

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

УДК 621.016

**ОВСЯННИК Анатолий Васильевич**

**ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ НА РАЗВИТЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ  
В ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ**

05.14.04 – промышленная теплоэнергетика

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Минск 2004

Работа выполнена в УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого».

**Научный консультант:** доктор технических наук, профессор Васильев Леонард Леонидович – заведующий лабораторией пористых сред АНК ИТМО имени А.В. Лыкова НАН Беларуси.

**Официальные оппоненты:**

доктор технических наук, член-корр., профессор Драгун Владимир Леонидович – заместитель директора по научной и инновационной деятельности АНК ИТМО имени А.В. Лыкова НАН Беларуси;

доктор технических наук, профессор Андрижиевский Анатолий Альгердович – кафедра «Энергосбережение», Белорусский государственный технологический университет;

доктор технических наук, профессор Бокун Иван Антонович – кафедра «Экономика и управление энергетикой», Белорусский национальный технический университет.

**Оппонирующая организация:**

ГНУ «Объединенный институт энергетических и ядерных исследований – Сосны».

Защита состоится «    » января 2005 г. В 14<sup>00</sup> часов на заседании Совета по защите диссертаций Д 02.05.01 при Белорусском национальном техническом университете по адресу: 220013, г. Минск, проспект Ф. Скорины, 65, корп. 2, к.201, тел. (8-017) 2399-129.

Отзывы на автореферат в 2 экземплярах с подписью, заверенной печатью учреждения, просим высылать по адресу: 220013, г. Минск, проспект Ф. Скорины, 65, корп. 2, к.201. Ученому секретарю Совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского национального технического университета.

Автореферат разослан «    » декабря 2004 г.

Ученый секретарь Совета  
по защите диссертаций,  
доктор технических наук, профессор

В.П. Бубнов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы диссертации.** Теплообменные аппараты испарительного типа широко применяются в энергетике, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, в холодильной и криогенной технике, в теплонасосных установках. В связи с дефицитом энергоресурсов в Республике все большее внимание привлекают теплонасосные установки.

Применение тепловых насосов для целей отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования приводит к существенному снижению потребления топливно-энергетических ресурсов и, при этом, значительно сокращается количество вредных выбросов в окружающую среду. Присоединение Республики Беларусь к Киотскому протоколу накладывает на страну определенные ограничения по выбросам и использование тепловых насосов как источника тепловой энергии может частично решить эту проблему. Таким образом, применение тепловых насосов решает, по крайней мере, две крупные задачи:

- снижение потребления топливно-энергетических ресурсов;
- снижение количества вредных выбросов в окружающую среду.

Эффективность работы теплонасосных установок (ТНУ) в значительной мере определяется энергетической эффективностью испарителя, которая зависит от температуры низкопотенциального источника теплоты. Повышение температуры низкопотенциального источника приводит к увеличению количества теплоты, подводимой в цикле ТНУ на нижнем температурном уровне, повышению коэффициента преобразования (КОП) и снижению затраченной мощности на привод компрессора в парокompрессионных ТНУ или снижению затраченной теплоты в сорбционных ТНУ при неизменных параметрах рабочего тела в конденсаторе. Однако повышение температуры низкопотенциального источника теплоты приводит к увеличению температурного напора между теплоотдающей поверхностью испарителя и температурой кипения рабочего тела, что снижает энергетическую эффективность испарителя и ведет к увеличению потерь.

Поэтому снижение температурных напоров в испарителях, их массогабаритных показателей и тепловых потерь является одной из важных задач, ведущих к удешевлению ТНУ и повышению их энергетических показателей. Вклад в решение этих проблем может внести внедрение научно обоснованных и экспериментально проверенных методов интенсификации теплообмена при кипении путем развития теплоотдающей поверхности.

Все эти предпосылки в полной мере относятся и к холодильным установкам.

Развитие поверхности достигается различными способами, в частности, созданием капиллярно-пористой структуры и оребрения.

Несмотря на большое количество работ по теплообмену при кипении, их результаты не полностью отражают процессы теплообмена на развитых поверхностях. При кипении жидкостей на ребрах различного типа еще не достаточно полно исследованы специфические особенности теплообмена,

связанные с влиянием геометрических параметров и профиля ребер. Имеющихся данных недостаточно для определения геометрических параметров ребра и межреберного расстояния.

В работах по кипению на поверхностях с пористыми покрытиями часто отсутствует полная информация о свойствах покрытий, поэтому интерпретация и практическое использование экспериментальных данных весьма затруднено. Известные расчетные соотношения для определения интенсивности теплообмена при кипении жидкостей на пористых и, в особенности, на ребристых поверхностях применимы лишь в частных случаях, исследованных авторами, поскольку получены эмпирическим путем, а не на основе модельных представлений. Следовательно, возникает необходимость в детальном исследовании теплообмена при кипении на поверхностях с пористыми покрытиями и ребрением для определения оптимальных параметров поверхности теплообмена.

Применение высокоэффективных методов интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах испарительного типа приводит к созданию теплообменников с малыми тепловыми потерями в связи с уменьшением температурных напоров, что ведет к повышению не только экономических показателей, но и энергетических. Интенсификация теплообмена при кипении позволяет за счет снижения температурных напоров между теплоотдающей поверхностью и жидкостью повысить коэффициенты теплоотдачи при тех же значениях плотностей тепловых потоков.

Теплофизические свойства жидкостей существенно влияют на интенсивность теплоотвода с теплоотдающей поверхности и, в связи с принятием Монреальской конвенции, запрещающей использование озоноразрушающих хладагентов, необходимо вести поиск экологически безопасных и нетоксичных рабочих тел, способных обеспечить эффективный теплообмен. В настоящее время все больше внимания уделяется использованию «натуральных» веществ в качестве хладагентов. Это объясняется не только требованиями Монреальского протокола, но и стремлением снизить косвенный и прямой вклад в полный эквивалент глобального потепления холодильного оборудования – TEWI (Total Equivalent Impact). Этого можно достичь выбором хладагентов, имеющих высокую энергетическую эффективность и низкий потенциал глобального потепления. Таким требованиям в большей степени удовлетворяют углеводороды и, в частности, пропан, обладающий хорошими теплофизическими и термодинамическими характеристиками. Применение пропана в качестве хладагента обеспечивает более высокий холодильный коэффициент и меньшее потребление электроэнергии; у пропана по сравнению с R22 выше коэффициенты теплоотдачи, а по сравнению с изобутаном – лучшие энергетические показатели благодаря меньшему объемному расходу при равной холодопроизводительности и меньшему падению давления в трубах.

На основании вышеизложенного в связи с перспективностью применения пропана в холодильных и теплонасосных установках важным становится исследование процессов теплообмена в теплообменной аппаратуре с уста-

новлением зависимостей между количественными характеристиками процесса теплообмена при кипении, режимными параметрами и другими факторами, влияющими на интенсивность теплообмена. Важным методом исследования в этом случае является экспериментальный путь исследования, позволяющий решить эти задачи.

При кипении жидкостей на ребристых поверхностях в ребрах, вследствие термического сопротивления теплопроводности, возникают градиенты температуры, величина которых зависит от геометрических размеров ребра, коэффициента теплопроводности материала ребра, теплофизических свойств жидкости и условий охлаждения. Вследствие падения температуры от основания к вершине ребра местные температурные напоры по высоте ребра могут соответствовать различным режимам кипения, поэтому отвод теплоты кипящей на ребрах жидкостью приводит к тому, что даже при температурах в основании, соответствующих пленочному режиму кипения, за счет передачи ребром теплоты теплопроводностью и, как следствие, падения температурного напора по высоте ребра, на поверхности ребра существуют развитый пузырьковый и переходный режимы кипения. В сочетании с эффектом развития поверхноститеплообмена через основание ребра могут быть переданы тепловые потоки плотностью в несколько раз превышающие первую критическую при умеренных температурных напорах. В связи с этим применение оребренных поверхностей для отвода тепловых потоков высокой плотности в кипящую жидкость представляет значительный интерес.

**Связь работы с научными программами и темами.** Исследования выполнены в соответствии с плановой тематикой Академического научного комплекса «Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова» Национальной академии наук Республики Беларусь (АНК ИТМО НАНБ) по Государственной программе фундаментальных исследований «Энергия-36», а также на основе разработок по хозяйственным договорам с отечественными предприятиями.

**Целью диссертационной работы** является теоретическое и экспериментальное определение закономерностей теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на высокотеплопроводных спеченных пористых покрытиях и на неизотермических оребренных теплоотдающих поверхностях для получения универсальных зависимостей для разработки и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов испарительного типа.

**Основные задачи работы:**

определение интенсивности теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей в большом объеме на спеченной капиллярно-пористой структуре и на неизотермических оребренных поверхностях; определение влияния режимных параметров и характеристик теплоотдающей поверхности на интенсивность теплообмена при кипении; исследование интенсивности теплоотдачи при кипении пропана на частично затопленной капиллярно-пористой поверхности;

обобщение экспериментальных данных по интенсивности теплообмена при кипении жидкостей на исследованных поверхностях;

разработка теплофизической модели теплообмена при развитом пузырьковом кипении на неизотермической поверхности, решение полученных уравнений с целью нахождения зависимостей, характеризующих интенсивность теплообмена, распределение температуры, коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока по высоте ребра;

теоретическое и экспериментальное исследование влияния режимных параметров, внутренних характеристик кипения, теплофизических свойств жидкости и геометрических параметров неизотермической поверхности на интенсивность теплоотдачи при кипении; получение зависимостей для расчета систем ребристых элементов; разработка методики расчета оребренных теплоотдающих поверхностей.

**Объект и предмет исследования.** Объект исследования – теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей на развитых поверхностях. Предмет исследования – изотермические капиллярно-пористые и неизотермические оребренные теплоотдающие поверхности; теплоперенос в системе поверхность – кипящая жидкость и закономерности процесса переноса теплоты.

**Методология и методы исследования.** Работа основана на экспериментальных и теоретических исследованиях теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении жидкостей на капиллярно-пористых и неизотермических оребренных теплоотдающих поверхностях. При выполнении работы использовано моделирование процессов теплообмена при кипении на неизотермических поверхностях различного профиля с численным решением полученных уравнений; проведено сравнение теоретических результатов и экспериментальных данных.

**Научная новизна.** Проведено экспериментальное исследование теплообмена при кипении пропана в большом объеме на капиллярно-пористых структурах в широком диапазоне режимных параметров и характеристик пористого покрытия. Получена зависимость интенсивности теплоотдачи от соотношения толщины капиллярно-пористой структуры и среднего гидравлического диаметра  $\delta_{\text{гп}}/\bar{d}_0$ , которое учитывает важнейшие геометрические характеристики пористой структуры. Оптимальное значение этого соотношения составляет 11...12,5.

Экспериментально установлено, что влияние давления на интенсивность теплоотдачи при кипении пропана на пористых покрытиях неоднозначно: при плотностях тепловых потоков  $q < 6 \text{ кВт/м}^2$  влияние давления проявляется в большей степени, чем на гладкой поверхности, а при  $q > 25 \text{ кВт/м}^2$  коэффициенты теплоотдачи не зависят от давления. При  $6 < q < 25 \text{ кВт/м}^2$  влияние давления монотонно снижается. Полученная зависимость в критериальном виде для определения интенсивности теплоотдачи при кипении пропана в большом объеме на медных спеченных пористых покрытиях обобщает экспериментальные данные с погрешностью  $\pm 30 \%$ .

Впервые разработана теплофизическая модель процесса кипения на неизотермической (оребрённой) поверхности, позволяющая определять интенсивность теплоотдачи расчетным путем без проведения экспериментальных

исследований; получены зависимости для определения мощности теплового потока, передаваемого оребренной поверхностью (системой ребер), включающие в себя основные геометрические параметры оребренной поверхности; получено распределение температуры, коэффициентов теплоотдачи и плотности теплового потока по высоте ребра, удовлетворительно согласующиеся с экспериментальными данными.

Теоретически и экспериментально установлено, что интенсивность теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении на неизотермической поверхности не зависит от профиля ребра, а определяется режимными параметрами процесса кипения, теплофизическими свойствами жидкости, геометрическими параметрами теплоотдающей поверхности и внутренними характеристиками процесса кипения.

**Практическая значимость диссертации.** Результаты теоретических и экспериментальных исследований рассмотренных в работе процессов, разработанная модель теплообмена при кипении на неизотермической поверхности, полученные решения уравнений модели и зависимости для расчета интенсивности теплообмена при кипении могут использоваться при проектировании достаточно широкого класса теплообменных аппаратов испарительного типа с развитыми поверхностями теплообмена для теплонасосных и холодильных установок.

**Автор защищает:**

результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния режимных параметров, геометрических характеристик теплоотдающей поверхности, теплофизических свойств жидкостей и внутренних характеристик процесса на интенсивность теплообмена при кипении;

предложенную теплофизическую модель процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на неизотермических оребренных поверхностях;

результаты численного расчета полученных дифференциальных уравнений теплопроводности оребренных поверхностей различного типа и профиля;

теоретически полученные зависимости для расчета интенсивности теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении на неизотермической поверхности, устанавливающие автомодельность интенсивности теплоотдачи от профиля теплоотдающей поверхности, что подтверждают экспериментальные данные;

установленные зависимости интенсивности теплоотдачи при кипении на неизотермической поверхности от режимных параметров, теплофизических свойств жидкостей и внутренних характеристик процесса кипения; зависимости мощности теплового потока, передаваемого оребренной поверхностью, от ее геометрических параметров.

**Личный вклад соискателя.** Основные и принципиальные результаты диссертации получены лично автором. Вклад соискателя в опубликованные в соавторстве работы, является значительным. Автором проведены теоретиче-

ские, расчетные исследования, а также обобщение и анализ полученных теоретических и экспериментальных данных, полученных совместно с соавторами.

**Апробация работы.** Материалы диссертации были представлены на XII (г. Москва, 1999), XIII (г. С.-Петербург, 2001), XIV (г. Рыбинск, 2003) Школах-семинарах молодых ученых и специалистов по проблемам газодинамики и теплообмена в энергетических установках; IV Национальной научно-технической конференции по теплообмену (г. Варна, Болгария, 1984); III (г. Минск, 1995), V (г. Минск, 2003) Международных семинарах «Тепловые трубы, тепловые насосы, холодильники»; Международном симпозиуме «Холодный ядерный синтез и новые источники энергии» (г. Минск, 1994); XII Международной конференции по теплообмену «Теплообмен 2002» (г. Гренобль, Франция, 2002); IV Минском Международном форуме по теплообмену «Теплообмен ММФ-2000» (г. Минск, 2000); V Минском Международном форуме по теплообмену «Теплообмен ММФ-2004» (г. Минск, 2004); III Международной научно-технической конференции «Машиноведение 2004» (г. Гомель, 2004).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано: 1 монография, 31 статья, 5 тезисов. Получено одно авторское свидетельство на изобретения. Общий объем публикаций составляет 580 страниц.

**Объем и структура диссертации.** Общий объем диссертации составляет 269 страниц. Диссертация включает в себя 221 страницу текста (оглавление, введение, характеристика работы, 6 глав, заключение) с 19 таблицами, а также 91 рисунок, библиографию из 243 названий. В приложении даны результаты численного расчета дифференциальных уравнений, полученных из модельных представлений процесса кипения на неизотермической поверхности, расчет экономической эффективности и массогабаритных показателей испарителей, а также акты внедрения полученных в диссертации результатов (на 5 страницах).

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**В первой главе диссертации** выполнен обзор литературы по теме диссертации. Рассмотрены работы ряда авторов по экспериментальному исследованию теплообмена при кипении различных жидкостей на капиллярно-пористых и оребренных поверхностях в большом объеме, а также результаты теоретических исследований теплообмена при кипении на изотермических гладких и неизотермических оребренных поверхностях.

Проанализировано влияние параметров теплоотдающей поверхности и давления насыщения на интенсивность теплообмена в системе. Отмечено, что при кипении пропана и н-бутана на спеченных КПП коэффициенты теплоотдачи достигают максимальных значений при толщине пористых покрытий от 0,25 до 0,55 мм. Заметное снижение интенсивности теплообмена при



кипении наблюдается как в случае увеличения толщины слоя ( $\delta_{сл} > 0,55\text{мм}$ ), так и в случае его уменьшения ( $\delta_{н\ddot{e}} < 0,25\text{мм}$ ). Как показывает анализ из существующих и рассмотренных высокотеплопроводных капиллярно-пористых покрытий наиболее эффективными в области малых и средних тепловых потоков являются спеченные структуры.

Достоинствами спеченных покрытий являются его высокие механические свойства (прочность, хорошая связь с подложкой), технологичность, позволяющая стабильно воспроизводить характеристики пористой структуры.

При кипении жидкостей на неизотермических оребренных поверхностях в ребрах, вследствие термического сопротивления теплопроводности, возникают градиенты температуры, величина которых зависит от геометрических размеров ребра, коэффициента теплопроводности материала ребра, теплофизических свойств жидкости и условий охлаждения.

Авторы ряда работ отмечают, что существенное влияние на теплообмен оказывают геометрические параметры: межреберное расстояние  $s$  и высота ребра  $h$ . Значения  $\alpha$  увеличиваются при уменьшении  $s$ , когда последнее соизмеримо с отрывным диаметром парового пузыря  $d_0$ .

Отмеченные факторы указывают на сложность задачи о теплообмене при кипении жидкости на оребренной поверхности и необходимость поэтапных исследований.

Для проектирования оребренных элементов теплоотвода необходимо установить связь между тепловым потоком, передаваемым ребром, максимальной температурой (в основании ребра), геометрическими размерами ребра, его теплопроводностью и коэффициентом теплоотдачи кипящей жидкости.

В первой главе также приводится анализ физического и математического моделирования процессов теплообмена при кипении на гладких и оребренных поверхностях. Проведенный анализ показывает, что существующие модели теплообмена при кипении как на изотермических гладких так и на неизотермических оребренных поверхностях не позволяют рассчитывать интенсивность теплообмена прямым путем без привлечения экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи, что не всегда возможно.

Таким образом, решение этих задач является содержанием диссертационной работы.

**Во второй главе** описаны экспериментальные установки и методика проведения экспериментальных исследований.

Для исследований теплообмена при кипении пропана использовался экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 1.

Экспериментальная камера 1 и сосуд 6 для ее заполнения пропаном помещались в климатическую камеру 2 и соединялись с вакуумной системой 7 и контуром нагрева-охлаждения. Для поддержания в климатической камере температуры, равной температуре паров насыщения (от  $-10$  до  $+50$  °С) стенки камеры были оснащены системой каналов 5, по которым прокачивалась обог-

ревяющая (из термостатов 14) либо охлаждающая (из холодильных машин 15) жидкость.

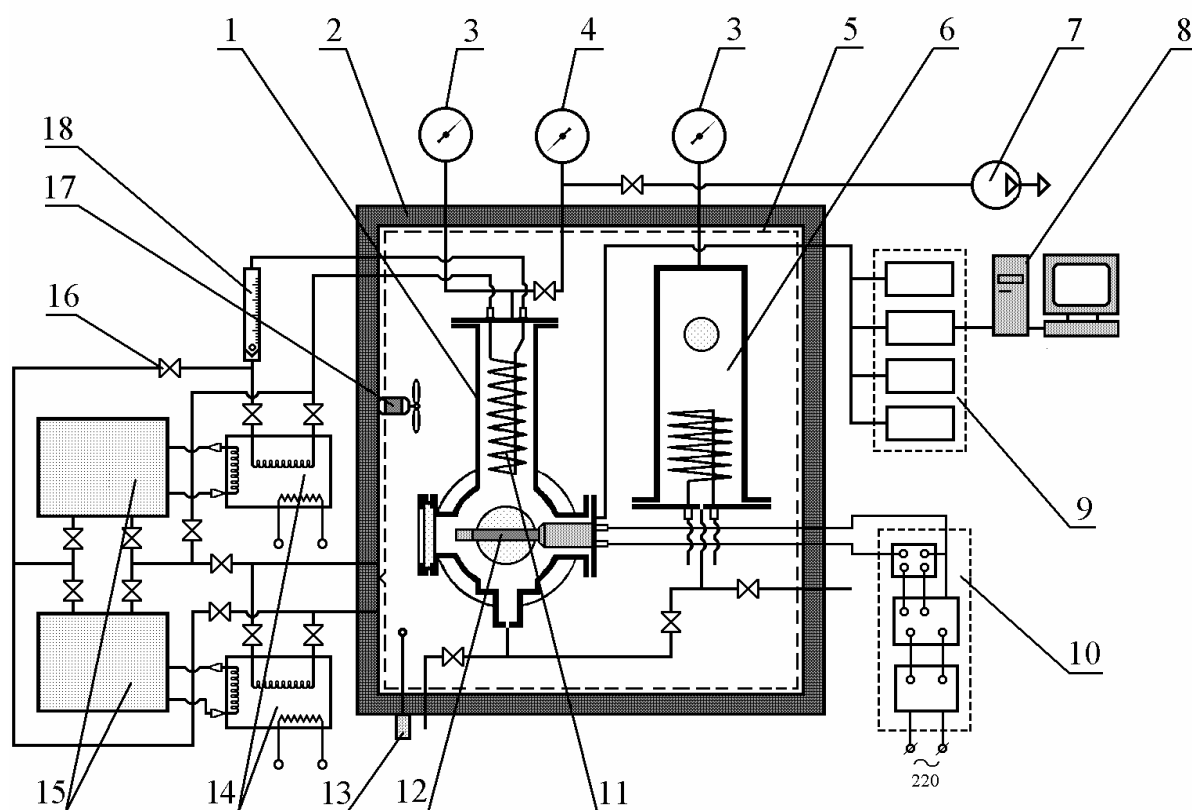


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования теплоотдачи при кипении пропана. 1 – экспериментальная камера; 2 – климатическая камера; 3 – манометр; 4 – вакуумметр; 5 – жидкостный контур; 6 – вспомогательная камера; 7 – вакуумная система; 8 – ПЭВМ; 9 – цифровой измерительный комплекс; 10 – электроизмерительная система нагревателя; 11 – конденсатор; 12 – рабочий участок; 13 – индикатор углеводородов ИГ-6; 14 – термостат; 15 – холодильная машина; 16 – вентиль; 17 – вентилятор; 18 – расходомер

Для поддержания равномерного распределения температуры по объему климатической камеры, и получения тем самым адиабатных условий при проведении экспериментов, воздух внутри нее дополнительно перемешивался вентилятором 17. Температура насыщения определялась четырьмя медь-константановыми термопарами, размещенными в жидкости и паровом пространстве экспериментальной камеры и контролировалась образцовым манометром 3. Состояние насыщения рабочей жидкости в камере поддерживалось изменением расхода через конденсатор 11. Размещенные напротив рабочего участка 12 три иллюминатора, позволяли проводить визуальные наблюдения и фотографирование протекающих процессов.

Опытные образцы с капиллярно-пористой поверхностью изготавливались в виде втулок из медной трубки размером  $\varnothing 20 \times 1.75$  мм и длиной 100

мм, к наружной поверхности которых припекалась капиллярно-пористая структура из разных фракций порошка меди марки ПМС-Н.

Таблица 1

## Характеристики исследованных образцов

№ образца	Толщина покрытия, $\delta_{КС}$ , мм	Диаметр частиц, $d_{ч}$ , мкм	Средний размер частиц, $\langle d_{ч} \rangle$ , мкм	Средний гидравлический размер пор, $\bar{d}_0$ , мкм	Капиллярная проницаемость $k \cdot 10^{11}$ , м <sup>2</sup>
1	0,05–0,06	40 – 63	51,5	–	–
2	0,2			18,37	0,48
3	0,3				
4	0,4				
5	0,5				
6	0,3	63 – 100	81,5	24,48	0,802
7	0,4				
8	0,5				
9	0,6				
10	0,8	100 – 160	130	35,4	1,553
11	0,4				
12	0,5				
13	0,5	160 – 200	180	48,8	2,758

Для исследования теплообмена при кипении жидкостей на неизотермической оребренной поверхности был создан специальный экспериментальный стенд, схема которого показана на рис. 2.

Рабочая испарительная камера 1 представляла собой цилиндр, закрытый фланцами 6 и 7. Фланец 7 имеет стеклянный иллюминатор для подсветки фонарем. На фланце 6 смонтирован разъем 8 для подвода термопар. Посреди камеры предусмотрен смотровой иллюминатор 9 для визуального наблюдения процесса кипения на поверхности образца. Водяной теплообменник-конденсатор 2 выполнен в виде емкости, в которой установлены два змеевика и служит для поддержания стационарных условий проведения эксперимента. Для хранения рабочей жидкости служит баллон 3. На рабочей камере установлен манометр 10, предохранительный клапан 11, вентиль 13 - для подачи в камеру воздуха при проверке на герметичность, при замене образца и вывода паров рабочей жидкости (для токсичных). Экспериментальные образцы для исследования теплообмена при кипении жидкостей на неизотермических оребренных поверхностях представляли собой дюралюминиевые

горизонтальные оребренные трубы, изготовленные фрезерованием. Характеристики исследованных образцов представлены в таблице 2.

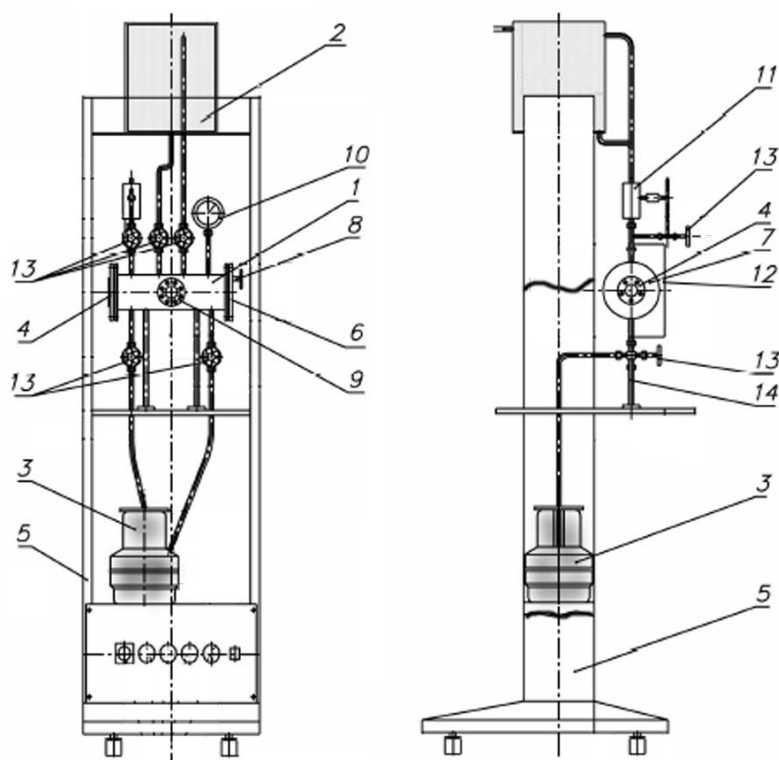


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования теплоотдачи при кипении на неизотермической оребренной поверхности: 1- рабочая камера; 2 –конденсатор; 3 – баллон с рабочей жидкостью; 4, 9 – иллюминатор; 5 – стойка; 6, 7 – фланцы; 8 –вывод термопар; 10 – манометр; 11 – клапан предохранительный; 12 – защитный экран; 13 – вентиль; 14 – стойка рабочей камеры

Были изготовлены оребренные поверхности с продольным и радиальным типами ребер с различными профилями ребра (прямоугольный, треугольный, трапециевидный и параболический).

Таблица 2

Характеристики оребренных образцов

№ п/п	Тип ребра	$d_n/d_0$ , мм	$h$ , мм	$s$ , мм	$\delta_e / \delta_0$	$L_{op}$ , мм	$L_0$ , мм	$n$ , шт.
Продольное оребрение								
1	треугольное	47/25	11	4,33	0/4	280	310	10
2	трапециевидное	47,5/25	11,25		2/4			
3	прямоугольное				4/4			
Поперечное оребрение								
4	треугольное	50/25	12,5	4	0/4	284	310	36
5	трапециевидное				2/4			
6	параболическое				2/4			
7	прямоугольное				2/2			

Коэффициент теплоотдачи для капиллярно-пористых и оребренных поверхностей рассчитывался по формуле, используемой для гладкой трубы

$\alpha = \frac{q}{T_{\text{но}} - T_i}$ , а плотность теплового потока вычислялась по отношению подводимой мощности к площади внешней поверхности гладкой трубы.

Перепад температуры  $\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{н}}$  между наружной поверхностью гладкой трубы и жидкостью в состоянии насыщения определялся по среднему значению дифференциальных термопар с учетом падения температуры внутри стенки трубы.

Погрешность определения коэффициентов теплоотдачи для экспериментальных точек не превышала 20 %.

Для того чтобы удостовериться в надежности полученных опытных данных, на собранных экспериментальных установках были выполнены контрольные опыты, которые удовлетворительно согласуются с результатами опытов, полученными другими авторами на гладких горизонтальных трубах.

**В третьей главе диссертации** представлены результаты экспериментального исследования процессов кипения пропана на спеченных капиллярно-пористых поверхностях, а также результаты опытных данных по кипению жидкостей на неизотермических оребренных поверхностях.

*Изотермические капиллярно-пористые поверхности.* Теплофизические свойства жидкостей существенно влияют на интенсивность отвода теплоты с теплоотдающей поверхности и, в связи с принятием Монреальской конвенции, запрещающей применение озоноразрушающих рабочих тел, все больше внимания уделяется использованию «натуральных» веществ в качестве хладагентов. Это объясняется не только требованиями Монреальского протокола, но и стремлением снизить косвенный и прямой вклад в полный эквивалент глобального потепления. Этого можно достичь выбором хладагентов, имеющих высокую энергетическую эффективность и низкий потенциал глобального потепления. Таким требованиям в большой степени удовлетворяют углеводороды и, в частности, пропан.

На основании этого в связи с перспективностью применения пропана в холодильных и теплонасосных установках чрезвычайно важным становится исследование процессов теплообмена в теплообменной аппаратуре таких установок с установлением зависимостей между количественными характеристиками процесса теплообмена, режимными параметрами и другими факторами, влияющими на интенсивность теплообмена.

Были проведены экспериментальные исследования процесса теплообмена при кипении пропана на спеченных капиллярно-пористых покрытиях, обладающих наиболее высокими теплообменными характеристиками. Экс-

перименты проведены в диапазоне тепловых потоков  $q = 100 \div 64000 \text{ Вт/м}^2$  и давлений насыщения  $p_i = 0,48 \div 1,08 \text{ МПа}$  ( $\dot{Q}_i = 0 \div 30 \text{ }^\circ\text{N}$ ).

На основании проведенных экспериментов установлено, что на кривых кипения (рис. 3) имели место три области: конвективная, переходная (возможно неразвитое кипение) и развитое кипение.

Нанесение пористого покрытия приводило к стабилизации процесса кипения и переходная область для большинства исследованных образцов практически отсутствовала. Однако для структур, состоящих из крупных частиц, с размером пор, значительно превышающих критический диаметр парового зародыша, переходная область имела место. При очень малой толщине пористого покрытия также наблюдалось затягивание начала развитого кипения.

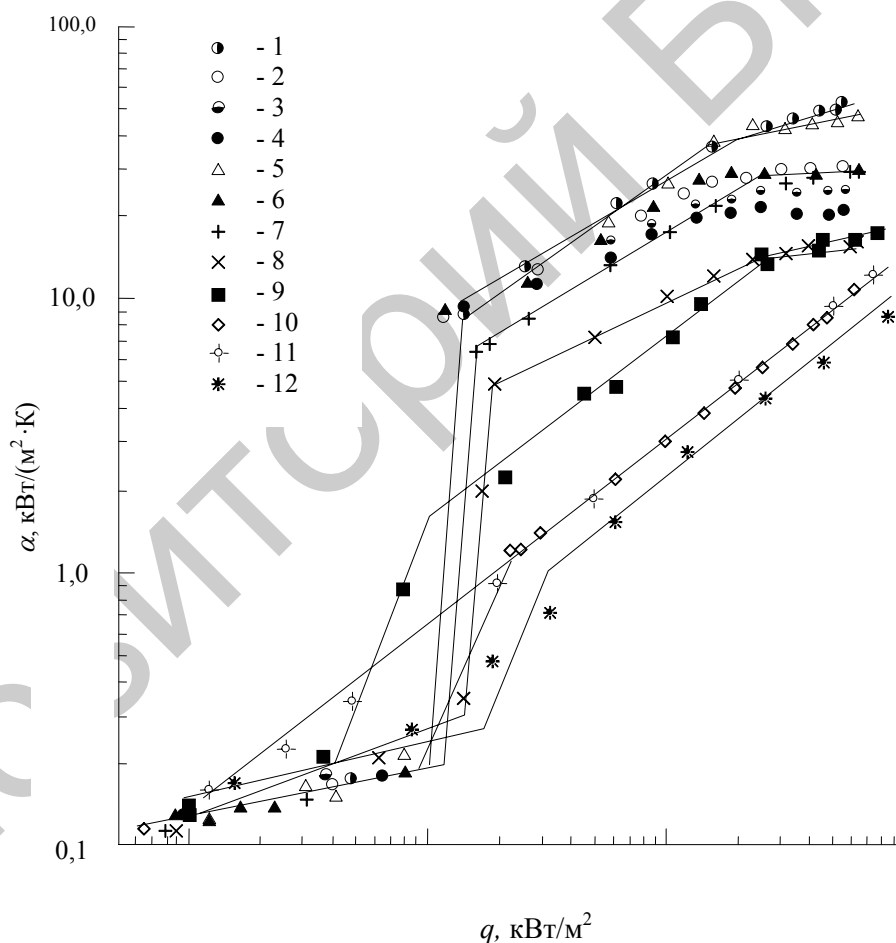


Рис. 3. Интенсивность теплообмена при кипении пропана при  $T_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 1 – образец № 1, 2 – № 2, 3 – № 3, 4 – № 4, 5 – № 5, 6 – № 6, 7 – № 7, 8 – № 8, 9 – образец из нержавеющей стали с напыленным покрытием ( $\varepsilon = 13 \%$ ,  $\delta = 0,3 \text{ мм}$ ), 10 – медная трубка без покрытия, 11 – медная трубка без покрытия, 12 – полированная труба из нержавеющей стали

Для капиллярно-пористых структур с  $d_q = 40 \div 63$  (при  $T_i = 0 \div 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $d_q = 63 \div 100$  (при  $T_i = 0 \div 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $d_q = 100 \div 160$  (при  $T_i = 0 \div 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) при соотношении  $\delta_{\text{en}} / \bar{d}_0 \geq 10$  наблюдалось «взрывное вскипание» (одновременная ак-

тивация значительного количества центров парообразования) по всей поверхности образца.

Область развитого пузырькового кипения (рис. 3) можно разделить на два участка. Переход от режима I к режиму II определялся по характерному излому кривой кипения. В режиме I генерация пара происходит в непосредственной близости к поверхности нагрева в отдельных центрах парообразования. Зоны генерации пара не связаны между собой по поровому пространству, и интенсивность теплоотдачи определяется количеством активных центров парообразования. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha = q/\Delta T$  в 4-10 раз выше, чем соответствующие значения  $\alpha$  при кипении на гладкой поверхности. Тепловые потоки начала кипения для образцов с оптимальными параметрами покрытий были ниже в 2-2,5 раза, а увеличение коэффициентов теплоотдачи достигало 10-кратного по сравнению с гладкой поверхностью. Проведено исследование влияния параметров пористой структуры на интенсивность теплоотдачи. В исследованном диапазоне фракций наблюдалась немонотонная зависимость коэффициентов теплоотдачи от среднего диаметра час

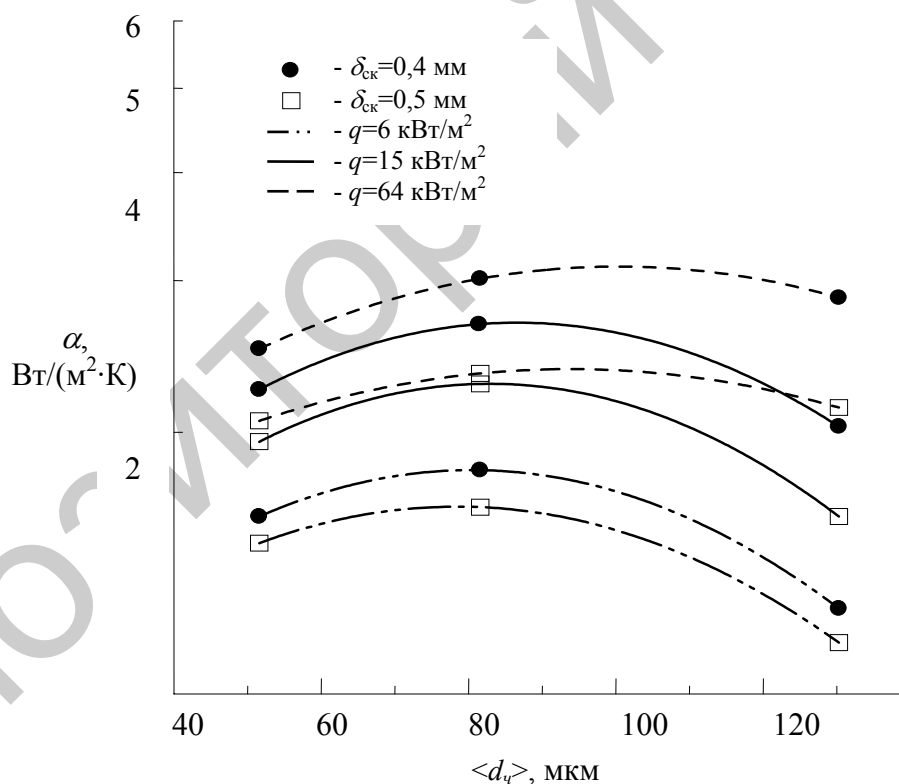


Рис. 4. Влияние среднего диаметра частиц на интенсивность теплоотдачи при различных тепловых потоках, ( $T_n = 20$  °С)

тиц  $\langle d_p \rangle$  (рис. 4). Это позволяет объяснить результаты ряда работ, которые свидетельствуют как о росте, так и об уменьшении коэффициентов теплоотдачи с уменьшением диаметра частиц.

Увеличение диаметра частиц больше определенного значения ( $d_p > 100$  мкм) неблагоприятно влияло на теплообмен, что объясняется

уменьшением количества центров парообразования, нарушением условий термодинамического и механического равновесия паровых зародышей. Уменьшение диаметра частиц ( $d_{\text{ч}} < 63$  мкм) также снижало интенсивность теплоотдачи, что вызвано ухудшением условий отвода паровой фазы, которые определяются физическими свойствами жидкости и капиллярными характеристиками пористого покрытия.

Для спеченных капиллярно-пористых структур, состоящих из частиц мелких фракций, главным фактором, определяющим форму кривой кипения и интенсивность теплообмена, является изменение гидравлического сопротивления фильтрации пара от зоны испарения к внешней границе покрытия. Для таких покрытий коэффициент теплоотдачи в зависимости от толщины имеет ярко выраженный максимум при фиксированном значении теплового потока (рис. 5).

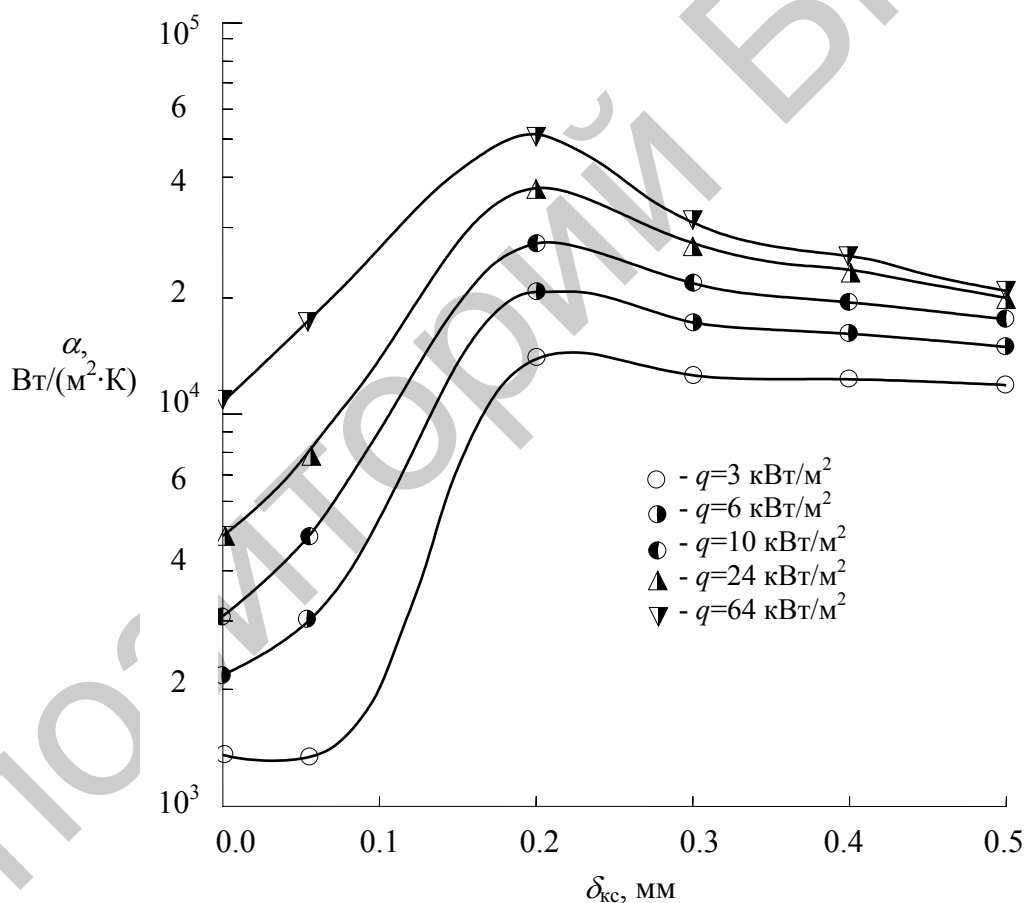


Рис. 5. Зависимость  $\alpha = f(\delta_{\text{кc}})$  при различных тепловых потоках для фракции с  $d_{\text{ч}} = 40 \div 63$  мкм,  $T_{\text{н}} = 20$  °С

На основании опытных данных можно сделать вывод, что зависимость перегрева начала кипения и интенсивность теплоотдачи от толщины капиллярно-пористого покрытия и среднего гидравлического размера пор (в общем случае) или среднего размера частиц (в частности) носит неоднозначный характер. Влияние этих параметров тесно взаимосвязано – изменение толщины структуры  $\delta_{\text{кc}}$  влечет за собой изменение влияния  $\langle d_{\text{ч}} \rangle$  и наоборот.



Экспериментальные данные в этом случае более корректно представлять в зависимости от соотношения толщины и среднего гидравлического размера пор  $\delta_{\text{эп}}/\bar{d}_0$  (рис. 6).

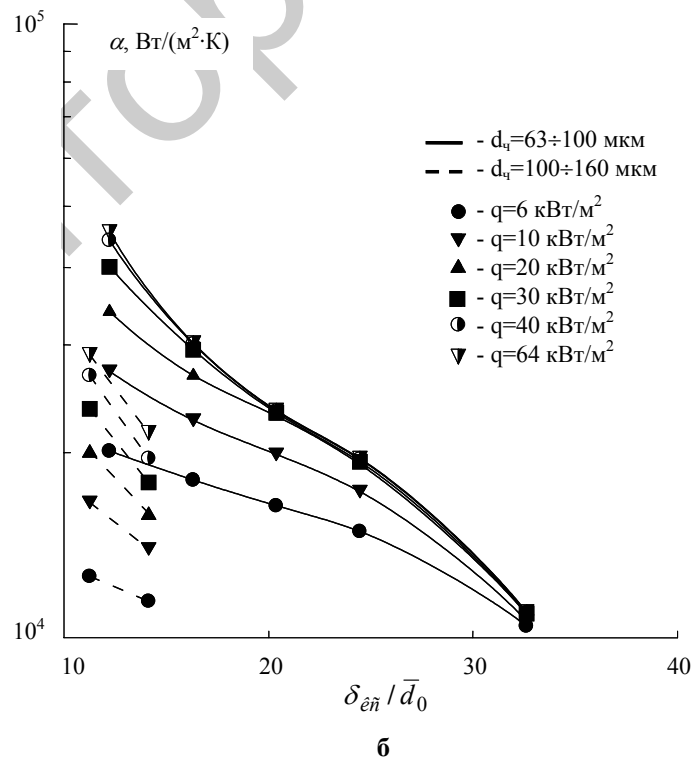
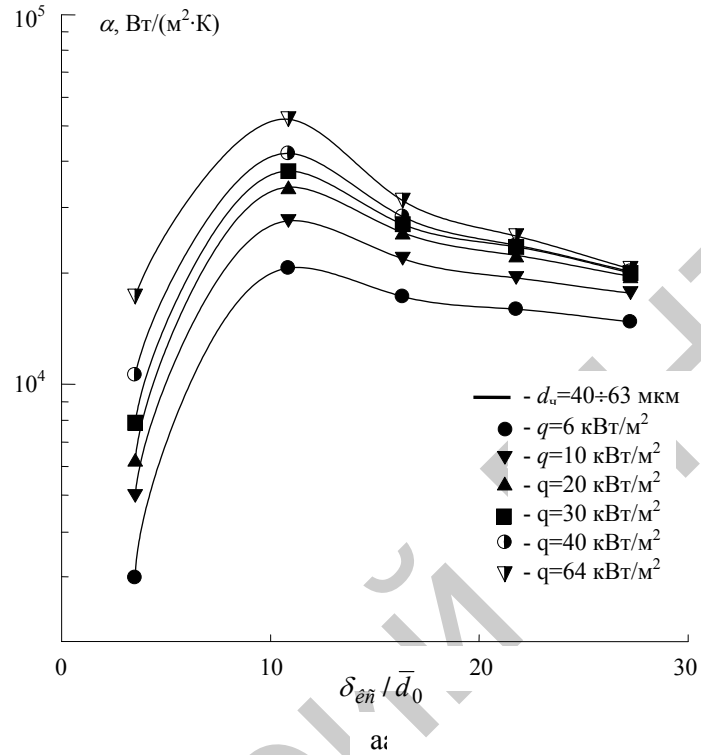


Рис. 6. Зависимость  $\alpha = f(\delta_{\text{эп}}/\bar{d}_0)$  для различных тепловых потоков и фракций при  $T_i = 20$  °С:

а —  $d_i = 40 \div 63$  мкм; б —  $d_i = 63 \div 100$  мкм,  $d_i = 100 \div 160$  мкм

В области малых толщин ( $\delta_{\text{эн}}/\bar{d}_0 < 11$ ) выход пара из тела покрытия осуществлялся практически свободно и  $\alpha$  увеличивался с ростом  $\delta_{\text{эн}}$  в связи с формированием более разветвленной системы мелких пор, обеспечивающих подачу жидкости к поверхности нагрева за счет капиллярных сил. При  $\delta_{\text{эн}}/\bar{d}_0 = 11 \div 12.5$  коэффициент теплоотдачи достигал максимальных значений. Дальнейший рост толщины покрытия  $\delta_{\text{эн}}/\bar{d}_0 > 12.5$  при плотностях теплового потока меньше переходного значения  $q^*$  (первый режим развитого кипения) приводил к уменьшению значений  $\alpha$  в связи с ростом гидравлического сопротивления фильтрации пара. Следовательно, можно говорить о строгой зависимости интенсивности теплоотдачи от безразмерного соотношения  $\delta_{\text{эн}}/\bar{d}_0$ , учитывающего практически все характеристики пористой структуры данного типа.

На основании полученных опытных данных можно сделать вывод о строгой зависимости интенсивности теплоотдачи от соотношения  $\delta_{\text{эн}}/\bar{d}_0$  в исследованном диапазоне геометрических характеристик данного типа капиллярно-пористых структур, что важно для эффективного их использования.

Были выявлены особенности влияния давления на коэффициент теплоотдачи в зависимости от плотности теплового потока и параметров пористого покрытия. Так как степень этого влияния зависит от области рабочих давлений, то опытные данные представлялись в виде зависимости  $\alpha = C(p/p_{\text{эо}})^k$ . На основании проведенных экспериментов был определен показатель степени  $k$  и выявлено влияние на него различных факторов (плотности теплового потока, параметров покрытия), определяющих интенсивность теплоотдачи при кипении.

С повышением плотности теплового потока степень влияния давления снижается. Это объясняется уменьшением при возрастании давления перегрева, необходимого для вскипания жидкости и заполнения паром пор данного размера. По мере возрастания плотности теплового потока кипение начинается во все более мелких порах, ранее заполненных жидкостью.

Существенное влияние на показатель степени  $k$  оказывала толщина пористого покрытия. Увеличение  $\delta_{\text{эн}}$  при небольших тепловых потоках приводило к монотонному снижению показателя степени  $k$ .

При обобщении экспериментальных данных по интенсивности теплоотдачи при кипении пропана на медных спеченных капиллярно-пористых структурах в условиях большого объема при значениях  $Ks = 11 \div 28$ , характеризующих геометрические параметры структуры, была получена следующая критериальная зависимость:

$$Nu = 35 \cdot Ks^{-0.5} \cdot K^{0.5} \cdot Pr^{-0.2}, \quad (1)$$

или в развернутом виде

$$\frac{\alpha \cdot \bar{d}_0}{\lambda_{ж}} = 35 \cdot \left( \frac{\delta_{кк}}{\bar{d}_0} \right)^{-0,5} \cdot \left( \frac{q}{r \rho_{п} \omega''} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{v}{a} \right)^{-0,2} \quad (2)$$

Исследовано влияние на интенсивность теплоотдачи уровня жидкости относительно образца. Рассматриваются результаты, полученные на образце с толщиной пористого слоя 0,3 мм из частиц диаметром (0,063÷0,1) мм; пористость покрытия составляла 50÷55 %.

Эксперименты проводились при температуре насыщения  $T_1 = 20^\circ\text{Ñ}$ , давлении  $\delta_i = 8,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$  ( $\delta^* = 0,197$ ), в диапазоне тепловых нагрузок  $q = (0,03...78) \text{ кВт/м}^2$ . Высота уровня жидкости  $h$  измерялась относительно нижней образующей трубы (рис. 7) и менялась от 0 до 75 мм.

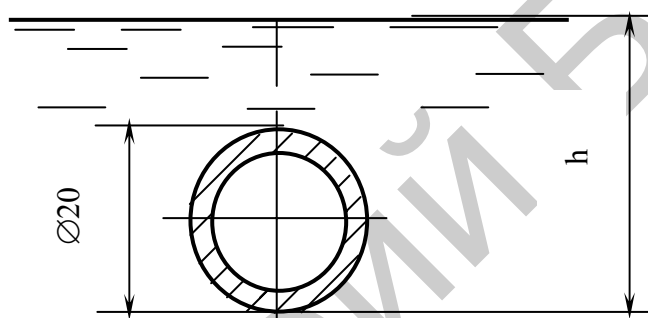


Рис. 7. Уровень пропана относительно исследуемого образца

На рис. 8 представлены результаты исследования теплоотдачи при кипении пропана на затопленном ( $h = 75, 20$  мм) и на частично затопленном ( $h = 15, 10, 5, 0$  мм) образце.

Полученные данные показывают, что в области невысоких тепловых нагрузок понижение уровня жидкости способствовало интенсификации теплоотдачи. Это объясняется различиями в механизмах теплообмена при парообразовании внутри пористого слоя в условиях большого объема и при подсосе жидкости капиллярными силами.

Интенсификацию теплоотдачи при уровне жидкости ниже верхней образующей трубы можно объяснить отсутствием пленки жидкости в макропорах незатопленного участка. Жидкая фаза к местам фазового перехода подводится с помощью капиллярных сил, парообразование происходит в устьях микропор на выходе в пароотводящие каналы, термическое и гидродинамическое сопротивление слоя жидкости над пористой поверхностью отсутствует. В области тепловых нагрузок  $q = (0,1 \div 1,5) \text{ кВт/м}^2$  наблюдалось увеличение коэффициентов теплоотдачи в 1,5 раза при уровне жидкости на высоте верхней образующей образца ( $h \sim 20$  мм), в 2,5-3 раза для  $h = (15 \div 0)$  мм. Для уровней  $h = 20$  и 15 мм в области развитого кипения коэффициенты  $\alpha$  имеют близкие значения. Снижение уровня жидкости до 10 мм относительно нижней образующей

трубы отрицательно сказывается на интенсивности теплоотдачи при тепловых нагрузках выше  $(1,5 \div 2)$  кВт/м<sup>2</sup>. Это связано с ростом среднего перегрева теплоотдающей поверхности вследствие ухудшения условий подвода жидкости к местам парообразования и осушения капилляров.

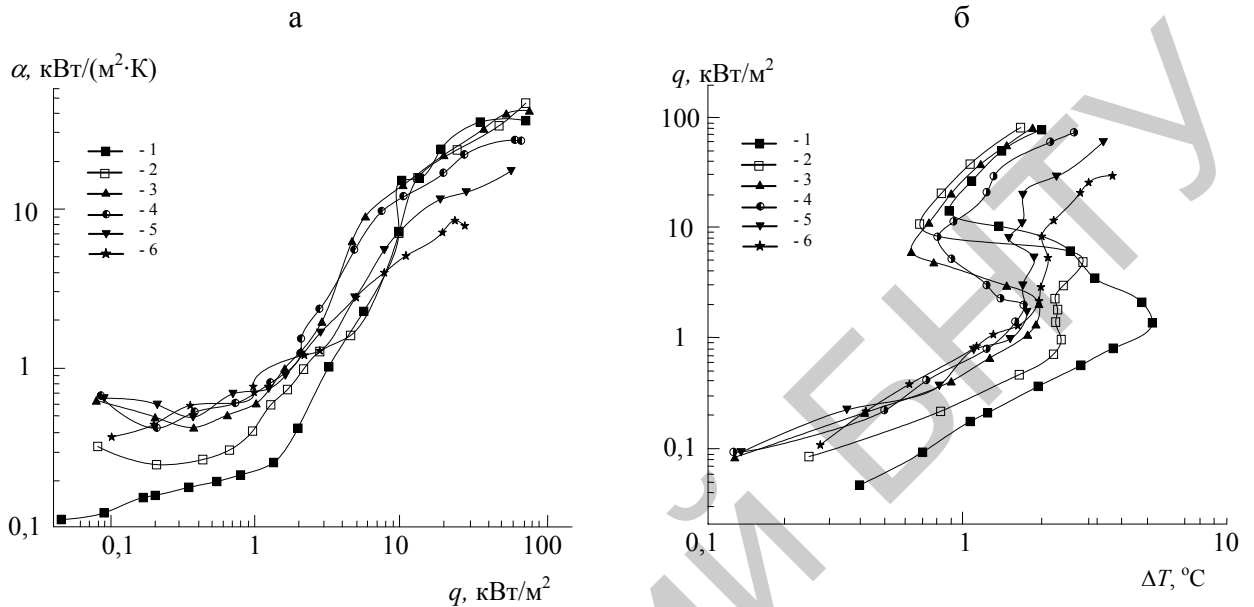


Рис. 8. Характеристики кипения пропана на затопленном и частично затопленном образце;  $T_n = 20$  °С: 1 –  $h = 75$  мм; 2 – 20; 3 – 15; 4 – 10; 5 – 5 мм; 6 – 0

Неизотермические оребренные поверхности. Были проведены экспериментальные исследования интенсивности теплообмена при кипении жидкостей на оребренных поверхностях различного типа (продольных и радиальных) с различным профилем ребер. Экспериментальные образцы представляли собой дюралюминиевые горизонтальные оребренные трубы, изготовленные фрезерованием. Характеристики исследованных образцов представлены в таблице 2.

Экспериментальное исследование интенсивности теплоотдачи при кипении ацетона и этилового спирта на оребренной поверхности при атмосферном давлении в условиях свободного движения проведено в диапазоне тепловых потоков  $8 - 63$  кВт/м<sup>2</sup>.

На основании визуальных наблюдений процесса кипения и измерения величин перегрева теплоотдающей поверхности были отмечены три области: конвективная, переходная и развитое кипение.

Зарождение паровых пузырей происходило у основания ребер. Вследствие небольшого объема жидкости, заключенной в межреберных каналах, обеспечивался большой перегрев жидкости, что приводило к увеличению толщины перегретого слоя. При дальнейшем повышении нагрузки увеличивалось количество образующихся пузырей, и возрастала частота их от-

рыва. В итоге, в межреберных каналах на нижней образующей трубки (особенно для продольного оребрения) наблюдалось образование больших паровых скоплений, экранирующих поверхность.

Величина температурного напора между теплоотдающей поверхностью и жидкостью является определяющим параметром (при прочих равных условиях), характеризующим интенсивность теплообмена между теплоотдающей поверхностью и средой. Поэтому исследование влияния подводимого теплового потока на градиент температуры в различных точках оребренной поверхности позволило выявить качественное и количественное влияние этого параметра на теплообмен при кипении. Подводимый тепловой поток делился на тепловой поток, передаваемый межреберной поверхностью и тепловой поток через основание ребер. Соответственно определялись плотности теплового потока на ребрах и межреберной поверхности.

По полученным значениям  $\Delta T$  были определены коэффициенты теплоотдачи в зависимости от плотности теплового потока по элементам оребренной поверхности. На рис. 9 представлены характерные зависимости для ребер.

В результате анализа полученных зависимостей можно сделать вывод, что средние коэффициенты теплоотдачи по ребру при развитом пузырьковом кипении практически не зависят от профиля ребра при свободном отводе паровой фазы, причем для продольного типа оребрения, отличие крайне незначительно.

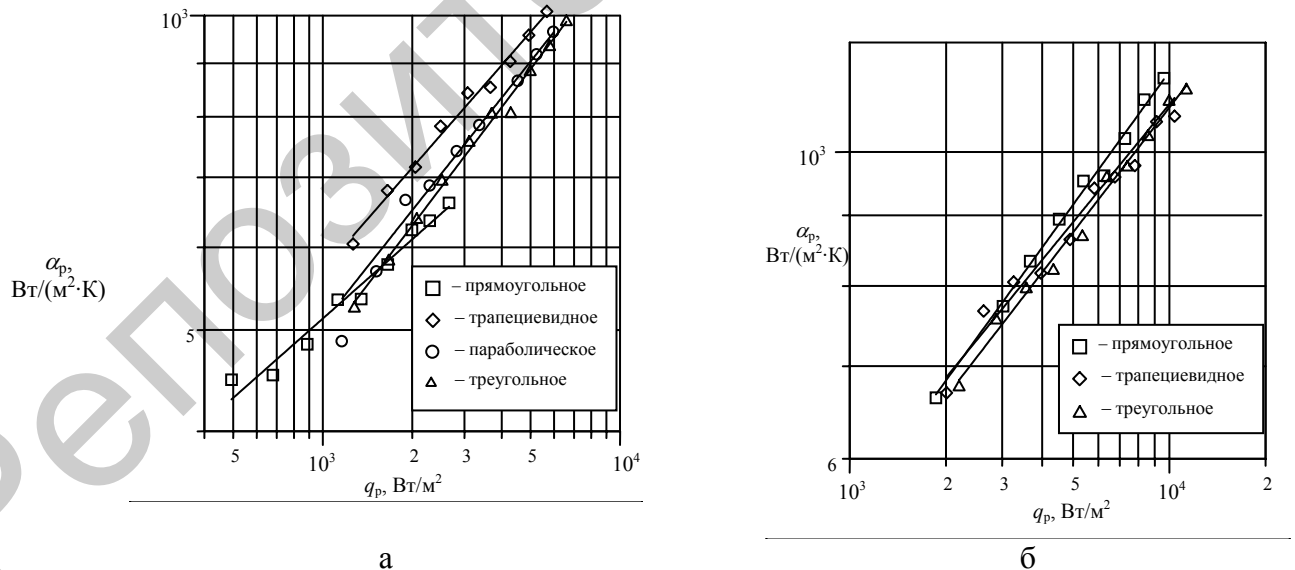


Рис. 9. Зависимости среднего коэффициента теплоотдачи по ребру от плотности теплового потока, отводимого ребром: а - для поперечного оребрения при кипении ацетона; б - для продольного оребрения при кипении этилового спирта

На рис. 10 приведены зависимости отношения коэффициентов теплоотдачи (при  $\Delta T$  основной поверхности) от плотности теплового потока на основ-

ной поверхности образца к коэффициентам теплоотдачи на гладкой поверхности ( $\alpha_{\text{мп}}/\alpha_{\text{гл}}$ ), при кипении ацетона и этилового спирта для всех типов исследованных оребренных поверхностей.

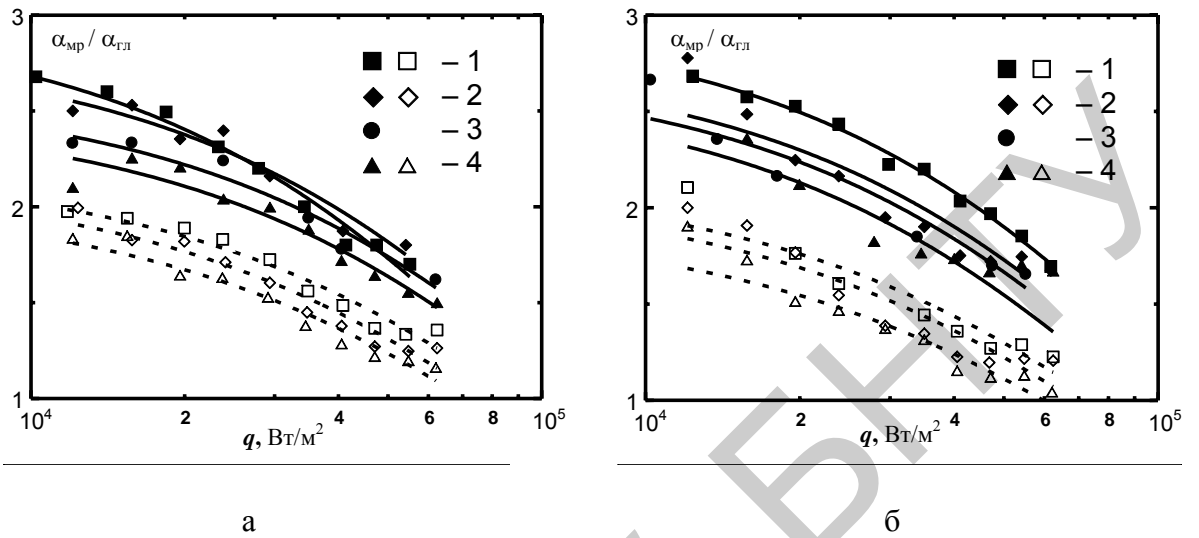


Рис. 10. Зависимость  $\alpha_{\text{мп}}/\alpha_{\text{гл}}$ : а – ацетон; б – этиловый спирт; 1 – прямоугольный профиль; 2 – трапециевидный; 3 – параболический; 4 – треугольный; сплошные линии – поперечное оребрение; штриховые линии – продольное оребрение

Как видно из рис. 10, при горизонтальном расположении труб, поперечное оребрение в 1,5 раза эффективнее продольного, вследствие большего развития поверхности теплообмена и лучших условий отвода паровой фазы.

В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче на ребре было получено следующее уравнение:

$$Nu_p = 21 \cdot X^{-0.1} K_p^{0.3} Pr^{-0.2}, \quad (3)$$

Результаты опытов описываются полученной зависимостью с погрешностью  $\pm 15\%$ , причем данная зависимость справедлива как для продольного, так и для поперечного типов ребер.

При обобщении экспериментальных значений коэффициентов теплоотдачи на межреберной поверхности получены следующие зависимости:

– для поперечного типа оребрения:

$$Nu_{i\delta} = 115 \cdot \hat{E}_{i\delta}^{0.4} Pr^{-0.2} \quad (4)$$

– для продольного типа оребрения:

$$Nu_{i\delta} = 85 \cdot \hat{E}_{i\delta}^{0.4} Pr^{-0.2} \quad (5)$$

Отличие в значениях константы  $C$  можно объяснить ухудшением условий отвода паровой фазы с нижней поверхности образцов вследствие за-

паривания поверхности из-за продольного расположения ребер. Погрешность определения  $\alpha_{\text{мр}}$ , также не превышает  $\pm 15\%$ .

**В четвертой главе диссертации** представлены результаты теоретического исследования процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на неизотермических поверхностях в виде предложенной теплофизической модели теплообмена на ребрах.

**Постановка задачи.** Анализ рассматриваемых ребер опирается на следующие допущения:

1. Тепловой поток и температуры в ребре постоянны во времени.
2. Материал ребра однороден, коэффициент теплопроводности одинаков во всех направлениях и постоянен.
3. Температура среды, окружающей ребро, постоянна.
4. Толщина ребра мала по сравнению с его высотой, поэтому температурными градиентами по толщине ребра можно пренебречь.
5. Температура в основании ребра однородна.
6. Термическое сопротивление между ребром и основной поверхностью отсутствует.
7. Источники и стоки тепла внутри ребра отсутствуют.
8. Тепловой поток между ребром и окружающей средой пропорционален температурному напору между ними.
9. Коэффициент теплоотдачи изменяется по высоте ребра.

*Область применимости предлагаемой теплофизической модели теплообмена при кипении на ребрах:*

рассматривается теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей;

температурный напор «ребро – кипящая жидкость» находится в пределах  $\vartheta_{ie} \leq \vartheta \leq \vartheta_{e01}$ . Здесь  $\vartheta_{ie}$  - температурный напор начала кипения;  $\vartheta_{e01}$  - температурный напор, соответствующий первому кризису кипения.

**Продольные ребра.** Предлагается модель теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей, протекающего на продольных ребрах различного профиля (рис. 11).

Рассматривается уравнение теплового баланса для ребра, при котором тепловой поток  $dQ$ , передаваемый ребром от несущей поверхности к кипящей жидкости будет:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 \quad (6)$$

Левая часть уравнения (6) представляет собой количество теплоты, передаваемой теплопроводностью в единицу времени в ребре и определяется по известной зависимости

$$dQ = \lambda [2Lf_2(x) \frac{d^2\vartheta}{dx^2} + 2L \frac{df_2(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx}] dx \quad (7)$$

Здесь  $f_2(x)$  функция профиля ребра;  $L$  - длина ребра.

Правая часть уравнения представляет собой количество теплоты, отводимой боковыми поверхностями ребра в единицу времени и расходуемой

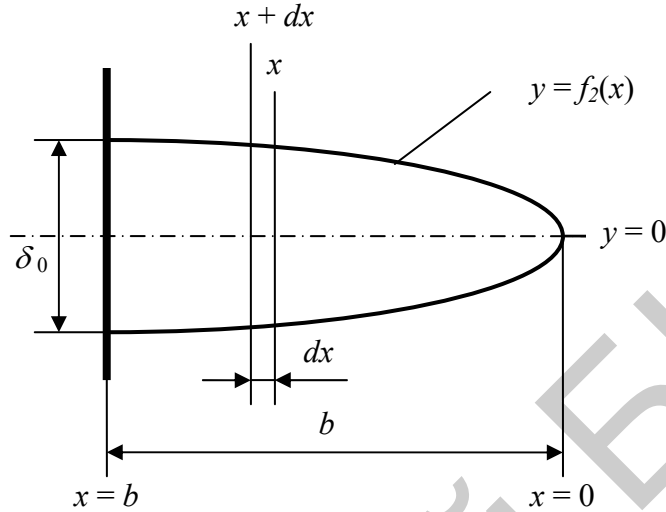


Рис. 11. Обобщенное продольное ребро

на парообразование  $dQ_1$  и количество теплоты, расходуемой на преодоление сил инерции  $dQ_2$ , которые удерживают паровой пузырь на теплоотдающей поверхности.

Величина теплового потока  $dQ_1$ , отводимого с боковых поверхностей элемента ребра  $dx$  при развитом пузырьковом кипении пропорциональна массе пара, поступившего в паровой пузырь с элемента криволинейной поверхности парового пузыря  $dM/dF$ , скорости роста парового пузыря  $dR/d\tau$ , температурному напору между теплоотдающей поверхностью и температурой насыщения кипящей жидкости  $\vartheta$  и теплоемкости жидкости  $c_{ж}$  при температуре насыщения. Таким образом, тепловой поток, расходуемый на испарение жидкости на боковых поверхностях элемента ребра  $dQ_1$  и на преодоление сил инерции  $dQ_2$  запишется:

$$dQ_1 = 2 \frac{dM}{dF} \left( \frac{dR}{d\tau} \right) c_{ж} \vartheta dx = 2\gamma^2 \frac{\lambda_{ж} \tilde{n}_{ж}^2 \vartheta^3}{r_*^2} \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_l} \right) dx$$

$$dQ_2 = \gamma^2 \left( \frac{3200}{3} \right) \pi \rho_{ж} a^3 Ja^4 \frac{dx}{RL}$$

Следовательно, модель теплообмена при кипении жидкостей на продольных ребрах может быть представлена в виде:

$$f_2(x) \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + \frac{df_2(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx} = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[ \frac{\gamma^2 \rho_l a Ja^2 c_{ж} \vartheta}{\lambda L} + \gamma^2 \left( \frac{1600}{3} \right) \frac{\pi \rho_{ж} a^3 Ja^4}{R_0 \lambda L^2} \right] \quad (8)$$

Радиальные (поперечные) ребра. Радиальное ребро произвольного профиля представлено на рис. 12. Используя ранее приведенные зависимости диффе-



ренциальное уравнение процесса теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на радиальных ребрах произвольного профиля будет

$$f_2(r) \frac{d^2 \vartheta}{dr^2} + \frac{f_2(r)}{r} \frac{d\vartheta}{dr} + \frac{df_2(r)}{dr} \frac{d\vartheta}{dr} = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[ \frac{\gamma^2 \rho_i a Ja^2 c_w \vartheta}{2\pi r \lambda} + \gamma^2 \left( \frac{800}{3} \right) \frac{\rho_w a^3 Ja^4}{r \lambda d_0 \pi r_0} \right] \quad (9)$$

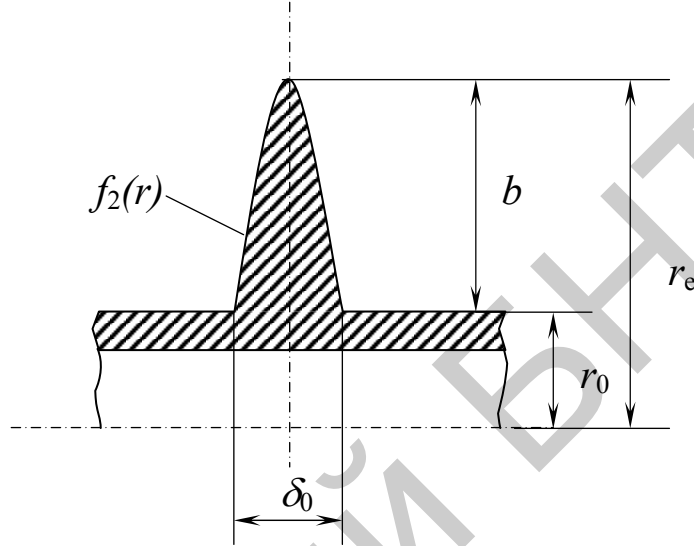


Рис. 12. Схема обобщенного радиального ребра

Граничные условия для продольных ребер: при  $x = b$   $\vartheta = \vartheta_0$ ;

$$\text{при } x = 0 \quad \frac{d\vartheta}{dx} = -\frac{\alpha_{*e} \vartheta_e}{\lambda}; \quad (10)$$

для радиальных (поперечных) ребер: при  $r = r_0$   $\vartheta = \vartheta_0$ ;

$$\text{при } r = r_e \quad \frac{d\vartheta}{dr} = -\frac{\alpha_{*e} \vartheta_e}{\lambda}. \quad (11)$$

Подставив выражения профиля продольного  $f_2(x) = (\delta_0/2)(x/b)^{(1-2n)/(1-n)}$  и радиального  $f_2(r) = \frac{\delta_0 \left[ (1+r_0/b)^n - (r/b)^n \right]}{2}$  при  $n \geq 1$ ;  $f_2(r) = \frac{\delta_0}{2}$  при  $n = 0$  ребер в уравнения (8) и (9) можно получить дифференциальные уравнения теплопроводности продольных и радиальных ребер различного профиля.

Были получены выражения для коэффициента теплоотдачи обобщенного продольного ребра

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[ \frac{\gamma^2 \rho_i a Ja^2 c_w}{L} + \gamma^2 \left( \frac{1600}{3} \right) \frac{\pi \rho_w a^3 Ja^4}{L^2 \vartheta R_0} \right] \quad (12)$$

и обобщенного радиального ребра

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[ \frac{\gamma^2 \rho_i a Ja^2 c_a}{2\pi r} + \gamma^2 \left( \frac{400}{3} \right) \frac{\rho_a a^3 Ja^4}{r \mathcal{G} R_0 \pi r_0} \right] \quad (13)$$

Уравнения (8) и (9) в безразмерном виде:

$$F_2(x) \frac{d^2\theta}{dX^2} + \frac{dF_2(x)}{dX} \frac{d\theta}{dX} = Z\gamma^2 Ja^2 \theta \left( \frac{1}{L_*} \right) \left( \frac{\rho_i}{\rho_a} \right) \left( \frac{\lambda_a}{\lambda} \right) (1 + P_{i\delta}), \quad (14)$$

$$F_2(r) \frac{d^2\theta}{dR^2} + \frac{F_2(r)}{R} \frac{d\theta}{dR} + \frac{dF_2(r)}{dR} \frac{d\theta}{dR} = ZJa^2 \gamma^2 \theta \left( \frac{1}{2\pi R} \right) \left( \frac{\lambda_{жс}}{\lambda} \right) \left( \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \right) [1 + P_p] \quad (15)$$

Безразмерные соотношения для коэффициентов теплоотдачи продольных и радиальных ребер:

$$\text{- продольные ребра} \quad Nu = ZJa^2 \gamma^2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_a} \right) \left( \frac{l_*}{L} \right) [1 + \Pi_{i\delta\dot{a}}]; \quad (16)$$

$$\text{- радиальные ребра} \quad Nu = ZJa^2 \gamma^2 \left( \frac{l_*}{2\pi r} \right) \left( \frac{\rho_i}{\rho_a} \right) [1 + \Pi_{\delta\dot{a}\dot{a}}]. \quad (17)$$

Здесь  $\Pi_{i\delta\dot{a}} = \left( \frac{1600}{3} \right) \frac{\pi \rho_a^2 a^3 Ja^2}{\mathcal{G} R_0 \lambda_a \rho_i L}$ ;  $\Pi_{\delta\dot{a}\dot{a}} = \left( \frac{800}{3} \right) \frac{\rho_a^2 a^3 Ja^2}{\lambda_a \mathcal{G} R_0 \rho_i r}$ . Как показывает

анализ уравнений (16) и (17) число Нуссельта, а, следовательно, и коэффициент теплоотдачи ребер, не зависит от профиля ребра, а определяется внутренними характеристиками процесса кипения, теплофизическими свойствами жидкости, режимными параметрами (давлением насыщения и тепловой нагрузкой) и геометрическими параметрами ребра. Уравнение (16) является общим для продольных ребер различного профиля, а уравнение (17) – для радиальных ребер. Кроме того, анализ уравнений показывает, что инерционные составляющие в этих уравнениях  $\Pi_{i\delta\dot{a}}$  и  $\Pi_{\delta\dot{a}\dot{a}}$  при развитом пузырьковом кипении гораздо меньше единицы, поэтому определение коэффициентов теплоотдачи на ребрах можно вести по уравнениям:

$$\text{для продольных ребер} \quad Nu = ZJa^2 \gamma^2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_a} \right) \left( \frac{l_*}{L} \right) \quad \text{при} \quad \Pi_{i\delta\dot{a}} \ll 1 \quad (18)$$

$$\text{для радиальных ребер} \quad Nu = ZJa^2 \gamma^2 \left( \frac{l_*}{2\pi r} \right) \left( \frac{\rho_i}{\rho_a} \right) \quad \text{при} \quad \Pi_{\delta\dot{a}\dot{a}} \ll 1. \quad (19)$$

Используя зависимости (12) и (13) для расчета средних коэффициентов теплоотдачи на ребрах, полученных в результате решения уравнений теплофизической модели, было проведено сравнение расчетных  $\alpha$  с экспериментальными значениями для продольного и поперечного типов ребрения при различных

профилях ребер. Результаты сравнения представлены на рис. 13 и 14. Рабочие жидкости – ацетон и этиловый спирт. Давление насыщения – 0,1 МПа.

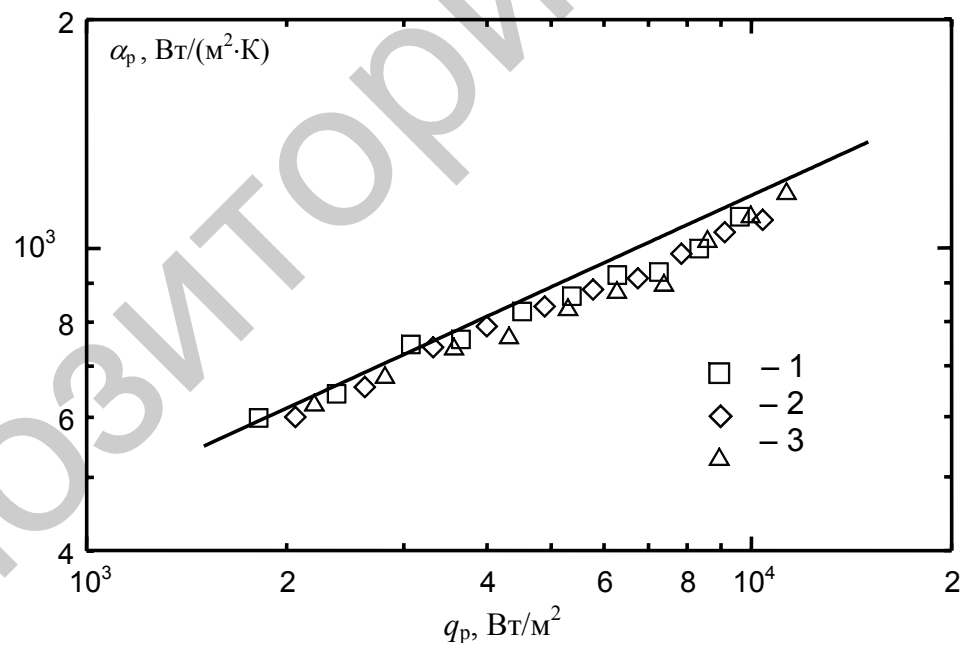
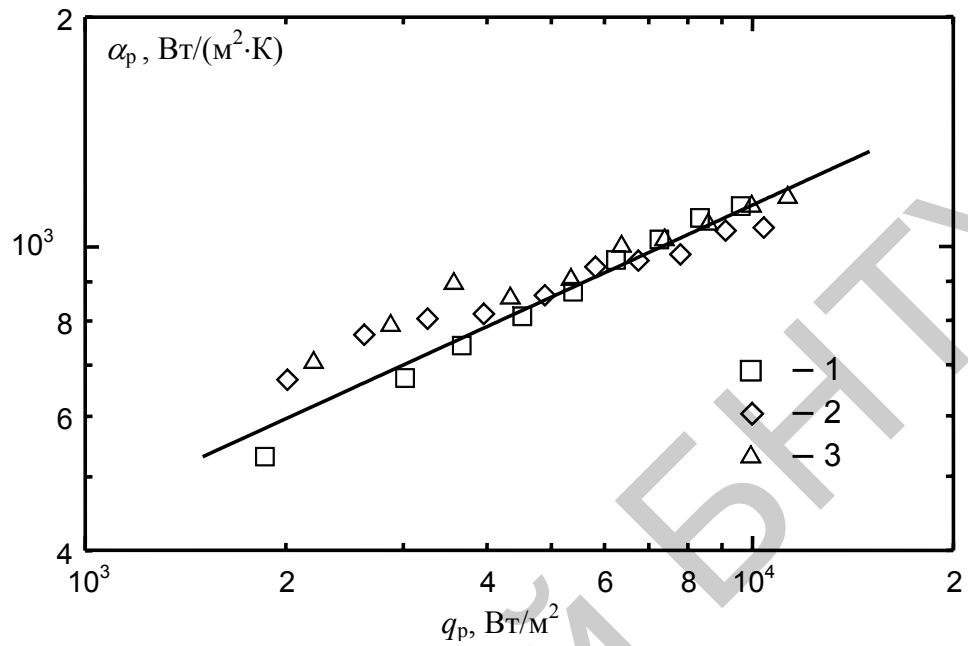
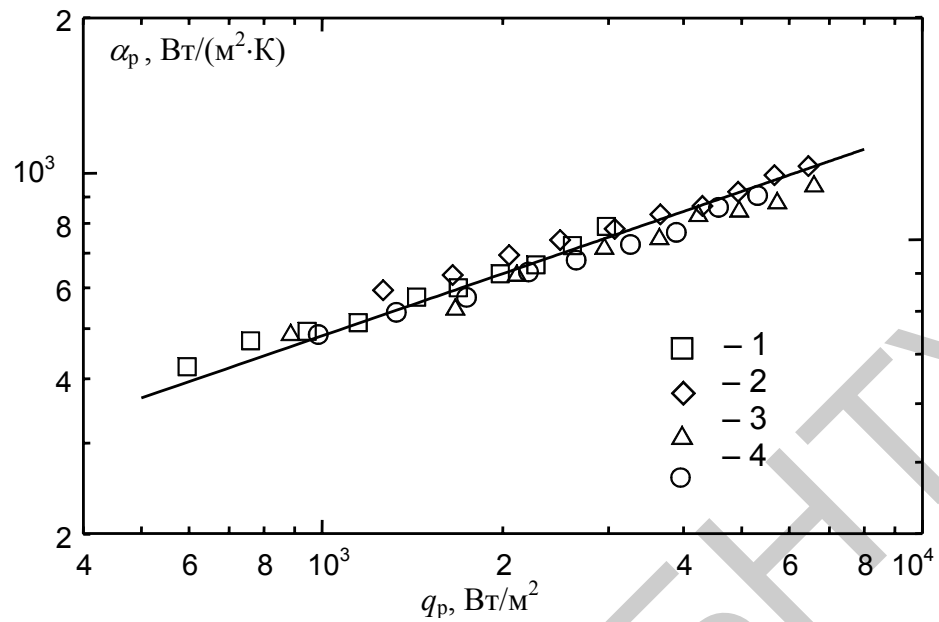
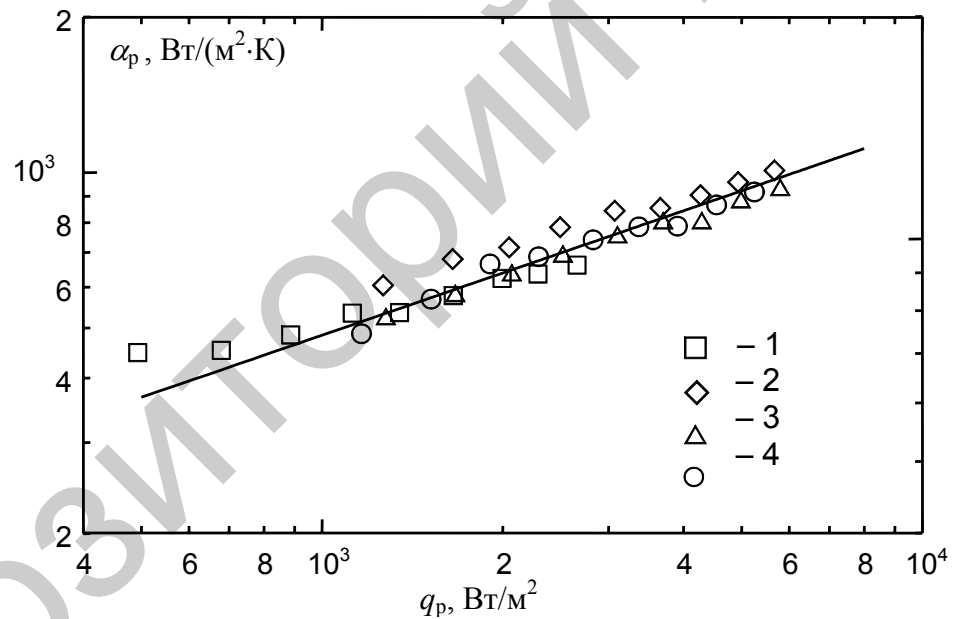


Рис.13. Зависимость  $\alpha_p = f(q_p)$  для продольного оребрения : а – этиловый спирт; б – ацетон; сплошная линия – расчет по уравнению(12); символы – экспериментальные значения; 1 – прямоугольный профиль; 2 – трапециевидный; 3 – треугольный



а



б

Рис.14. Зависимость  $\alpha_p = f(q_p)$  для поперечного оребрения : а – этиловый спирт; б – ацетон; сплошная линия – расчет по уравнению (13); символы – экспериментальные значения; 1 – прямоугольный профиль; 2 – трапецевидный; 3 – треугольный; 4 – параболический

Из рис. 13 и 14 видно, что средние расчетные значения коэффициентов теплоотдачи на ребрах удовлетворительно согласуются с экспериментальными значениями. Погрешность определения коэффициентов теплоотдачи составляет  $\pm 20\%$ . На рис. 15 приведено сравнение расчетной зависимости для определения коэффициента теплоотдачи с экспериментальными данными других авторов при кипении фреона 113. Погрешность определения  $\alpha$  составила  $\pm 30\%$ .

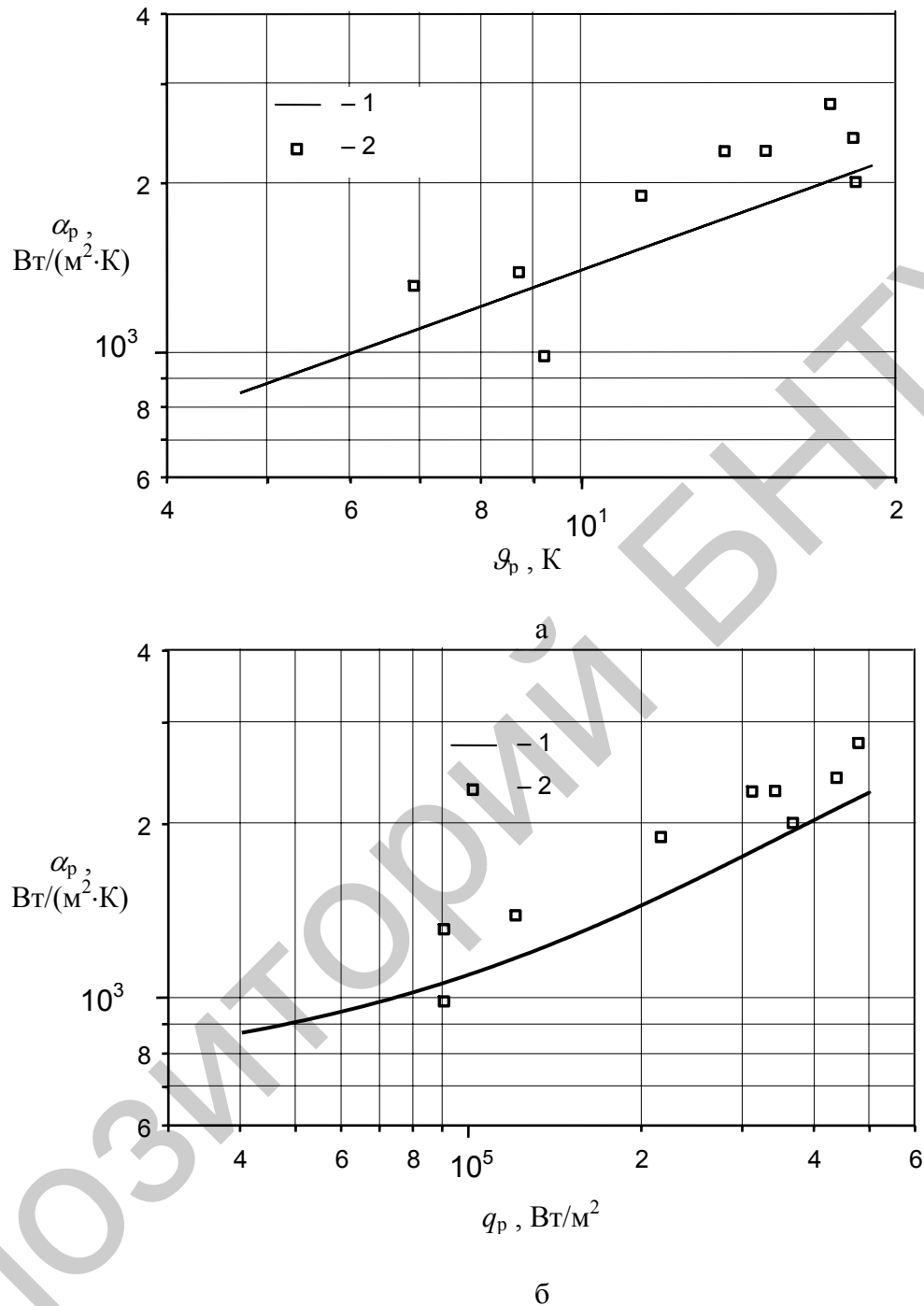


Рис. 15. Зависимости среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи цилиндрического шипа (высота шипа – 66 мм, радиус основания – 14 мм) от среднего температурного напора по шипу (а) и средней плотности теплового потока по шипу (б). 1 – расчет по уравнению (13), 2 – экспериментальные данные по кипению фреона 113 других авторов

**В пятой главе диссертации** представлены результаты численного решения дифференциальных уравнений, полученных в результате модельных представлений процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении, анализ полученных решений и методика расчета интенсивности теплообмена при кипении жидкостей на неизотермической оребренной поверхности.

В результате численного решения дифференциальных уравнений продольного и радиального ребер были получены распределения температур

(рис. 16), плотностей тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи (рис. 17) по высоте ребра, а также зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока на ребре (рис. 18). Жидкость – этиловый спирт, температура основания ребра  $\vartheta_0 = 8\text{K}$ .

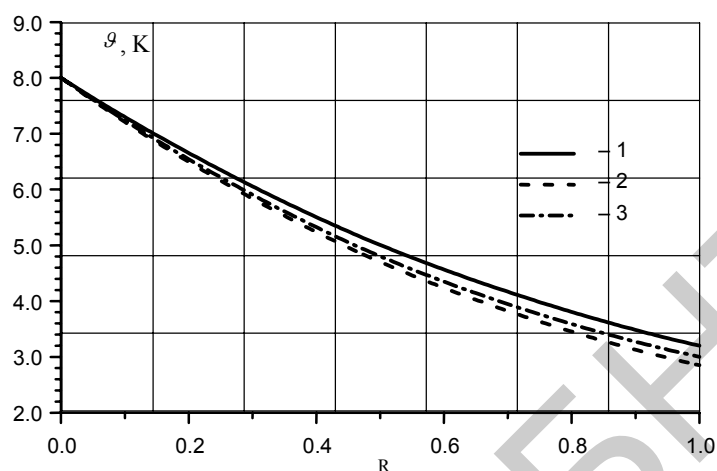


Рис. 16. Распределение температуры по высоте радиального ребра при различной форме ребра ( $n = 0, 1, 2$ )

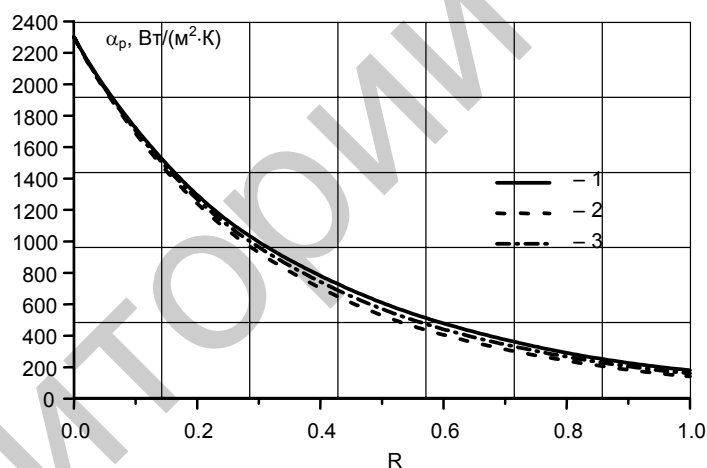


Рис. 17. Распределение коэффициента теплоотдачи по высоте радиального ребра при различной форме ребра ( $n = 0, 1, 2$ )

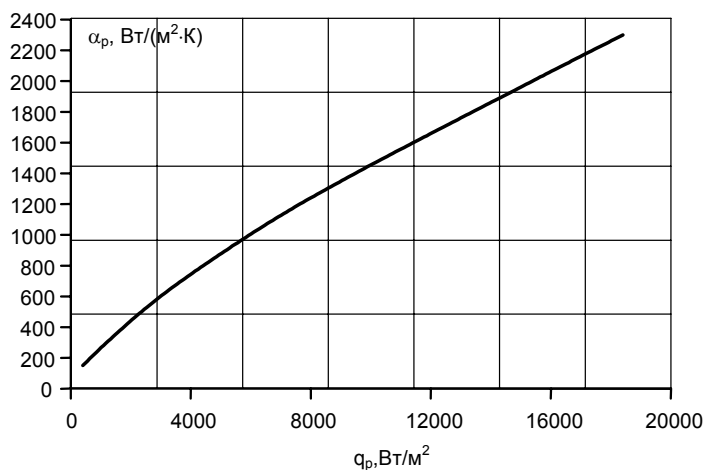


Рис. 18. Зависимость коэффициента теплоотдачи радиального ребра от плотности теплового потока при различной форме ребра ( $n = 0, 1, 2$ )

В пятой главе также приведена методика расчета оребренной поверхности, состоящей из системы ребер различного типа и профиля.

В большинстве случаев при расчете и проектировании теплообменного оборудования известна или задается мощность теплового потока, которую необходимо отводить в процессе теплообмена. Связь между тепловым потоком  $Q$ , температурным напором  $\vartheta$  и геометрическими характеристиками ребра может быть установлена на основании уравнения Ньютона – Рихмана и выражений для определения коэффициентов теплоотдачи продольного и радиального ребер.

Плотность теплового потока  $q_0$ , отнесенная к площади несущей поверхности для продольного ребра  $q_0 = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left( \frac{\gamma^2 \rho_i a J a^2 c_{ae}}{L} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta$  и для радиального ребра  $q_0 = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left( \frac{\gamma^2 \rho_i a J a^2 c_{ae}}{2\pi r} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta$ ,

где  $f_p$  - площадь боковой поверхности ребра;  $f_0$  - площадь основания ребра.

С другой стороны, плотность теплового потока может быть выражена через тепловую мощность теплообменника  $Q$ , количество ребер  $n$ , площадь ребер в основании  $f_0$  и межреберную площадь  $f_{i\delta}$  в следующем виде: для продольных ребер  $q_0 = \frac{Q}{nL(\delta_0 + \delta_{i\delta})}$ , а для радиальных ребер  $q_0 = \frac{Q}{2\pi r_0 n(\delta_0 + \delta_{i\delta})}$ . Тогда

тепловой поток, отводимый оребренной поверхностью, будет:

$$\text{для продольных ребер } Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left( \frac{\gamma^2 \rho_i a J a^2 c_{ae}}{L} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta [n(f_0 + f_{i\delta})] \quad (20)$$

$$\text{для радиальных ребер } Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left( \frac{\gamma^2 \rho_i a J a^2 c_{ae}}{2\pi r} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta [n(f_0 + f_{i\delta})] \quad (21)$$

Выражения (20) и (21) могут быть использованы для определения как локальных температурных напоров, так и среднего по высоте ребра при известных геометрических размерах оребренной поверхности. Средний температурный напор по высоте ребра определяется из выражений (20) и (21) если принять  $\vartheta = \vartheta_{\bar{n}\delta}$  и  $r = r_{\bar{n}\delta}$ . Тогда

$$\text{для продольных ребер } Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left( \frac{2\gamma^2 \rho_i a J a^2 c_{ae}}{\delta_0} \right) \vartheta_{\bar{n}\delta} [l_p n(\delta_0 + \delta_{i\delta})]; \quad (22)$$

$$\text{для радиальных ребер } Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left( \frac{2\gamma^2 \rho_i a J a^2 c_{ae}}{\delta_0} \right) \vartheta_{\bar{n}\delta} [l_p n(\delta_0 + \delta_{i\delta})]. \quad (23)$$

Здесь  $l_p$  - длина профиля ребра.

**В шестой главе диссертации** представлено технико-экономическое обоснование целесообразности применения теплонасосных установок в промышленности и в коммунально-бытовом секторе и проведено сравнение энергетической эффективности гладкотрубных и высокоинтенсивных испарителей ТНУ.

Основными недостатками традиционных источников теплоснабжения являются низкая энергетическая (особенно на малых котельных), экономическая и экологическая эффективность. Высокие транспортные тарифы на доставку энергоносителей усугубляют негативные факторы теплоснабжения. Нельзя не учитывать и такой серьезный термодинамический недостаток, как низкий энергетический КПД использования химической энергии топлива для теплоснабжения. Чрезвычайно велики затраты на тепловые сети – вероятно, самый ненадежный элемент в системах централизованного теплоснабжения. Большинство этих недостатков можно избежать, применяя нетрадиционные методы теплоснабжения. Один из них – полезное использование рассеянного низкотемпературного тепла или сбросного промышленного тепла при помощи тепловых насосов. Теплонасосные системы теплоснабжения представляются одним из наиболее эффективных альтернативных средств решения проблемы. С термодинамической точки зрения схемы теплоснабжения на базе тепловых насосов в большинстве случаев являются даже более эффективными, чем от ТЭЦ.

В результате технико-экономических расчетов установлено, что для теплового насоса тепловой мощностью 5 кВт среднегодовая экономия газа за год при замене газового бойлера сорбционным тепловым насосом составит 2161 кг, а при замене компрессионным тепловым насосом – 1103 кг. При тепловой мощности ТНУ 20 кВт среднегодовая экономия газа соответственно составит 6102 кг и 3113 кг.

Сравнение испарителей теплонасосных установок с гладкими и высокоинтенсивными поверхностями теплообмена показывает, что при тепловой мощности ТНУ 100 кВт, нагрузка на испаритель составляет 60,4 кВт. Средняя логарифмическая разность температур в испарителе - 6,8 °С. При такой мощности испарителя температурные напоры между стенкой трубы и кипящим хладагентом (пропаном) составляют: 5,5 °С – для гладкотрубного испарителя; 4,1 °С – для испарителя с оребренными трубами; 2,5 °С – для испарителя с пористыми трубами.

Экономия топливно-энергетических ресурсов за год работы ТНУ мощностью 100 кВт с испарителем с оребренными трубами составит 118,45 т.у.т., а с пористыми трубами – 251,8 т.у.т. При этом масса испарителя с оребренными трубами уменьшится на 13 % по сравнению с гладкотрубным, а испарителя с пористыми трубами – на 66 %.

Таким образом, на основании проведенного анализа эффективности применения ТНУ и энергетической эффективности применения в испарителях высокоинтенсивных поверхностей теплообмена можно говорить о том, что применение ТНУ в системах отопления, горячего водоснабжения и кон-



диционирования приводит к существенному снижению расхода топливно-энергетических ресурсов и выбросов в окружающую среду; использование высокоинтенсивных поверхностей теплообмена в испарителях теплонасосных и холодильных установках приводит к снижению их массогабаритных показателей и существенному повышению отводимых на низшем температурном уровне тепловых потоков.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Наиболее интенсивный теплообмен наблюдался при кипении пропана на медных спеченных КПС в области развитого пузырькового кипения. При этом увеличение коэффициента теплоотдачи достигало 10-кратного по сравнению с гладкой поверхностью, а тепловые потоки начала кипения были ниже в 2 – 2,5 раза [1, 11, 12, 29, 30].

2. Экспериментально установлено, что область развитого пузырькового кипения можно разделить на два участка. В режиме I генерация пара происходит в непосредственной близости к поверхности нагрева в отдельных центрах парообразования. Коэффициенты теплоотдачи в 4–10 раз выше, чем соответствующие значения  $\alpha$  при кипении на гладкой поверхности. При втором режиме ухудшение теплоотдачи связано с тем, что область генерации пара отделена от поверхности нагрева стабилизированной пленкой пара, расположенной внутри пористой структуры, либо за счет снижения темпа активации центров парообразования. Преобладание того или иного типа перехода определяется величиной толщины покрытия. Для второго режима значения коэффициентов теплоотдачи слабо зависят от изменения плотности теплового потока и незначительно превышают аналогичные величины для поверхности без покрытия [1, 11, 29, 31].

3. На основании проведенных экспериментальных исследований выявлена зависимость интенсивности теплоотдачи при кипении пропана на медных спеченных капиллярно-пористых покрытиях от безразмерного соотношения  $\delta_{кк}/\bar{d}_0$ , учитывающего важнейшие параметры пористой структуры. Наибольшая интенсивность теплоотдачи достигалась при значении  $\delta_{кк}/\bar{d}_0 = 11–12,5$  [1, 30, 31].

4. Результаты экспериментов свидетельствуют о том, что повышение давления насыщения способствует интенсификации теплообмена при кипении пропана, причем до значений плотностей теплового потока  $q = 6$  кВт/м<sup>2</sup> влияние давления проявляется сильнее, чем на гладкой поверхности. При  $q = 6–15$  кВт/м<sup>2</sup> степень влияния давления монотонно снижается. В области более высоких тепловых нагрузок  $q \geq 15–25$  кВт/м<sup>2</sup> наблюдается независимость коэффициентов теплоотдачи от давления [1, 2, 12, 29].

5. Определено влияние параметров пористого покрытия на интенсивность теплообмена в зависимости от давления насыщения: средний гидравлический размер пор не оказывает заметного влияния на показатель степени  $k$  в соотношении  $\alpha = C \cdot (p/p_{кр})^k$ ; с ростом толщины пористого покрытия (в ис-

следованном диапазоне значений  $\delta_{кс}$ ) значения  $k$  монотонно уменьшается [1, 12, 29].

6. При кипении на капиллярно-пористой поверхности в области невысоких тепловых нагрузок понижение уровня жидкости способствует интенсификации теплоотдачи из-за различия в механизмах теплообмена при парообразовании внутри пористого слоя в условиях большого объема и при подсосе жидкости капиллярными силами. Это очень важно для испарителей холодильных и теплонасосных установок, т.к. это ведет к снижению степени заполнения испарителей жидкостью и, в конечном итоге, к уменьшению количества хладагента, циркулирующего в системе [1, 3, 17, 19].

7. Существующие физические и математические модели теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей, как на гладких изотермических, так и на оребренных неізотермических поверхностях содержат такую количественную характеристику, как коэффициент теплоотдачи и ряд констант, которые должны быть заранее заданы или определены экспериментально, что не всегда возможно или крайне затруднительно. Такой подход не позволяет определить интенсивность теплоотдачи на теплоотдающей поверхности прямым путем, без проведения экспериментальных исследований или использования ранее полученных экспериментальных данных, соответствующих условиям существования физической или математической модели. [1, 16].

8. Разработанная теплофизическая модель процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении жидкостей на неізотермических оребренных поверхностях описывает процессы теплообмена как при продольном, так и при поперечном расположении теплоотдающих неізотермических поверхностей [1, 16, 33, 35].

9. Решение уравнений теплофизической модели, полученное численным путем на основании метода конечных разностей экстраполяцией Рихардсона позволяет получить распределение температур и коэффициентов теплоотдачи по высоте ребра. Результаты численного расчета уравнений модели удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными, полученными при кипении ацетона и этилового спирта на продольных и поперечных ребрах различного профиля [1, 16, 33, 34, 35].

10. Предложенная обобщающая зависимость для расчета коэффициента теплоотдачи ребра, как в размерном, так и в безразмерном виде удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными, что говорит о возможности применения полученных зависимостей для расчета теплообменных аппаратов испарительного типа с оребренными поверхностями без привлечения эмпирических зависимостей и проведения экспериментальных исследований; экспериментально и теоретически установлено, что при развитом пузырьковом кипении интенсивность теплоотдачи не зависит от профиля неізотермической оребренной поверхности, а определяется только режимными параметрами, теплофизическими свойствами жидкости, геометрическими размерами оребренной поверхности и внутренними характеристиками процесса кипения [1, 4, 18, 20, 32].

## ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### Монография

1. Овсянник А.В. Теплообмен при кипении на развитых поверхностях. – Гомель: УО ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. - 371 с.

### Статьи

2. Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Овсянник А.В. Новиков М.Н., Васильев Л.Л. (мл.). Теплоотдача сжиженного пропана в капиллярно-пористых структурах //Весті Нацыянальнай Акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук. - 2002. - № 4. - С. 114-119.

3. Васильев Л.Л., Овсянник А.В., Журавлев А.С., Шаповалов А.В., Литвиненко В.В. Теплообмен при кипении сжиженного пропана на пористых поверхностях энергетического оборудования //Промышленная теплотехника (приложение к журналу «Industrial Heat Engineering»). - Киев: Изд-во «Лотос». New-York: Begell Hous Inc. Publishes, 2003.- Т. 25, № 4. - С. 101-104.

4. Овсянник А.В., Новиков М.Н. Исследование теплоотдачи при кипении ацетона и этилового спирта на оребренной поверхности //Холодильная техника и технология. - 2003. - № 5 (85). - С. 23-28.

5. Кириллов В.Х., Чумак И.Г., Овсянник А.В. Теплообмен на начальном участке аппаратов интенсивного охлаждения жидкости //Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1981. - № 32. - С. 90-94.

6. Овсянник А.В., Мурашов В.С. Проектирование фризеров непрерывного действия //Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1983. - № 37. - С. 70-72.

7. Овсянник А.В., Мурашов В.С. Нестационарный процесс намораживания жидкости во фризерах //Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1984. - № 38. - С. 75-78.

8. Овсянник А.В. Исследование процесса теплообмена на начальном участке коротких труб //Депонирована в ВИНТИ 26.12.83. № 7028-83 деп.

9. Овсянник А.В., Мурашов В.С. Исследование процесса теплообмена на внутренней поверхности горизонтального цилиндра при условии кристаллизации охлаждаемой жидкости на ней //Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1988. - № 47. - С. 78-80.

10. Овсянник А.В., Мурашов В.С., Московченко В.В. Исследование процесса теплообмена при кипении аммиака в горизонтальном кольцевом канале //Холодильная техника и технология. - Киев: Техника, 1989. - № 47. - С. 71-74.

11. Васильев Л.Л., Овсянник А.В., Новиков М.Н. Обобщение экспериментальных данных по теплообмену при кипении пропана на медных спеченных капиллярно-пористых покрытиях //Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. - Гомель, 2001. - № 2. - С. 3-13.

12. Васильев Л.Л., Овсянник А.В., Журавлев А.С., Новиков М.Н. Особенности влияния давления на интенсивность теплоотдачи при кипении пропана на высокотеплопроводной пористой поверхности //Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого.- Гомель, 2001. - № 2. - С. 14-19.

13. Овсянник А.В., Вальченко Н.А., Дробышевский Д.А., Новиков М.Н., Коршунов Е.А. Кипение ацетона на горизонтальных трубах с поперечным оребрением в кольцевом канале //Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого.- Гомель, 2002. - № 2. - С. 31-36.

14. Овсянник А.В., Вальченко Н.А., Дробышевский Д.А. и др. Кипение ацетона на горизонтальных трубах с продольным оребрением в кольцевом канале //Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого.- Гомель, 2002. - № 3-4. - С. 131-135.

15. Овсянник А.В., Вальченко Н.А., Дробышевский Д.А., Новиков М.Н. Теплообмен при кипении ацетона и этанола на оребренных трубах //Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. - Гомель, 2004. - № 1. - С. 26-34.

16. Овсянник А.В. Модель процессов теплообмена при кипении на неизотермической (поперечно-оребреной) поверхности //Холодильная техника и технология. - 2004. - № 2 (88). - С. 72-76.

17. Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Овсянник А.В., Шаповалов А.В., Литвиненко В.В. //Влияние условий подвода жидкости к местам парообразования на теплообмен в пористом теле //Тепло- и массоперенос. - Мн.: Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАНБ, 2003. - С. 106-111.

18. Овсянник А.В., Новиков М.Н., Вальченко Н.А., Дробышевский Д.А. Теплоотдача при кипении ацетона и этанола на горизонтальных оребренных трубах в условиях свободного движения //Тр. XIV Школы-семинара «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». Рыбинск. Россия. - 2003. - Т. 1. - С. 288-291.

19. Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Овсянник А.В., Шаповалов А.В., Литвиненко В.В. Теплообмен при парообразовании в большом объеме и на частично затопленной горизонтальной трубе с капиллярно-пористым покрытием //Тр. XIV Школы-семинара «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». Рыбинск. Россия. - 2003. - Т. 1. - С. 363-366.

20. Ovsianik A.V., Novikov M.N., Drobyshevski D.A. and all //Experimental study of heat transfer during acetone and ethanol boiling on finned surface //V Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», Minsk, 2003. - С. 423-426.

21. Ovsianik A.V., Novikov M.N. //Summary of Experimental data obtained during acetone and ethanol boiling on finned surface //V Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», Minsk, 2003. - С. 427-431.

22. Zhuravlyov A.S., Vasiliev L. L., Ovsianik A.V. and all //Propane Pool Boiling in Porous Structures //V Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», Minsk, 2003. - С. 522-526.

23. Овсянник А.В. Процессы теплообмена в интенсивных охладителях //IV Национальная научно-техническая конференция по теплообмену. Болгария. Варна, 1984. - С. 58-62.

24. Ovsianik A.V. //Heat exchange processes at refrigerant boiling in horizontal ring canals //III Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», Minsk, 1995. - С. 130-134.

25. Овсянник А.В., Вальченко Н.А., Иванова Е.М., Гурко В.В. Исследование процессов теплообмена при кипении жидкости на оребренных поверхностях в горизонтальных кольцевых каналах //Тр. XII Школы-семинара молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». - М., 1999. - С. 244-246.

26. Овсянник А.В., Иванова Е.М., Вальченко Н.А., Гурко В.В. Теплообмен при кипении жидкостей в горизонтальных кольцевых каналах //Тр. XII Школа-семинар молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». - М., 1999. - С. 247-249.

27. Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Овсянник А.В. и др. Тепломассообмен при кипении пропана на поверхностях с капиллярно-пористой структурой //«Тепломассообмен ММФ-2000». IV Минский международный форум по тепломассообмену. - Минск, 2000. - Т. 5. - С. 161-167.

28. Овсянник А.В. Некоторые особенности кипения жидкостей в горизонтальных кольцевых каналах //«Тепломассообмен ММФ-2000». IV Минский международный форум по тепломассообмену. - Минск, 2000. - Т. 5. - С. 193-197.

29. Васильев Л.Л., Овсянник А.В., Новиков М.Н., Журавлев А.С. Влияние давления на интенсивность теплоотдачи при кипении пропана на пористой поверхности //Тр. XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов «Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». - СПб., 2001. - Т. 1. - С. 329-332.

30. Васильев Л.Л., Овсянник А.В., Новиков М.Н., Журавлев А.С. Экспериментальное исследование влияния характеристик капиллярно-пористого покрытия на теплообмен при кипении пропана //Тр. XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов «Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». - СПб., 2001. - Т. 1. - С. 341-344.

31. Vasiliev L.L., Zhuravlyov A.S., Ovsianik A.V. and all //Experimental Investigation of the Hydrocarbons Pool Boiling of Porous Structures //Heat Transfer 2002. Twelfth International Heat Transfer Conference. France. Grenoble. 2002. - С. 623-628.

32. Овсянник А.В. Интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей на неизотермической поверхности //Холодильная техника и технология. - 2004. - № 4 (90). - С. 40-44.

## Тезисы

33. Овсянник А.В. Модель процессов теплообмена при кипении на неизотермической (поперечно-оребреной) поверхности //Тезисы докладов V Международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения». – Гомель, 2004. - С. 63.

34. Асенчик О.Д., Овсянник А.В., Новиков М.Н. Численное решение задачи теплообмена при кипении на неизотермической поверхности //Тезисы докладов V Международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиноведения». – Гомель, 2004. - С. 64-65.

35. Овсянник А.В. Модель процесса теплообмена при кипении жидкости на ребре //Тезисы докладов V Минского международного форума по тепло- и массообмену. – Минск, 2004. - Т. 2. - С. 72-73.

36. Овсянник А.В., Новиков М.Н., Вальченко Н.А., Дробышевский Д.А. Теплообмен при кипении ацетона и этилового спирта на горизонтальных оребренных трубах //Тезисы докладов V Минского международного форума по тепло-и массообмену. – Минск, 2004. - Т. 2. - С. 73-74.

37. Васильев Л.Л., Журавлев А.С., Овсянник А.В. и др. Теплообмен при испарении пропана в пористом покрытии горизонтальной трубы при разных уровнях жидкости в условиях ограниченного пространства //Тезисы докладов V Минского международного форума по тепло- и массообмену. – Минск, 2004. - Т. 2. - С. 17-19.

## Авторские свидетельства

38. А.с. № 807007. Скороморозильный аппарат /И.Г. Чумак, А.В. Овсянник, С.М. Косой.

---

## РЭЗІУМЭ

Аўсяннік Анатолій Васільявіч

ЦЕПЛААБМЕН ПРЫ КІПЕННІ НА РАЗВІТЫХ  
ПАВЕРХНЯХ

**Ключавыя словы:** кіпенне, цеплаабмен, цеплааддача, каэфіцыент цеплааддачы, капілярна-порыстая паверхня, неізатэрмічная паверхня, цеплафізічная мадэль, рабро.

**Аб'ект даследавання:** цеплаабмен пры развітым пузырковым кіпенні вадкасцей на развітых паверхнях.

**Мэтай дысертацыйнай работы** з'яўляецца тэарэтычнае і эксперыментальнае вызначэнне заканамернасцяў цеплаабмену пры развітым пузырковым кіпенні вадкасцяў на высокацеплаправодных напыленых, металакерамічных, спечаных порыстых пакрыццях і на неізатэрмічных (арэбраных) паверхнях, якія аддаюць цяпло для адтрымання універсальных

залежнасцяў пры распрацоўцы і стварэнні высокаэфектыўных цеплаабменных апаратаў выпарного тыпу.

**Метады даследавання.** Работа заснавана на эксперыментальных і тэарэтычных даследаваннях цеплааддачы пры развітым пузырковым кіпенні вадкасцей на капілярна-порыстых і неізатэрмічных (арэбраных) паверхнях, якія аддаюць цяпло. Пры выкананні работы выкарыстана мадэляванне працэсаў цеплаабмену пры кіпенні на неізатэрмічных паверхнях рознага профілю з лікавым рашэннем атрыманых ураўненняў, было праведзена параўнанне тэарэтычных вынікаў і эксперыментальных даных.

**Навуковая навізна.** Праведзена эксперыментальнае даследаванне цеплаабмену пры кіпенні прапану ў вялікім аб'ёме на капілярна-порыстых структурах у шырокім дыяпазоне рэжымных параметраў і характарыстык порыстага пакрыцця. Атрымана залежнасць інтэнсіўнасці цеплааддачы ад суадносін таўшчыні капілярна-порыстай структуры і сярэдняга гідраўлічнага дыяметра  $\delta_{kc}/\bar{d}_0$ , якія ўлічваюць важнейшыя геаметрычныя характарыстыкі порыстай структуры. Аптымальнае значэнне гэтых суадносін складае 11...12,5.

Эксперыментальна ўстаноўлена, што ўздзеянне ціску на інтэнсіўнасць цеплааддачы пры кіпенні прапану на порыстых пакрыццях неадназначнае: пры шчыльнасцях цеплавых патокаў  $q < 6$  кВт/м<sup>2</sup> ўздзеянне ціску праяўляецца ў большай ступені, чым на гладкай паверхні, а пры  $q > 25$  кВт/м<sup>2</sup> каэфіцыенты цеплааддачы не залежаць ад ціску. Пры  $6 < q < 25$  кВт/м<sup>2</sup> ўздзеянне ціску манатонна зніжаецца. Атрыманая залежнасць ў крытэрыяльным выглядзе для вызначэння інтэнсіўнасці цеплааддачы пры кіпенні прапану ў вялікім аб'ёме на медных спечаных порыстых пакрыццях абагульняе эксперыментальныя даныя з хібнасцю  $\pm 30\%$ .

Упершыню распрацавана цеплафізічная мадэль працэсу кіпення на неізатэрмічнай (арэбранай) паверхні, якая дазваляе вызначыць інтэнсіўнасць цеплааддачы разліковым шляхам без правядзення эксперыментальных даследаванняў; атрыманы залежнасці для вызначэння магутнасці цеплавога патоку, які перадаецца арэбранай паверхняй (сістэмай рэбраў), якія ўключаюць ў сябе асноўныя геаметрычныя параметры арэбранай паверхні, атрымана размеркаванне тэмпературы, каэфіцыентаў цеплааддачы і шчыльнасці цеплавога патоку на вышыні рабра, якія здавальняюча ўзгадняюцца з эксперыментальнымі данымі.

Тэарэтычна і эксперыментальна ўстаноўлена, што інтэнсіўнасць цеплааддачы пры развітым пузырковым кіпенні на неізатэрмічнай паверхні не залежыць ад профілю рабра, а вызначаецца рэжымнымі параметрамі працэсу кіпення, цеплафізічнымі ўласцівасцямі вадкасці, геаметрычнымі параметрамі паверхні, якая дае цяпло і ўнутранымі характарыстыкамі працэсу кіпення.

**Ступень выкарыстання.** Вынікі работы выкарыстаны пры распрацоўцы малых паракампрэсійных цеплапомпавых устаноў з рознымі рабочымі цэламі магутнасцю ад 10 да 200 кВт для мэтай атаплення і гарачага

водазабеспячэння па заказе айчынных прадпрыемстваў, у вучэбным працэсе ў ГДТУ імя П. В. Сухога для студэнтаў спецыяльнасці «Цеплаэнергетыка», а таксама на прадпрыемствах Расіі і Украіны.

**Вобласць выкарыстання вынікаў.** Вынікі тэарэтычных і эксперыментальных даследаванняў, разгледжаных у рабоце працэсаў, распрацаваная мадэль цеплаабмену пры кіпенні на неізатэрмічнай паверхні, атрыманыя рашэнні ўраўненняў мадэлі і залежнасці для разліку інтэнсіўнасці цеплаабмену пры кіпенні могуць ужывацца пры праектаванні дастаткова шырокага класа цеплаабменных апаратаў выпарнага тыпу з развітымі паверхнямі цеплаабмену для цеплапомпавых, халадзільных і крыягенных устаноў.

---

## РЕЗЮМЕ

Овсянник Анатолий Васильевич

### ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ НА РАЗВИТЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ

**Ключевые слова:** кипение, теплообмен, теплоотдача, коэффициент теплоотдачи, капиллярно-пористая поверхность, неизотермическая поверхность, теплофизическая модель, ребро.

**Объект исследования:** теплообмен при развитии пузырькового кипения жидкостей на развитых поверхностях.

**Целью диссертационной работы** является теоретическое и экспериментальное определение закономерностей теплообмена при развитии пузырькового кипения жидкостей на высокотеплопроводных напыленных, металлокерамических, спеченных пористых покрытиях и на неизотермических (оребранных) теплоотдающих поверхностях для получения универсальных зависимостей при разработке и создании высокоэффективных теплообменных аппаратов испарительного типа.

**Методы исследования.** Работа основана на экспериментальных и теоретических исследованиях теплоотдачи при развитии пузырькового кипения жидкостей на капиллярно-пористых и неизотермических оребранных теплоотдающих поверхностях. При выполнении работы использовано моделирование процессов теплообмена при кипении на неизотермических поверхностях различного профиля с численным решением полученных уравнений, проведено сравнение теоретических результатов и экспериментальных данных.

**Научная новизна.** Проведено экспериментальное исследование теплообмена при кипении пропана в большом объеме на капиллярно-пористых структурах в широком диапазоне режимных параметров и характеристик пористого покрытия. Получена зависимость интенсивности теплоотдачи от отношения толщины капиллярно-пористой структуры и среднего гидравли-



ческого диаметра  $\delta_{en}/\bar{d}_0$ , которое учитывает важнейшие геометрические характеристики пористой структуры. Оптимальное значение этого соотношения составляет 11...12,5.

Экспериментально установлено, что влияние давления на интенсивность теплоотдачи при кипении пропана на пористых покрытиях неоднозначно: при плотностях тепловых потоков  $q < 6 \text{ кВт/м}^2$  влияние давления проявляется в большей степени, чем на гладкой поверхности, а при  $q > 25 \text{ кВт/м}^2$  коэффициенты теплоотдачи не зависят от давления. При  $6 < q < 25 \text{ кВт/м}^2$  влияние давления монотонно снижается. Полученная зависимость в критериальном виде для определения интенсивности теплоотдачи при кипении пропана в большом объеме на медных спеченных пористых покрытиях обобщает экспериментальные данные с погрешностью  $\pm 30 \%$ .

Впервые разработана теплофизическая модель процесса кипения на неизотермической оребренной поверхности, позволяющая определять интенсивность теплоотдачи расчетным путем без проведения экспериментальных исследований; получены зависимости для определения мощности теплового потока, передаваемого оребренной поверхностью (системой ребер), включающие в себя основные геометрические параметры оребренной поверхности; получено распределение температуры, коэффициентов теплоотдачи и плотности теплового потока по высоте ребра, удовлетворительно согласующиеся с экспериментальными данными.

Теоретически и экспериментально установлено, что интенсивность теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении на неизотермической поверхности не зависит от профиля ребра, а определяется режимными параметрами процесса кипения, теплофизическими свойствами жидкости, геометрическими параметрами теплоотдающей поверхности и внутренними характеристиками процесса кипения.

**Степень использования.** Результаты работы использованы при разработке малых парокомпрессионных теплонасосных установок с различными рабочими телами мощностью от 10 до 200 кВт для целей отопления и горячего водоснабжения по заказу отечественных предприятий, в учебном процессе в ГГТУ им. П.О.Сухого для студентов специальности «Теплоэнергетика», а также на предприятиях России и Украины.

**Область применения результатов.** Результаты теоретических и экспериментальных исследований рассмотренных в работе процессов, разработанная модель теплообмена при кипении на неизотермической поверхности, полученные решения уравнений модели и зависимости для расчета интенсивности теплообмена при кипении могут использоваться при проектировании достаточно широкого класса теплообменных аппаратов испарительного типа с развитыми поверхностями теплообмена для теплонасосных, холодильных и криогенных установок.

---

## SUMMARY

Ovsiannik Anatolyi Vasylievich

### HEAT EXCHANGE IN THE PROCESS OF BOILING ON DEVELOPED SURFACES

**Key words:** boiling, heat exchange, heat transfer, heat transfer coefficient, capillary porous surface, non-isothermal surface, thermal physical model, fin.

**Research object:** heat exchange in the process of developed bubble boiling of liquids on developed surfaces.

**Research objective:** theoretical and experimental determining heat exchange behaviour in the process of developed bubble boiling of liquids on highly heat-conducting spray-coated, metal-ceramic, sintered porous coatings and on non-isothermal (finned) heat-release surfaces in order to obtain universal dependencies in designing and producing high-performance heat exchange apparatuses of a steam-generating type.

**Methods of research:** The research is based on experimental and theoretical study of heat transfer during developed bubble boiling of fluids on capillary porous and non-isothermal finned heat release surfaces. During the research modeling the processes of heat exchange in the process of boiling on non-isothermal surfaces of various profiles with numerical solution of the equations obtained has been used and the comparison of theoretical results with experimental data has been conducted.

**Data obtained:** The experimental study of heat exchange in the process of propane pool boiling on capillary porous structures in the wide range of operating conditions and characteristics of the porous coating has been conducted. The dependence of heat transfer rate on the relation of capillary porous structure thickness and average hydraulic diameter  $\delta_{en}/\bar{d}_0$ , allowing for the most important geometrical characteristics of the porous structure has been obtained. Optimum ratio of these values is 11...12.5.

It has been established experimentally that pressure effect on heat transfer rate in the process of propane boiling on porous coatings is ambiguous: at heat flux densities of  $q < 6 \text{ kW/m}^2$  the pressure effect manifests itself to a greater extent than on smooth surfaces, and at  $q > 25 \text{ kW/m}^2$  heat transfer coefficients do not depend on pressure.

At  $6 < q < 25 \text{ kW/m}^2$  the pressure effect monotonically decreases. The dependence obtained in the criterion form for determining heat transfer rate in the process of propane pool boiling on copper sintered porous coatings generalizes the experimental data with the error within  $\pm 30 \%$ .

For the first time a thermal physical model of the process of boiling on non-isothermal finned surface has been worked out enabling to determine heat transfer rate by calculation without experimental research, the dependencies for determining the heat flux rate transferred by the finned surface (a set of fins) have been obtained, including main geometrical parameters of the finned surface, the distribu-

tion of temperature, heat transfer coefficients and heat flux density according to the fin height

has been obtained being in satisfactory agreement with the experimental data.

It has been established theoretically and experimentally that the heat transfer rate at the developed bubble boiling on non-isothermal surface does not depend on a fin profile, but is determined by operating conditions of the process of boiling, thermal physical properties of liquid, geometrical parameters of heat release surface and internal characteristics of the process of boiling.

**Practical implementation:** The results of the research have been used in designing small steam thermo compressors of 10 to 200 kW with various working media for heating and hot water supply at the request of domestic enterprises.

**Field of application:** The results of theoretical and experimental study of the processes considered, the model of heat exchange in the process of boiling on non-isothermal surface, the solutions of the model equations and the dependencies for calculating heat exchange rate in the process of boiling obtained can be used in designing a wide class of heat exchange apparatuses of steam-generating type with developed heat exchange surfaces for thermo compressor, refrigerating and cryogenic plants, in the process of studies at the Gomel State Technical University named after P. O. Sukhoy for the students, of heat-power engineering and at Russian and Ukrainian enterprises as well.