

Автореферат
М86

И
проф. Гушаку И.В.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

МОХАМЕД МАХМУД НАСР БЕХИТ

УДК 621.472:621.575

ИНТЕНСИВНОСТЬ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В
ЭЛЕМЕНТАХ АБСОРБЦИОННОЙ ГЕЛИОХОЛОДИЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ

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

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса - 1987

Работа выполнена в Одесском технологическом институте
холодильной промышленности

Научный руководитель - кандидат технических наук, старший
научный сотрудник Савченков Г.А.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Минкус Б.А.
- кандидат технических наук,
ст.н.сотр. Старчевский И.П.

Ведущая организация - НПО "Солнце" АН Туркменской ССР

Защита диссертации состоится "15 июня 1987г.
в 11⁰⁰ часов на заседании специализированного совета
К.068.27.01 при Одесском технологическом институте
холодильной промышленности по адресу: 270057, г.Одесса,
ул. Петра Великого 1/3, ОТИХП

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института

Автореферат разослан "___" _____ 1987г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
к.т.н., доцент

Р.К.Никульшин

№ исх.

Змн.	Арк.	№ докум.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время большое внимание уделяется практическому использованию солнечной энергии и в первую очередь для горячего водоснабжения, отопления зданий, нагнетания воды в ирригационных сооружениях, производства холода и т.д. Перспективы этих разработок обусловлены практически неиссякаемыми запасами солнечной энергии, которая ежегодно доходит до поверхности Земли в количестве $6,4 \cdot 10^{17}$ кВт·ч, что в десятки тысяч раз превышает годовое потребление человечеством всех видов энергии. Особенно эффективны гелиоустановки в среднеазиатских, закавказских республиках и на юге Украины в СССР, в странах Ближнего Востока и в АРЕ, где среднегодовая интенсивность солнечной радиации составляет от 1500 до 2900 кДж/м². Именно в этих районах с сухим и влажным климатом возрастает потребность в искусственном холоде для комфортного и технологического кондиционирования воздуха, нужд сельскохозяйственного производства (кратковременного хранения плодов и овощей, молока, создания нормального микроклимата в животноводческих помещениях). Максимальная потребность в холоде совпадает по времени с максимумом интенсивности солнечной радиации, которая, например, в АРЕ составляет от 3000 до 4600 часов в год.

Целью диссертационной работы является повышение эффективности АГХУ за счет выбора оптимальных конструктивных и режимных параметров регенераторов и разработки устройства, использующего вторичные источники энергии для предварительного нагрева и нагнетания раствора из абсорбера в регенератор.

Для достижения цели в диссертации проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, которые позволили установить основные закономерности процессов теплообмена в регенераторах и в насос-теплообменнике и разработать методы их оптимального проектирования.

Научная новизна работы. В диссертационной работе защищается следующее научное положение:

- тепловая эффективность закрытых регенераторов, независимо от широты места их расположения, определяется максимальной пропускной способностью остекления, которая соответствует углам падения солнечной радиации относительно нормали к поверхности от 0 до 40 градусов.

XV 1155
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
библиотека

Основные научные результаты, новизна которых защищается в работе:

1. При одной и той же интенсивности солнечной радиации и температуре окружающего воздуха тепловая эффективность закрытого регенератора с охлаждаемой стеклянной поверхностью на 15% выше обычных конструкций, а наличие зеркала повышает эффективность в период максимальной солнечной интенсивности (с 11 до 15 часов) на 12%.

2. Взаимное влияние сопряженных процессов переноса и сложного теплообмена обуславливают оптимальные конструктивные характеристики: квадрат в основании регенератора и наклон остекления, например для района АРЕ, от 15 до 20 град., - и режимные параметры: при толщинах раствора 10...30 мм расход охлаждающего раствора 10...15 кг/ч, что обеспечивает повышение эффективности на 40%, по сравнению с неохлаждаемыми регенераторами.

3. Испарение с поверхности пленки раствора оказывает определяющее влияние на точность математического моделирования процессов переноса в открытых регенераторах, учет этого эффекта приводит к расхождению расчетных и экспериментальных данных на 30...50%.

4. Разработана новая конструкция насоса-теплообменника, использующего вторичные источники теплоты абсорбционной гелиохолодильной установки (АГХУ), результаты испытаний которой подтвердили эффективность теплопереноса $\eta_{тг,2} = 75...85\%$ и производительности $\eta_{тг,1} = 0,1...0,25\%$, что повышает тепловую эффективность АГХУ на 15...20%.

Практическая ценность и реализация работ. Разработана математическая модель, описывающая с максимальным отклонением 5...10% данные натурных испытаний опытно-промышленных открытых регенераторов АГХУ производства НПО "Солнце" (г. Ашхабад).

Полученные по результатам экспериментальных исследований зависимости позволяют производить оценку и выбор технических решений при создании закрытых регенераторов для АГХУ. Разработаны рекомендации по оптимальному проектированию закрытых охлаждаемых регенераторов с зеркальным отражателем.

Расширены области использования критериальных зависимостей, описывающих интенсивность конвективного теплообмена и теплообмен при кипении и конденсации промежуточного теплоносителя в насосе-теплообменнике; определены оптимальные соотношения конструктивных

характеристик.

Проведены испытания шести закрытых охлаждаемых и неохлаждаемых регенераторов и насоса-теплообменника, которые по своим техническим характеристикам удовлетворяют общим требованиям предъявляемым к опытно-промышленным образцам.

Апробация работы. Основные научные положения и результаты работы докладывались на 54, 55 и 56 научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОТИХП (1985, 1986, 1987гг.); на I Международной конференции по утилизации солнечной энергии (Эль-Мения, АРЕ, январь 1986г.); материалы докладов приняты на Международную конференцию по технической теплофизике (Будапешт, Венгрия, март 1987г.) и на конгресс ХИСА-87 (Прага, Чехословакия, сентябрь 1987г.).

По теме диссертации опубликовано четыре работы и получено одно авторское свидетельство.

Структура и объем работы. В соответствии с основными задачами исследования в I главе на основе обзора литературных данных выполнены классификация гелиохолодильных установок и сопоставление различных принципов их реализации, определены области их использования; разработана классификация регенераторов, проанализированы особенности процессов тепло- и массообмена в них; рассмотрены инженерные решения насосов, использующих вторичные источники энергии; проведен термодинамический анализ эффективности АГХУ; во II главе представлены описания экспериментальных стендов, методы исследования и анализ погрешности измерений; в III главе выполнено теоретическое и экспериментальное исследование тепло- и массообмена в открытых регенераторах АГХУ; в IV главе - теоретическое и экспериментальное исследование закрытых охлаждаемых и неохлаждаемых регенераторов с зеркальным отражателем; в V главе - результаты теоретического и экспериментального исследования процессов переноса в насосе-теплообменнике. В приложении представлены программы на языках ФОРТРАН и БЕЙСИК и таблицы с результатами натурных испытаний.

Диссертация состоит из 122 страниц основного текста, библиографии из 181 источника, 82 рисунков и 9 таблиц

УСЛОВИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТОВ

Для экспериментального исследования регенераторов были изготовлены шесть опытных образцов, которые имели одинаковые парамет-

ры и отличались только разными углами наклона стеклянного покрытия: 8, 12, 16, 20, 24 и 28°. Регенераторы имели следующие габариты: в плане $I \times I$ м; высота 0,08 м; корпус выполнен из листовой стали толщиной $1,25 \cdot 10^{-3}$ м, в качестве отражателя использовалось зеркало шириной I м и высотой $h = I \cdot \operatorname{tg} \varphi$ - в зависимости от угла наклона (φ). Верхняя и боковые части регенераторов выполнялись из стекла. Металлические поверхности были зачернены, дно и стенки покрыты пенопластовой изоляцией толщиной 0,03 м. Регенераторы собраны на стальном каркасе и деревянной раме. Угол наклона зеркала изменялся в испытаниях от 0 до 30°. Гидродинамика и теплообмен в регенераторе моделировались крепким раствором натрий-хлоровой соли, которая подавалась в систему по пластиковым трубам, чтобы исключить коррозию. Измерение температуры по площади остекления, пленки раствора и воздуха проводились медь-константановыми термомпарами цифровым вольтметром. Интенсивность солнечной радиации на горизонтальной поверхности измерялась соляриметром типа СМБ16, соединенным с микровольтаметром.

Для изучения процессов теплообмена и подтверждения принципиальной работоспособности разработанной конструкции насоса-теплообменника были изготовлены две модели, которые отличались как геометрическими характеристиками, так и граничными условиями обогрева: второго и третьего рода, которые моделировались электрообогревом и прокачиваемым теплоносителем. В качестве промежуточного теплоносителя использовались вода, этиловый спирт и фреон-113. Измерения температур выполнялось медь-константановыми термомпарами через коммутатор К799/1 цифровым вольтметром В7-23 и регистрировались цифropечатью "Оргтех" через транскриптор Ф5235. Быстродействие измерений (25 измерений в секунду) обеспечивалось блоком памяти транскриптора. Непрерывная регистрация давления в насосе-теплообменнике осуществлялась датчиком давления МП и самописцем Н399. Измерение временных интервалов и частотных характеристик производилось частотомером ЧЗ-34.

Анализ погрешности измерений показал, что выбранные методы измерений и соответствующее им измерительное оборудование соответствует современной технике теплофизического эксперимента (ошибки в измерении расхода составляют 0,3%, а в определении коэффициентов теплоотдачи - 11%).

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН В ОТКРЫТЫХ РЕГЕНЕРАТОРАХ АБСОРБИЦИОННЫХ ГЕЛИОХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Открытые регенераторы с использованием солнечной энергии наиболее эффективны в районах с сухим и жарким климатом и с большой продолжительностью солнечного сияния. Приближенные одномерные квазистационарные модели процессов переноса в открытом регенераторе АГХУ были сформулированы в многочисленных работах Какабаева А., Хандурдыева А., Атаева К., Баума В.А. (1971...1984), Лёфа Г.О.Г., Ленца Г.Г. и Рао С. (1984), Ализаде С., Вахара Р. и Геола Ф. (1979), Пенга С.С.П. и Хаулла Г.Р. (1984) и многих других. Каушик с соавторами (1985) распространил эту постановку на случай, когда процессы тепло- и массообмена зависят от времени.

Характерной особенностью этих и многих других работ является стремление авторов упростить задачу на стадии её постановки с тем, чтобы получить аналитическое решение. Это обусловило целый ряд математических и физических некорректных допущений, которые в итоге привели к существенным (30...50%) расхождениям расчетных и опытных данных.

На основании законов сохранения энергии, массы и закона Дальтона, в общей постановке одномерной модели получаем нелинейное неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка вида:

$$\left[1 - W(\xi)\right] \frac{d^2}{d\xi^2} W(\xi) - \left[\frac{d}{d\xi} W(\xi)\right]^2 + S \cdot \frac{d}{d\xi} W(\xi) - R = 0 \quad (1)$$

В общем случае парциальное давление паров над гравитационной пленкой раствора является сложной функцией температуры, концентрации и внешних условий, поэтому здесь для простоты анализа использовано хорошо зарекомендовавшее себя соотношение А.Какабаева:

Принципиальным отличием уравнения (1) от всех известных в литературе является то, что (1) учитывает изменение плотности и расхода (или массового расхода) по длине пробега пленки. Допущение о постоянстве расхода является некорректным, так как противоречит закону сохранения массы. Начальные условия сформулируем в виде:

$$W(0) = 0; \quad \frac{d}{d\xi} W(0) = \frac{\beta_p}{C(0)} [a \cdot t(0) + D_T] \quad (2)$$

Уравнение (1) имеет аналитическое решение только в частном случае, если $W(\xi) \ll 1$. Корректность этого допущения подтверждается многочисленными экспериментальными данными различных авторов, в том числе Баума В.А., Какабаева А. и др. Произведя ряд последова-

тельных замен переменных, преобразуем (I) к виду дифференциального уравнения первого порядка с разделяющимися переменными:

$$Z'(\xi) - \frac{1}{\xi} [Z(\xi) + R]^2 + S \cdot Z(\xi) = 0 \quad (3)$$

в результате интегрирования которого, обратных преобразований и вторичного интегрирования, определения постоянных интегрирования с учетом (2) и ряда тождественных преобразований получаем выражения для изменяющихся значений расхода и температуры раствора по длине регенератора, соответственно:

$$W(\xi) = \frac{\xi}{2} [S + \sqrt{S^2 - 4R}] - \ln \left[\frac{c \cdot \exp \xi \sqrt{S^2 - 4R}}{c-1} \right] \quad (4)$$

$$t(\xi) = \frac{1}{\alpha} \left\{ \frac{G(0)}{A \beta_p l} [0.5(S + \sqrt{S^2 - 4R}) - \frac{c \sqrt{S^2 - 4R} \exp(\xi \sqrt{S^2 - 4R})}{c \cdot \exp(\xi \sqrt{S^2 - 4R} - 1)}] + \beta_p - \frac{\beta}{\epsilon} - C_0 \right\} \quad (5)$$

здесь: $c = \frac{[S + \sqrt{S^2 - 4R} - 2N]}{[S - \sqrt{S^2 - 4R} - 2N]}$; $N = \frac{\beta_p}{G(0)} [\alpha t(0) + D]$

Интегрируя (4) по ξ от 0 до 1, окончательно получаем выражение для количества воды испарившейся со всей поверхности регенератора:

$$W = \frac{1}{4} (S - \sqrt{S^2 - 4R}) + \frac{1}{S^2 - 4R} \left[\ln \frac{c - e^{-\sqrt{S^2 - 4R}}}{c-1} \cdot \ln \frac{e^{-\sqrt{S^2 - 4R}}}{c} \right] + \frac{1}{\sqrt{S^2 - 4R}} \times \left[\sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k^2} \left(\frac{c - e^{-\sqrt{S^2 - 4R}}}{c} \right)^k - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k^2} \left(\frac{c-1}{c} \right)^k \right] \quad (6)$$

Сходимость рядов в (6) обеспечивается при $K \geq 18$.

В большинстве практических случаев (6) можно упростить к виду:

$$W = \frac{1}{4} (S - \sqrt{S^2 - 4R}) \quad (7)$$

На рис.1 и рис.2 приведено сопоставление результатов расчетов по (5), (6), (7) с данными испытаний опытно-промышленной АГХУ Какабаева А., подтвердившее корректность решения.

Расхождения с опытными данными в конце светового дня с 17 до 19 часов (это наблюдается практически во всех испытаниях проводившихся в течении года) объясняются аккумулялирующими свойствами конструкции регенератора за счет фазовых переходов битума из кристаллического в аморфное состояние (и наоборот).

В целом, учитывая трудности испытаний в реальных условиях и обусловленные этим погрешности, разработанная методика может быть рекомендована для инженерных расчетов.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ РЕГЕНЕРАТОРОВ

В диссертации разработана классификация регенераторов, в основу которой положены конструктивные и режимные признаки (наличие или отсутствие вентилятора, крышки, зеркала и охлаждающего раствора). На пересечениях графов, исходящих из этих признаков, получены перспективные и имеющиеся в литературе инженерные решения регенераторов. Из всего многообразия перспективных конструкций выбраны закрытые регенераторы. Повышение эффективности в этих конструкциях достигается за счет совершенствования оптических свойств посредством зеркала и использования слабого раствора для интенсификации конденсации паров воды в закрытом объеме регенератора.

На рис.3 приведена физическая модель и принципиальная схема закрытого охлаждаемого регенератора с зеркальным отражателем (неохлаждаемая схема отличается только отсутствием пленки раствора с внешней стороны остекления).

Математическая модель такой конструкции содержит двадцать девять балансовых уравнений и соотношений (для неохлаждаемой конструкции двадцать два), которые в силу громоздкости в автореферате не приводятся. Типичные результаты численных экспериментов, приведенные на рис.4, 5, составляют основу полученных научных результатов. Экспериментальное подтверждение этих выводов иллюстрируется данными на рис.6, 7. По результатам теоретического и экспериментального исследования разработан алгоритм оптимального проектирования закрытых регенераторов охлаждаемого и неохлаждаемого типа, который реализован на языке ФОРТРАН. В качестве целевой функции выбран тепловой коэффициент регенератора (ϵ_r), который характеризует отношение холодопроизводительности по всему количеству солнечной энергии, приходящей на поверхность регенератора. Программа определяет оптимальные режимные (расход охлаждающего раствора и толщину пленки на днище) и конструктивные параметры (угол наклона зеркала, остекления и соотношение сторон в основании) регенератора.

До настоящего времени нет однозначных решений проблемы выбора типа регенератора: открытый или закрытый. Преимущественно руководствуются условиями эксплуатации (сухой или влажный климат) и трудностями в обслуживании: унос части дорогостоящего абсорбента и загрязнение окружающей среды, загрязнения раствора пылью, затоп-

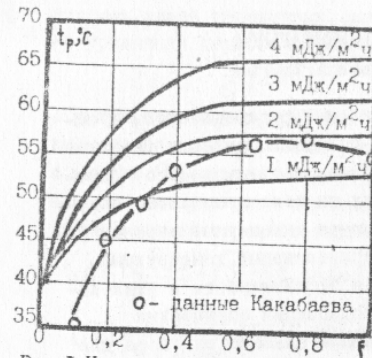


Рис.1 Изменение температуры раствора по длине регенератора

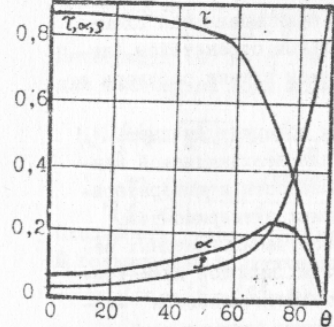


Рис.4 Распределение энергии солнечной радиации при прохождении через остекление

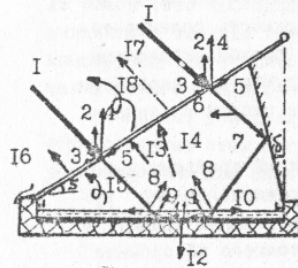


Рис.3 Физическая модель и принципиальная схема закрытого охлаждаемого регенератора: I - приходщая солнечная радиация; 2,4,7,8,9 - отраженная от охлаждающего раствора, стекла, зеркала, поверхности раствора, покрытия дна; 3,5,6,10,11 - поглощенная раствором, стеклом, влажной средой, раствором, черной поверхностью дна; 12 - тепловые потери через дна; 13,16 - испарение; 14,17 - излучение; 15,18 - конвекция.

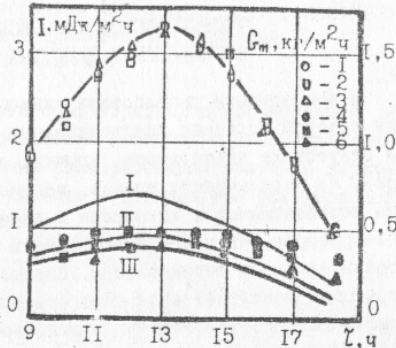


Рис.2 Дневной ход солнечной радиации I,2,3 и количество испарения воды 4,5,6; (I-6), I - данные и решение Какабаева А; II, III - по уравнению (6), (7)

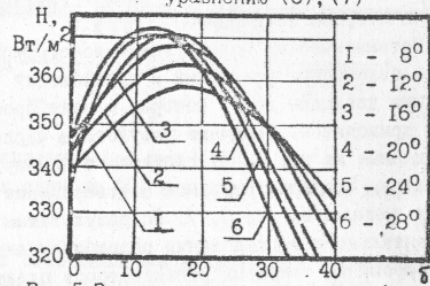


Рис.5 Зависимость интегральной (за год) H, приходящей на горизонтальную поверхность от theta и phi

ление абсорбера дождевой водой и т.д. Эти недостатки практически нивелируют преимущества в капитальных затратах, которые имеют открытые конструкции по сравнению с закрытыми. В диссертации впервые проведено на единой базе сравнения прямое сопоставление тепловой эффективности различных типов конструкций, включая литературные данные. Проведенный анализ показал, что оптимально спроектированные закрытые регенераторы в течение светового дня (с 9 до 17 часов) не уступают по эффективности открытым конструкциям.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕНОСА В
НАСОСЕ-ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Насос-теплообменник (НТ), конструкция которого разработана в диссертации, относится к классу диафрагменных и предназначен для перекачивания жидких сред с использованием вторичных либо невозобновляемых источников энергии. Отличительной особенностью НТ от всех известных насосов такого типа (в диссертации приведен подробный обзор и анализ) является высокая теплопередающая способность, обусловленная конструктивным решением: промежуточный теплоноситель контактирует с перекачиваемой жидкостью через стенку соединительной трубки. Принцип действия насоса, в основе которого лежат последовательные фазовые превращения промежуточного теплоносителя при кипении и конденсации, а также эффект "теплого удара", иллюстрируется на рис.8.

В диссертационной работе выполнен термодинамический анализ эффективности НТ, установлены зависимости производительности и эффективности от основных конструктивных и термодинамических параметров. По результатам экспериментальных исследований построены P-V-диаграммы термодинамического цикла.

Характерные особенности НТ проявляются в его частотных характеристиках цикла. Установлено, что с увеличением подводимой теплоты частота циклов возрастает до определенного значения (f_0), а затем уменьшается. Причем значения f_0 различны для разных геометрических характеристик. Рассматривая изменения теплового баланса за один период:

$$\int_0^{\tau} \lambda_{ком} (t - t_x) dt = \frac{D \Delta}{4L} \int_{t_{ув}}^{t''} \rho' \rho'' dt + \frac{D}{L} \int \nu \rho'' dx + \Delta Q_0 \quad (8)$$

полагая, что интенсивность процессов теплообмена и теплофизические свойства промежуточного теплоносителя претерпевают пренебре-

жимо малые изменения во времени, после ряда преобразований нетрудно определить выражение для периода цикла:

$$T = 0,25 \pi \cdot \frac{D^2 \Delta}{Q_{омб}} [\rho' c_p (t'' - t_{уд}) + z \rho''] \quad (9)$$

Сопоставление (9) с экспериментальными данными, полученными для различных теплоносителей и широкого диапазона изменения конструктивных параметров ($\Delta = 35 \dots 130$ мм; $D = 20 \dots 88$ мм) в диапазоне $30 \leq T \leq 300$ с, показало удовлетворительное согласование ($\pm 3\%$).

Проанализированы условия нарушения работоспособности НТ, главными из которых являются:

1. эффект Лейденфроста;
2. гидродинамическое запирание;
3. динамическое равновесное состояние.

Эффект Лейденфроста характеризуется перегревом сухой части стенки испарителя до таких значений температуры, при которых жидкость на заключительной стадии цикла не конденсирует объем пара, а сама вскипает при контакте с поверхностью. Этот эффект, как показали экспериментальные исследования, возникает при малых значениях Δ , то есть при высоких частотах работы НТ, и, как правило, при граничных условиях второго рода, что не характерно для АГХУ.

Динамическое равновесное состояние возникает, когда температура жидкости за время подъема по соединительной трубке принимает значение равное температуре насыщения, то есть конденсация прекращается на поверхности жидкости.

Гидродинамическое запирание возникает, когда расход генерируемого пара превышает расход конденсирующегося. Как правило и динамическое равновесие, и гидродинамическое запирание имеют место в НТ, работающих в низкочастотных режимах с большой производительностью при граничных условиях обогрева третьего рода, что характерно для АГХУ.

Предельные характеристики для НТ (максимальная переносимая мощность, расход и оптимальный геометрический параметр $\chi_0 = \frac{A}{L}$) нетрудно получить из (8) записав его для осредненных за период величин. В результате решения получено:

$$G_{max} = \pi D L \alpha_{конд} \frac{(t_{cm} - t'') \chi_0 (1 - \chi_0)}{\rho' c_p [(1 - \chi_0) (t'' - t_k)] + z \rho'' \chi_0} \quad (10)$$

- максимальная переносимая тепловая нагрузка:

$$Q_{max} = G_{max} [\rho' c_p (t'' - t_{уд})] \quad (11)$$

Дифференцируя (10), получаем оптимальные соотношения для χ_0 и G_{max} :

$$\chi_0 = \frac{1}{1 + \alpha^{1/2}}, \quad \alpha = \frac{z \rho''}{\rho' c_p (t - t_k)} \quad (12)$$

На рис.9 представлено сопоставление экспериментальных данных с расчетными по (10)...(12).

Особенность процессов теплообмена в НТ обусловлена временем их существования и последовательностью в цикле: конвективный разогрев - жидкости-кипение-конденсация-конвективный разогрев.

Сопоставление опытных данных по конвективному теплообмену с известной зависимостью Лоренца показало наличие расхождений, которые можно считать следствием влияния замкнутого объема. Интенсивность теплообмена при кипении удовлетворительно согласуется с обобщающими зависимостями Г.Н.Даниловой, В.И.Толубинского, С.С.Кутателадзе и Д.А.Лабунцова. То есть можно считать, что в области низких значений истинного объемного паросодержания ($\psi \leq 0,1$), замкнутый объем не оказывает существенного влияния на условия формирования пристенного двухфазного слоя вдоль вертикальной цилиндрической поверхности. Экспериментальные данные по теплообмену при конденсации показали качественные и количественные расхождения с теоретическим решением пленочной конденсации Нуссельта, что подтвердило влияние специфических условий конденсации на струях и поверхности жидкости. Для этих условий результаты удовлетворительно согласуются с данными С.С.Кутателадзе, В.А.Гудемчука, Е.С.Шмидта, О.П.Иванова и В.Х.Нейле. Результаты обобщения опытных данных систематизированы в таблице в зависимости от периода цикла:

Процесс	Период	Расчетная формула	Область применения
конвекция	$0 \leq \frac{t}{T} \leq 0,4$	$Nu = 0,124 (Gr_D \rho_2 \rho)^{0,32}$	$10^7 \leq Gr_D \rho_2 \leq 10^9$
кипение	$0,4 \leq \frac{t}{T} \leq 0,75$	$Nu_k = 75 \cdot K^{0,7} \cdot P^{-0,2}$	$3 \cdot 10^{-3} \leq K \leq 50$
конденсация	$0,75 \leq \frac{t}{T} \leq 1,0$	$\alpha_{конд} = 3770 \cdot \Delta t^{0,43}$	$10 \leq \Delta t \leq 100$

Математическая модель термостата составлена методом сосредоточенных параметров и реализована на языке БЕЙСИК. Численные эксперименты (рис.10) подтвердили наличие оптимума (в качестве целевой функции принято отношение поверхностей испарителя и конденсатора $\sigma = \frac{F_n}{F_k}$) относительно температуры слабого раствора абсорбента, перекачиваемого в регенератор.

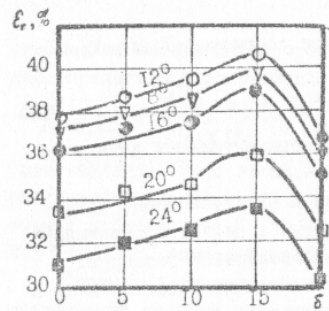


Рис.6 Экспериментальная (суточная) эффективность регенератора в зависимости от δ и S

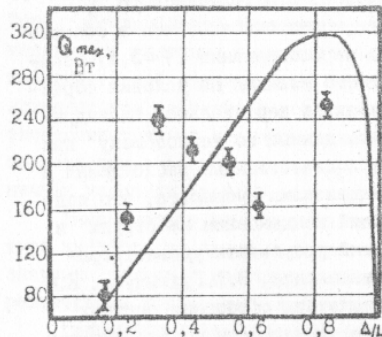


Рис.9 Сопоставление результатов расчета по уравнению (II) с опытными данными

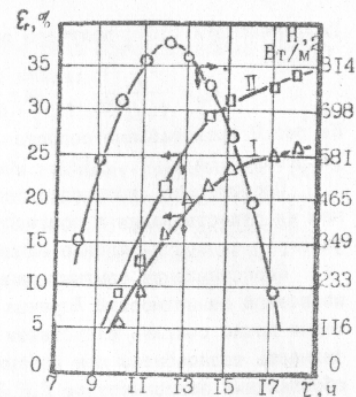
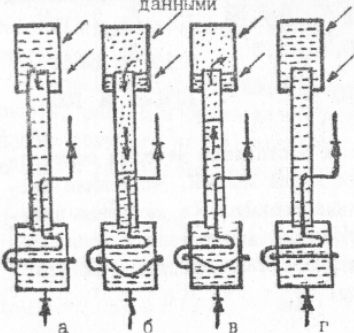


Рис.7 Эффективность неохлаждаемого (I) и охлаждаемого (II) регенераторов

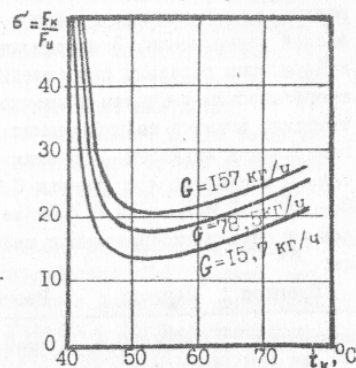


Рис.10 Результаты оптимального проектирования насос-теплообменника

Рис.8 Принцип действия насос-теплообменника: а - нагревание; б - вытеснение жидкости; в - конденсация и всасывание; г - заполнение испарителя

ВЫВОДЫ

1. Анализ литературных данных показал, что в настоящее время накоплен опыт эксплуатации АГХУ, который подтверждает целесообразность и рентабельность их исследования в районах с сухим и жарким климатом (Ближний Восток, Египет, Африка и южные районы СССР).

2. Цели и задачи исследования определены необходимостью повышения эффективности АГХУ путем оптимального проектирования регенераторов и утилизации тепловой энергии для перекачивания слабого раствора из абсорбера в регенератор.

3. Нелинейная математическая модель, описывающая в одномерном стационарном приближении процессы тепло- и массообмена в гравитационных пленках слабого раствора абсорбента, характерной особенностью которой является учет изменения массового расхода по длине регенератора, позволяет улучшить согласование расчетных и экспериментальных данных на 20-30 %.

4. Аккумулирующая способность конструкции регенератора, вследствие последовательных фазовых превращений битума из кристаллического в аморфное состояние и обратно, приводит к существенному повышению эффективности регенератора в конце светового дня.

5. Максимальная пропускная способность остекления регенератора соответствующая углам падения солнечной радиации от 0 до 40° зависит от типа регенератора.

6. Взаимное влияние сопряженных процессов переноса и сложного теплообмена обуславливают оптимальные, с точки зрения величины интенсивности солнечной радиации приходящей на поверхность раствора, углы наклона зеркала и остекления, которые составляют, например, для района Эль-Мения, АРЕ - соответственно $\delta = 13^\circ$ и $S = 24^\circ$.

7. При прочих равных условиях наличие зеркала повышает эффективность регенератора на 12 % в период с 11 до 15 часов светового дня. При одной и той же интенсивности солнечной радиации и температуре окружающей среды эффективность регенератора с охлаждаемой стеклянной поверхностью выше на 15 % обычной конструкции.

8. Для практических целей можно рекомендовать оптимальные конструктивные характеристики: квадрат в основании регенератора, и режимные: при толщинах раствора 10 ... 30 мм расход охлаждающего раствора 10...15 кг/ч, что обуславливает повышение эффективности конструкции на 40 %, по сравнению с неохлаждаемыми регенераторами.

9. Применение насоса - теплообменника для подогрева и нагревания раствора абсорбента из абсорбера в регенератор повышает теп-

ловую эффективность АГ XV на 15 ... 20 %. Испытания опытного образца насоса-теплообменника подтвердили его эффективность теплопереноса $\eta_{т.г.2} = 75 \dots 85 \%$ и производительности $\eta_{т.г.1} = 0,1 \dots 0,25 \%$.

10. Интенсивность процессов при конвективном теплообмене, кипении и конденсации, в представлениях о квазистационарности процессов, удовлетворительно описывается классическими решениями, полученными для условий неограниченного объема; расширены области их применения.

11. Наличие оптимального соотношения поверхностей теплообмена на участках подвода и отвода теплоты в насосе-теплообменнике относительно температуры раствора абсорбента обусловлена интенсивностью процессов теплообмена и составляет $\epsilon^* = \frac{F_v}{F_u} = 15 \dots 20$ при расходе абсорбера $G = 15,7 \dots 157 \text{ кг/ч}$.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Savchenkov G.A., Nasr M.M., Kunakov V.G. Double purposes solar pump. The First Minia Conference on energy and its technology, Elminia, Egypt, Jan. 1986.
2. Savchenkov G.A., Nasr M.M., Factors affecting on the performance of the solar absorption refrigeration system. 5th Jnt. Conf. Thermogrammetry and Thermal Engineering, Budapest, June, 1987
3. Savchenkov G.A., Nasr M.M., Choomak I.G. Heat and mass transfer processes in the open regenerator solar absorption refrigeration system. 9th Int. Conf. Ch JSA - 87, Praha, Czechoslovakia, 1987.
4. Савченков Г.А., Наор М.М., Чумак И.Г. Одномерная математическая модель открытого регенератора абсорбционной гелиоохлаждающей установки. - Холодильная техника, 1987 (в печати)
5. А.с. № 1302106 (СССР). Солнечный водоподъемник. (соавтор Савченков Г.А.) - Оpubл. в Б.И., 1987, № 13

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- Q - теплота, Вт;
- α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²К;
- t - температура, °С;
- G - расход, кг/с;
- β_p - коэффициент массоотдачи;
- τ - время, с;
- T - период, с;
- D - диаметр, м;
- L - длина испарителя и регенератора, м;
- Δ - расстояние от соединительной трубки до крышки испарителя, м;
- C_p - теплоемкость, Дж/кг°С;
- β - плотность, кг/м³;
- λ - скрытая теплота парообразования, кДж/кг;
- $\eta_{т.г.1}$ - тепловая эффективность насоса-теплообменника;
- $\eta_{т.г.2}$ - эффективность производительности насоса-теплообменника;
- F - площадь, м²;
- J - интенсивность солнечной радиации, Вт/м²;
- p - давление; Н/м²;
- ν - коэффициент учитывающий оптические свойства;
- τ, α, s - пропускная, поглощающая и отражательная способности;
- θ - наклон плоскости к горизонту; ϵ - концентрация;
- δ - угол наклона зеркала; ϵ_r - эффективность регенератора.

КОМПЛЕКСЫ

$$S = \frac{l \cdot A}{G(0)} \left[\frac{\lambda_{эфф}}{C_p} + \beta_p D + \frac{\lambda \beta_p a}{C_p} \right]; \quad R = \frac{\beta_p a}{C_p} \left[\frac{l \cdot A}{G(0)} \right]^2 \left[J \nu + \lambda_{эфф} \left(\tau_{cp} + \frac{D}{a} \right) \right]$$

$$D_{т} = \left(\frac{\beta}{\epsilon} + C_o - p_{cp} \right); \quad \xi = \frac{x}{L}; \quad W = \frac{G_m(\xi)}{G(0)}$$

КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

- G_z - критерий Грасгофа; K - критерий Кутателадзе;
- Mu - критерий Нуссельта; Pr_z - критерий Прандтля.

ИНДЕКСЫ

- i - жидкость; n - пар; o - вход; I - выход; *sub* - недогрев;
- конд. - конденсация; отв. - отводимый; конв. - конвекция;
- max - максимальный; и - испаритель; к - конденсатор; ст - стенка.

Н.С.С.

