков. Экспериментальное моделирование подтвердило принципиальную осуществимость и работоспособность конструкции конденсаторов и абсорберов с разветвленными потоками.

Условные обозначения

F - площадь, m^2 ;	μ - коэффициент динамической вязкости, $Нс/м^2$;
P - периметр, m ;	ϕ - коэффициент местных сопротивлений;
H - высота, m ;	β - коэффициент массосодачи, $м/с$;
l - длина, m ;	K - коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot K)$;
z - координата, m ;	Cp - изобразная теплоемкость, $кДж/(кг \cdot K)$;
p - давление, $бар$;	q - теплота парообразования, $кДж/кг$;
G - массовый расход, $кг/с$;	t - температура, $°C$;
Q - тепловой поток, $Вт$;	ϵ - концентрация, $кг/кг$;
Re - число Рейнольдса;	ρ - плотность, $кг/м^3$;
	v - удельный объем смеси, $м^3/кг$.

Индексы

N - аммиак;	o - рабочее;
H - водяной пар;	a - насыщение;
A - абсорбер;	co - объем смеси;
G - генератор;	c - смесь;
D - дефлегматор;	i - подъемный участок;
K - конденсатор;	j - опускной участок;
M - морозильная камера;	m - показатель степени;
X - холодильная камера;	pot - потери;
oc - окружающая среда;	reg - регенеративный;
v - нагреваемый раствор;	min - минимум;
$нач$ - начальным уровнем заправки;	max - максимум;
Σ - суммарный.	

АНОТАЦІЯ
Fatouh Taher Farès

"Експериментальне та математичне моделювання характеристик абсорбційно-дифузійних холодильних агрегатів (АДХА) для побутових холодильників". Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за фахом "Теплотехніка та холодопостачання і криогенна техніка, системи кондиціонування" 05.04.03, Одеська Державна Академія Холоду, Одеса, 1995.

В дисертації викладені та обґрунтовані методика і результати експериментального моделювання гідродинамічних та теплообмінних характеристик таких елементів АДХА, як термонасос парогенератора, абсорбер, випарник та конденсатор. Розроблена та обґрунтована методика математичного моделювання теплогідродинамічних процесів у контурах АДХА, в основу якої, вперше, у відмінну від робіт попередників, покладені моделі термодинамічного розрахунку парогазових контурів природної циркуляції.

На цій основі розроблена нова конструкція АДХА, в якій у 1.5-2 рази підвищено хладовиробництво у порівнянні із існуючим аналогічним за габаритами агрегатом.

ANNOTATION
Fatouh Taher Farès

"The domestic refrigerators absorption-diffusion apparatus mathematical modeling and experimentation". The scientific degree candidate of technical sciences dissertation. The speciality "Refrigerating and cryogenic engineering air-conditioning system" 05.04.03, Odessa State Refrigeration Academy, Odessa, 1995.

INSTITUT KOLODI
ONAH
BIBLIOTEKA

xv 1021

The thermal pump vapor-generator, absorber, evaporator and condenser hydrodynamic and heat and mass transfer characteristics of absorption-diffusion refrigerating machine (ADRA) experimental modeling results are presented and based.

The thermal hydraulic interconnected processes in ADRA loops mathematical modeling methods are developed and based.

The natural circulation vapor-gas loop thermal-hydrodynamic calculation models were taken as a base in afore-mentioned methods in a difference of works of previous researchers. The new ADRA construction with increased cold-productivity in comparison with existed analogous machines was developed on this base.

Подписано к печати 03.11.95. Формат 60x84/16. Бумага газетная.

Печать офсетная. 0,93 усл.печ.л. 1,0 уч.-изд.л.

Тираж 100 экз. Заказ № 282

Одесский государственный политехнический университет.

270044, Одесса, пр.Шевченко, 1.