



ПОЛИТЕХ
Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

На правах рукописи

ОВСЯННИК АНАТОЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

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

01.04.14 - Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Гомель
2022 г.

Работа выполнена в учреждении образования «Гомельском государственном техническом университете имени П. О. Сухого»

Официальные оппоненты: **Кишкин Александр Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой холодильной, криогенной техники и кондиционирования ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева», г. Красноярск

Куров Виктор Сергеевич, доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе Высшей школы технологии и энергетики ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна», г. Санкт-Петербург

Митяков Андрей Владимирович, доктор технических наук, доцент, профессор Высшей школы атомной и тепловой энергетики ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург

Ведущая организация **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева-КАИ»**, г. Казань

Защита состоится «25» марта 2022 года в 12 часов 00 минут на заседании Диссертационного совета У.01.04.14 федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, механический корпус, аудитория 14).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» и на сайте www.spbstu.ru.

Автореферат разослан «___» _____ 2022 г.

Ученый секретарь,
диссертационного совета У.01.04.14
д.т.н.

Гусаков Андрей Александрович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Наиболее приоритетной задачей совершенствования теплообменных аппаратов является уменьшение их массогабаритных показателей. В значительной степени это относится к испарителям, которые представляют собой один из основных аппаратов, входящих в состав теплоэнергоустановок: тригенерационных, холодильных и теплонасосных, нашедших применение в различных отраслях промышленности и агропромышленного комплекса. Эту задачу диктует также интенсивное развитие энергетических мощностей и объема производства в энергетике, химической, пищевой и других отраслях промышленности [30-А; 84-А; 85-А]. Решение проблемы интенсификации теплообмена в испарителях связано с внедрением научно и экспериментально обоснованных и проверенных методов интенсификации теплообмена при парообразовании. Наиболее эффективным методом интенсификации теплообмена является увеличение теплоотдающей поверхности за счет ее развития тем или иным способом, что способствует уменьшению размеров и массы испарителя. Это является наиболее перспективным направлением интенсификации переноса теплоты при парообразовании [30-А; 84-А; 85-А].

Развитие поверхности теплообмена может идти по пути создания оребренных и капиллярно-пористых поверхностей (КПП), что приводит к уменьшению массогабаритных показателей установки, снижению энергетических потерь и, в конечном итоге, расхода топлива [30-А; 84-А; 85-А].

Степень разработанности темы исследования. Развитие теплоотдающей поверхности ребрами и созданием КПП приводит к увеличению количества передаваемой теплоты и снижению энергетических потерь.

При значительном числе работ по теплообмену при парообразовании не удалось получить теоретическую, кроме того, экспериментально проверенную базу процессов теплообмена на оребренных поверхностях. При парообразовании на продольных и поперечных ребристых поверхностях не исследованы процессы теплообмена, связанные с влиянием площади поверхности и профиля ребер, недостаточно изучено влияние характеристик кипения. Данные, полученные экспериментально, не описывают влияние геометрических характеристик ребра, межреберного расстояния, профиля ребра и его типа [30-А; 84-А; 85-А].

Для обеспечения эффективного теплообмена в испарителях теплоэнергоустановок при использовании натуральных хладагентов и хладагентов, обладающих низким потенциалом глобального потепления и нулевым уровнем разрушения озонового слоя R134a, R404a, R407c, R410a особенно важным становится проведение исследований теплообмена с установлением связи между теплотехническими характеристиками при парообразовании, тепловой нагрузкой, давлением насыщения, теплофизическими характеристиками и другими величинами, влияющими на КТО при передаче теплоты [30-А; 84-А; 85-А].

Оребренные поверхности играют значительную роль и могут найти широкое применение при отводе больших тепловых потоков. Это связано с тем, что на ребре существуют различные режимы кипения, отличающиеся своей интенсивностью, которая обусловлена изменением температуры по высоте ребра, в связи с чем оребренной поверхностью возможна передача большого количества теплоты при относительно

небольших разностях температур между температурой насыщения и греющей поверхностью [30-А; 84-А; 85-А].

При рассмотрении интенсивности теплообмена необходимо отметить то обстоятельство, что размеры и геометрические характеристики оребренных поверхностей испарителей принимаются без достаточных на то оснований. Также слабо представлены исследования процессов переноса теплоты при парообразовании маслореоновых смесей, где ребристые поверхности имеют несомненное преимущество [30-А; 84-А; 85-А]. Недостаточно изучены процессы теплообмена при парообразовании на ребристой поверхности в области первого кризиса кипения [30-А; 84-А; 85-А]. Работы, представляющие теплообмен при кипении и его интенсификацию на поверхностях с КПП часто недостаточно представлена информация о свойствах покрытий и независимых параметрах, влияющих на интенсивность теплообмена, которые могли бы быть представлены в качестве независимых переменных в критериальных уравнениях. Расчетные соотношения, полученные для КТО при парообразовании на КПП и на ребристых поверхностях, можно применять только для исследованных условий эксперимента.

Одним из наиболее эффективных методов повышения интенсивности передачи теплоты при парообразовании является создание необходимых для этого условий на теплоотдающей поверхности. Эта поверхность должна быть готова для генерации паровой фазы и должна иметь как можно больше активных центров парообразования с возможно большей их плотностью. Интенсификация теплообмена при парообразовании за счет оребрения позволяет значительно понизить разности температур при тех же тепловых потоках [30-А; 84-А; 85-А].

Автор выражает большую признательность соавторам опубликованных работ за возможность использования совместно полученных экспериментальных результатов по передаче теплоты при парообразовании.

Цель и задачи работы. Цель работы – получение расчетных соотношений на основе теоретического и экспериментального определения закономерностей процессов переноса теплоты при парообразовании на оребренных поверхностях и КПП, которые могут быть использованы при разработке испарителей с высокими массогабаритными и энергетическими показателями; экспериментальное определение интенсивности теплоотдачи при парообразовании хладагентов R134a, R404a, R407c и R410a на исследуемых поверхностях с получением расчетных уравнений для КТО; разработка и определение критических параметров при первом кризисе кипения.

Задачи:

- экспериментальные и теоретические исследования процессов переноса теплоты при фазовом переходе «жидкость – пар» в условиях большого объема на теплоотдающих неизотермических оребренных поверхностях;
- определение влияния режимных факторов, свойств кипящей среды, особенностей теплоотдающей поверхности и внутренних характеристик процесса кипения на интенсивность теплообмена;
- экспериментальное определение КТО при парообразовании R134a, R404a, R407c и R410a на ребристых и КПП;
- получение обобщенных соотношений для КТО при парообразовании на исследованных поверхностях;

— разработка теплофизической модели процесса переноса теплоты при фазовом переходе «жидкость – пар» на неизотермической поверхности ребра с решением полученных уравнений и установлением закономерностей изменения разности температур, КТО и тепловой нагрузки по ребру;

— установление необходимых соотношений для разработки методики расчета оребренных теплоотдающих поверхностей при кипении на них жидкостей [30-А; 84-А; 85-А].

Объект исследования – процессы переноса теплоты при развитом пузырьковом фазовом переходе «жидкость – пар» в условиях большого объема на неизотермических оребренных и КПП; перенос теплоты в рассматриваемой системе и закономерности этого процесса.

Научная новизна. Научная новизна диссертационной работы заключается в теоретическом и экспериментальном изучении процессов переноса теплоты при развитом пузырьковом фазовом переходе «жидкость – пар» в режиме свободного движения жидкости на оребренных и КПП легкокипящих жидкостей и озонобезопасных хладагентов R134a, R404a, R407c, R410a с установлением влияния режимных факторов, теплофизических свойств жидкостей, внутренних характеристик процесса кипения и размеров теплоотдающей поверхности на КТО; обобщение и получение коэффициентов критериальных уравнений для расчета КТО при кипении на гладких, оребренных и КПП; разработка и решение теплофизической модели теплообмена при парообразовании на оребренных и гладких поверхностях [30-А; 84-А; 85-А].

Теоретическая и практическая значимость. Теоретическая и практическая значимость работы состоит в получении аналитических и графических зависимостей для расчета КТО, плотностей тепловых потоков и разности температур при парообразовании на ребрах (в т.ч. шипах) в режиме развитого пузырькового кипения и при первом кризисе кипения; обобщение и разработка расчетных зависимостей для КТО при кипении на оребренных и КП поверхностях при расчете испарителей холодильных, теплонасосных и тригенерационных установок; разработка методики теплового конструктивного расчета оребренных поверхностей [30-А; 84-А; 85-А].

Методология и методы исследования. При получении аналитических и графических зависимостей для расчета КТО, тепловых нагрузок и температурных напоров при парообразовании на ребрах (в т.ч. шипах) в режиме развитого пузырькового кипения и при первом кризисе кипения, в основу методологии положены теоретические и экспериментальные методы исследования процесса переноса теплоты. Обработка и обобщение экспериментальных данных основана на методе получения расчетных зависимостей в критериальном и размерном виде [30-А; 84-А; 85-А].

Положения, выносимые на защиту:

впервые разработанную теплофизическую модель переноса теплоты при интенсивном пузырьковом парообразовании на неизотермических оребренных и гладких теплоотдающих поверхностях;

полученные в результате исследований данные о влиянии давления насыщения, температурных напоров, внутренних характеристик парообразования, площади теплоотдающей поверхности и свойств исследуемых жидкостей на КТО;

впервые теоретически полученные расчетные соотношения для КТО оребренной поверхности, которые устанавливают независимость интенсивности теплоотдачи от профиля и типа ребра, что следует из экспериментальных данных;

результаты решения дифференциальных уравнений теплопроводности для ребер различного типа и профиля на основе моделирования процесса парообразования на них [30-А; 84-А; 85-А].

Личный вклад соискателя. Главные и принципиально новые теоретические результаты диссертационной работы по теплообмену при парообразовании на ребрах (теплофизическая модель) получены лично автором, а экспериментальные результаты – с соавторами. Вклад соискателя в опубликованные работы с соавторами заключается в том, что соискателем проведены теоретические исследования, выполнены расчетные работы, проведен анализ данных, полученных в ходе исследований.

Достоверность полученных в работе результатов определяется:

- использованием средств и устройств отображения, сбора и обработки данных, прошедшие аттестацию;
- оценкой неопределенностей, которым соответствуют республиканские и международные стандарты и с которыми экспериментально определены и рассчитаны основные величины;
- достаточно приемлемым соответствием результатов, полученных в тестовых опытах, с результатами отечественных и зарубежных исследователей;
- полученными при проведении экспериментов коэффициентами уравнений подобия, значения которых соответствуют применяемым в настоящее время.

Материалы диссертации были представлены, докладывались и обсуждались на 20-ти МНТК, форумах и семинарах в г.г. Москва, С.- Петербург, Рыбинск (Россия), Варна (Болгария), Минск, Гомель (Беларусь), Гренобль (Франция), Одесса (Украина) в период с 1984 года по 2020год. По результатам конференций и семинаров было опубликовано более 30 статей и тезисов.

Основные результаты диссертации опубликованы в 96 печатных работах, из них: в 3 монографиях, в 56 статьях, входящих в перечень ВАК, в 10 статьях, имеющих индекс Scopus/Web of Science.

Диссертация включает в себя введение, 6 глав основного текста, заключение, список литературы и приложения. Она состоит из 264 страниц основного текста, 78 рисунков и 18 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе диссертации составлен обзор литературы по теме диссертации, в котором произведен анализ работ ряда авторов по проблеме экспериментального исследования теплообмена при кипении различных жидкостей большого объема на капиллярно-пористых и оребренных поверхностях, а также результатов теоретических исследований теплообмена через изотермические гладкие и неизотермические оребренные поверхности при кипении теплоносителя. Огромный вклад в развитие теории теплообмена при кипении жидкостей внесли такие ученые как А.И. Леонтьев, Г.Н. Кружилин, С.С. Кутателадзе, Д.А. Лабунцов, В.В. Ягов, М.А. Стырикович, В.И. Толубинский и другие. В связи с экспериментальным исследованием теплообмена через гладкие и интенсифицированные поверхности при кипении теплоносителя следует отметить таких ученых как Г.Н. Данилова, Л.Л. Васильев, С.П. Малышенко, Г.Ф. Смирнов, С.А. Ковалев, С.Л. Соловьев, Б.С. Петухов и другие.

В первой главе проанализировано влияние параметров теплоотдающей поверхности и давления насыщения на интенсивность теплообмена в системе. Показано, что из существующих высокотеплопроводных капиллярно-пористых покрытий наиболее эффективны в области тепловых потоков малой и средней интенсивности спеченные структуры, а в области потоков большой интенсивности – оребренные.

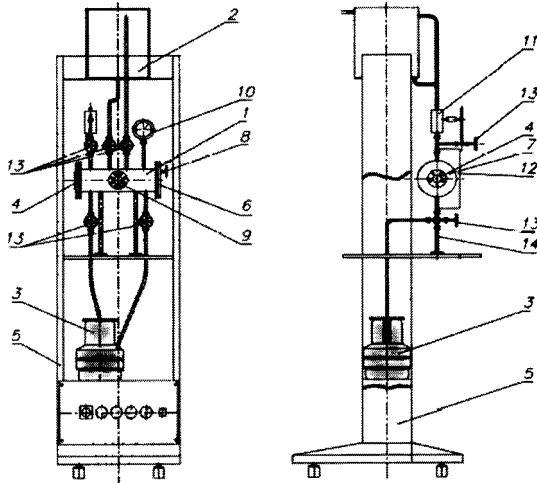
В первой главе произведен также анализ методов физического и математического моделирования процессов теплопереноса через гладкие и оребренные поверхности при кипении теплоносителя. В результате анализа установлено, что на основе существующих моделей теплообмена между кипящими теплоносителем и как изотермическими гладкими так и неизотермическими оребренными поверхностями невозможно рассчитать интенсивность теплообмена прямым путем, без привлечения экспериментальных данных о коэффициентах теплоотдачи, которые не всегда известны.

Таким образом, очерчен круг задач, решение которых составляет основное содержание диссертационной работы.

Во второй главе описана экспериментальная установка и методика проведения экспериментальных исследований.

Для исследования теплообмена на неизотермических оребренных поверхностях при кипении жидкостей в УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого» был создан экспериментальный стенд, схема которого показана на Рисунке 1, а также изготовлены оребренные поверхности с продольным и радиальным расположением ребер различного профиля (прямоугольного, треугольного, трапециевидного и параболического). Характеристики оребренных образцов указаны в Таблице 1.

Перепад температуры $\Delta T = T_{ст} - T_{н}$ между наружной поверхностью трубы и кипящей жидкостью в условиях заполнения пузырьков насыщенным паром определялся по среднему значению температур дифференциальных термомпар. Относительная погрешность определения коэффициентов теплоотдачи в использованных экспериментальных условиях не превышала 20 %. Чтобы удостовериться в надежности полученных опытных данных, на экспериментальной установке с использованием гладких горизонтальных труб были произведены контрольные опыты, результаты которых соответствуют результатам, полученным другими авторами.



1 – рабочая камера; 2 – конденсатор; 3 – баллон с рабочей жидкостью; 4, 9 – илuminатор; 5 – стойка; 6, 7 – фланцы; 8 – вывод термопар; 10 – манометр; 11 – клапан предохранительный; 12 – защитный экран; 13 – вентиль; 14 – стойка рабочей камеры

Рисунок 1 – Экспериментальная установка для исследования теплоотдачи с неизомермической оребренной поверхности при кипении теплоносителя

Таблица 1 – Характеристики оребренных образцов

Тип ребра	d_n/d_0 , мм/мм	h , мм	s , мм	δ_e / δ_0	L_{op} , мм	L_0 , мм	n , шт.
Продольное оребрение							
Треугольное	47/25	11	4,33	0/4	280	310	10
Трапециевидное	47,5/25	11,25		2/4			
Прямоугольное				4/4			
Поперечное оребрение							
Треугольное	50/25	12,5	4	0/4	284	310	36
Трапециевидное				2/4			
Параболическое				2/4			
Прямоугольное				2/2	278	47	

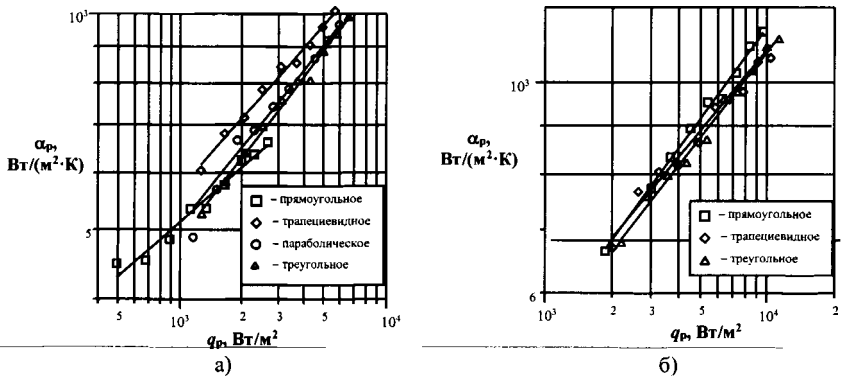
В третьей главе диссертации описаны результаты экспериментального исследования процессов теплопередачи через неизомермические оребренные поверхности при использовании в качестве теплоносителей кипящих ацетона, этилового спирта, а также озонобезопасного хладагента R134a.

Были проведены экспериментальные исследования интенсивности теплообмена через поверхности с различным типом оребрения (продольным и радиальным) и различным профилем ребер при пузырьковом режиме кипения жидкостей. Экспериментальные образцы пред-

ставляли дюралюминиевые горизонтальные трубы, оребренные фрезерованием. Экспериментальное исследование интенсивности теплопередачи через оребренную поверхность проводилось в условиях свободного движения кипящей жидкости – ацетона и этилового спирта при давлении их насыщенных паров 0,1...0,5 МПа в диапазоне тепловых потоков $q = 8...63$ кВт/м², теплоносителя R134a – при давлении насыщенных паров 0,4...0,8 МПа ($T_{\text{н}} = 9,8...31,1^{\circ}\text{C}$) в диапазоне $q = 8...63$ кВт/м² соответственно.

В итоге анализа результатов визуальных наблюдений процесса кипения и измерения величин перегрева теплоотдающей поверхности были выделены три стадии тепловых процессов в жидкости: конвективная, переходная и развитое кипение. Зарождение паровых пузырей происходило у основания ребер. Вследствие небольшого объема жидкости, заключенной в межреберных каналах, обеспечивалось увеличение степени перегрева жидкости, что обуславливало увеличение толщины перегретого слоя. При дальнейшем повышении тепловой нагрузки увеличивалось количество образующихся пузырей и возрастала частота их отрыва. Посредством деления подводимого теплового потока на тепловой поток, передаваемый межреберной поверхностью, и тепловой поток через основание ребер соответственно определялись плотности теплового потока на ребрах (q_p) и межреберной поверхности ($q_{\text{мр}}$).

По полученным значениям тепловых потоков (ΔQ) были определены зависимости коэффициентов теплоотдачи по элементам оребренной поверхности от плотности теплового потока. Характерные зависимости, полученные для ребер разного типа, изображены на Рисунке 2.

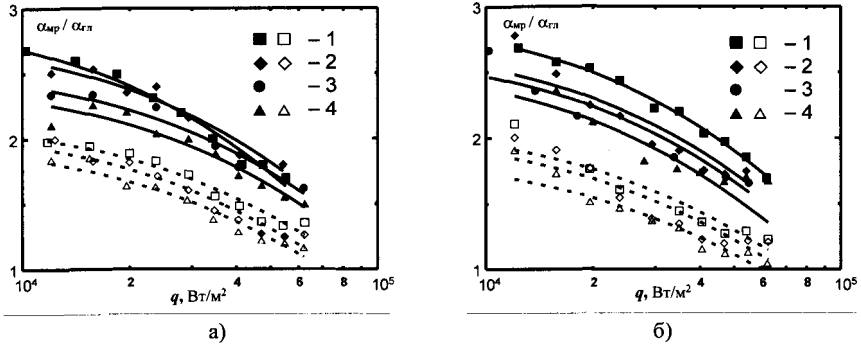


а - поперечное оребрение, кипящий ацетон;
б - продольное оребрение, кипящий этиловый спирт

Рисунок 2 – Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи по ребру от плотности теплового потока, отводимого ребром

В результате анализа полученных зависимостей можно сделать вывод о том, что средние коэффициенты теплоотдачи по ребру при развитом пузырьковом кипении и свободном отводе паровой фазы не зависят от профиля ребра.

На Рисунке 3 построены графики зависимости отношения коэффициента теплоотдачи на основной поверхности образца к коэффициенту теплоотдачи на гладкой поверхности ($\alpha_{\text{мп}} / \alpha_{\text{гд}}$) от плотности теплового потока, передаваемого кипящим ацетоном и этиловым спиртом, рассчитанные для всех типов исследованных оребренных поверхностей при постоянном ΔQ основной поверхности.



Профиль ребра: 1 – прямоугольный; 2 – трапециевидный;
3 – параболический; 4 – треугольный. Сплошные линии – поперечное оребрение;
штриховые линии – продольное оребрение; а – ацетон; б – этиловый спирт

Рисунок 3 – Зависимость $\alpha_{\text{мп}} / \alpha_{\text{гд}}$ от плотности теплового потока,
отводимого в кипящую жидкость

Как видно на Рисунке 3 при горизонтальном расположении труб, поперечное оребрение в 1,5 раза эффективнее продольного, что обусловлено более развитой поверхностью теплообмена и лучшими условиями отвода паровой фазы.

В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче при кипении ацетона и этилового спирта на ребре было получено следующее уравнение для расчета КТО:

$$\text{Nu}_p = 21 \cdot X^{-0,1} \cdot K_p^{0,3} \cdot \text{Pr}^{-0,2}, \quad (1)$$

где X – параметр, учитывающий площадь ребра (безразмерная площадь);

K_p – комплексная переменная;

Pr – число Прандтля.

Эта зависимость характерна для ребер как продольного, так и для поперечного типа, а результаты опытов описываются уравнением (1) с относительной погрешностью $\pm 15\%$.

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

– при оребрении поперечного типа

$$Nu_{\text{мп}} = 115 \cdot K_{\text{мп}}^{0,4} Pr^{-0,2}; \quad (2)$$

– при оребрении продольного типа

$$Nu_{\text{мп}} = 85 \cdot K_{\text{мп}}^{0,4} Pr^{-0,2}. \quad (3)$$

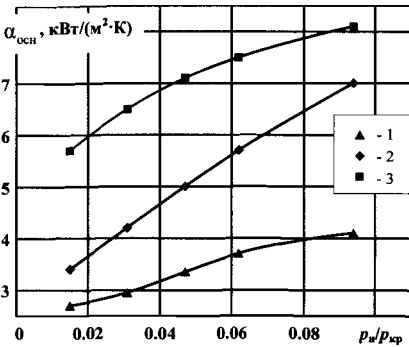
С учетом зависимостей (1)–(3) формула для расчета приведенного КТО (общего) для оребренной поверхности можно представить в виде

$$Nu = CK^m Pr^n. \quad (3^*)$$

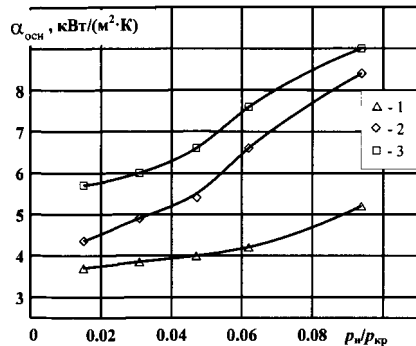
После определения постоянных C , m и n уравнение (4) можно записать

$$Nu = 181 \cdot K^{0,28} Pr^{-0,2}. \quad (3^{**})$$

Отличие в значениях константы C в формулах (2) и (3) можно объяснить ухудшением условий отвода паровой фазы с нижней поверхности образцов вследствие её запаивания при продольном расположении ребер. Относительная погрешность определения $\alpha_{\text{мп}}$ также не превышала 15 %.



а)



б)

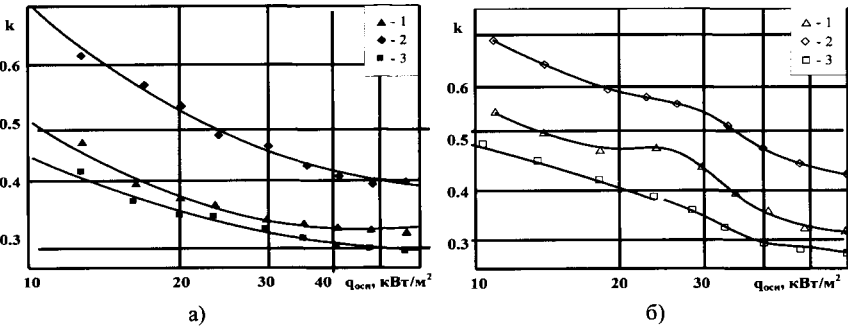
Тип оребрения: 1 – продольное треугольное, 2 – продольное трапециевидное, 3 – продольное прямоугольное; а – ацетон, б – этиловый спирт

Рисунок 4 – Зависимость $\alpha_{\text{осн}} = f(p_n / p_{\text{кр}})$

В целях выяснения закономерностей теплоотдачи с горизонтальных продольно-оребранных трубчатых поверхностей в условиях кипения жидкостей при различном давлении опыты проводились в диапазоне давлений от 0,1 до 0,5 МПа и плотностей тепловых потоков $q = 8...63$ кВт/м². На Рисунке 4 иллюстрированы результаты экспериментального исследования зависимости коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{осн}}$ основной поверхности от давления насыщенных паров при кипении ацетона и этилового спирта на оребренных поверхностях. Анализируя зависимость $\alpha_{\text{осн}} = f(p_n / p_{\text{кр}})$, видим, что $\alpha_{\text{осн}}$ непрерывно

возрастает при увеличении давления пара. Это обусловлено тем, что при увеличении давления уменьшается радиус элемента, который при данном значении ΔT может стать центром зарождения паровой фазы.

На основании проведенных экспериментальных исследований был определен характер влияния давления на интенсивность теплоотдачи несущей поверхности. Для этого определялся показатель степени k в функции $\alpha_{\text{осн}} = f(p_n / p_{\text{кр}})^k$ и его зависимость от плотности теплового потока. На Рисунке 5 построены зависимости показателя степени k от плотности теплового потока q , экспериментально полученные для продольно оребренных образцов с различной геометрией ребра. На Рисунке 5 видно, что с повышением плотности теплового потока степень влияния давления снижается. Это объясняется тем, что при возрастании давления уменьшается величина перегрева поверхности, необходимого для вскипания жидкости.



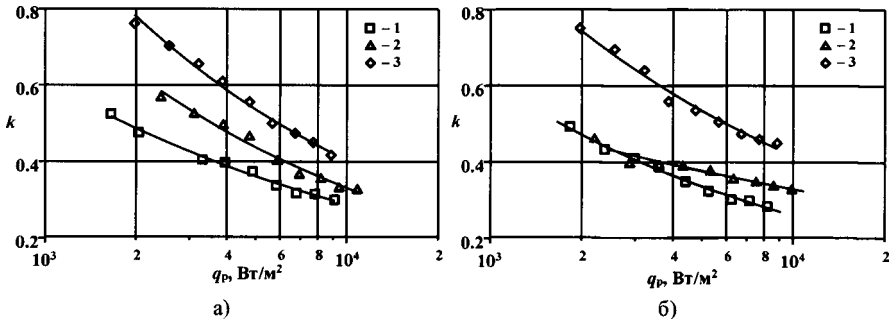
Тип оребрения: 1 – продольное треугольное, 2 – продольное трапециевидное, 3 – продольное прямоугольное; а – ацетон, б – этиловый спирт

Рисунок 5 – Зависимость показателя степени k в функции $\alpha_{\text{осн}} = f(p_n / p_{\text{кр}})^k$ от плотности теплового потока потока через основную поверхность, $q_{\text{осн}}$

На Рисунке 6 изображены зависимости значений показателя степени k от плотности теплового потока через ребро q_p , соответствующие продольно оребренным образцам с различным профилем ребра. Степень влияния давления на теплоотвод с ребра при повышении плотности теплового потока также снижается. Однако величина k имеет большие значения и функция $k(q_p)$ изменяется быстрее функции $k(q_{\text{осн}})$.

Теплофизические свойства жидкостей существенно влияют на интенсивность теплоотдачи при кипении. При выборе хладагента необходимо учитывать также запрет на использование озоноразрушающих хладагентов, принятый в протоколе Монреальской конвенции. Актуальность проблемы поиска экологически безопасных и нетоксичных рабочих тел, способных обеспечить эффективный теплообмен, обусловлена не только требованиями Монреальского протокола, но и стремлением снизить косвенный и прямой вклад холодильного оборудования в полный эквивалент глобального потепления. Этого эффекта можно достичь,

применяя хладагенты, имеющие высокую энергетическую эффективность и низкий потенциал глобального потепления. Таким требованиям в значительной степени удовлетворяет группа фреонов, характеризующихся нулевым озоноразрушающим потенциалом и низким потенциалом глобального потепления (в частности фреон R134a, являющийся хорошим заменителем запрещенного к применению фреона R12). В связи с широким применением R134a в холодильных и теплонасосных установках важно исследование тепловых процессов в теплообменной аппаратуре с установлением зависимостей между их количественными характеристиками при кипении жидкости, режимными параметрами и другими факторами, влияющими на интенсивность теплоотдачи.



Профиль ребра: 1 – прямоугольный, 2 – треугольный, 3 – трапецевидный;
а – этиловый спирт, б – ацетон

Рисунок 6 – Зависимость показателя степени k в функции $\alpha_p = C(p_n / p_{кр})^k$ от плотности теплового потока на ребре q_p

В диссертации проведены экспериментальные исследования теплоотдачи гладких технически шероховатых поверхностей и продольно оребренных трубчатых поверхностей при варьировании давления насыщающих паров кипящего фреона-134a в диапазоне (0,5 ... 0,8) МПа и (0,4...0,7) МПа соответственно и плотности теплового потока – в диапазоне 8...63 кВт/м².

На Рисунке 7 приведены результаты экспериментального исследования зависимости коэффициента теплоотдачи гладкой технически шероховатой поверхности от плотности теплового потока, полученные при различном давлении насыщающих паров кипящего фреона-134a. Анализируя Рисунок 7 видим, что интенсивность теплоотдачи возрастает при увеличении каждого из факторов: плотности теплового потока и давления насыщения.

В результате обобщения экспериментальных данных о теплоотдаче гладкой технически шероховатой поверхности, граничащей с фреоном 134a большого объема, кипящим при давлении насыщения $p_n = 0,5 - 0,8$ Мпа, в диапазоне тепловых потоков 8...63 кВт/м² получено критериальное уравнение, по которому можно рассчитать интенсивность теплоотдачи с относительной погрешностью $\pm 20\%$:

$$Nu = 15 \cdot K_p \cdot p_n^{0,5} Pr^{-0,2}. \quad (4)$$

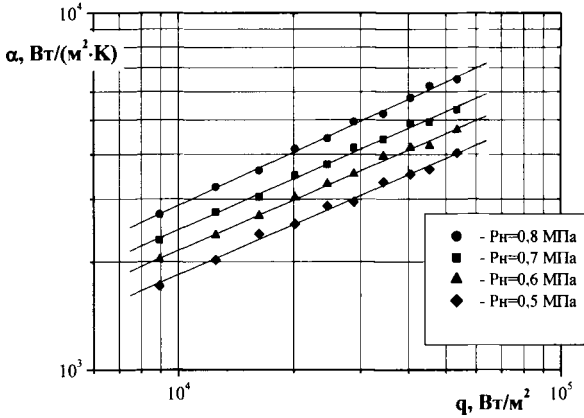


Рисунок 7 – Экспериментальная зависимость $\alpha = f(q)$ для гладкой технически шероховатой поверхности при различном давлении насыщенных паров кипящего фреона 134а

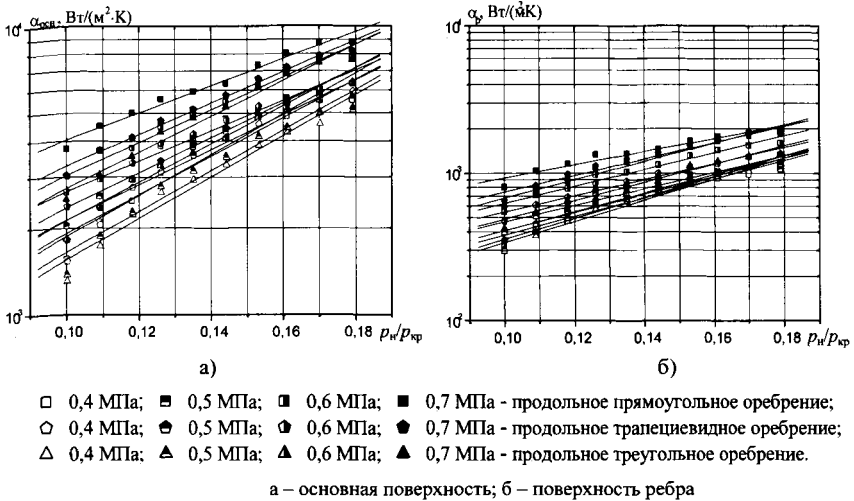


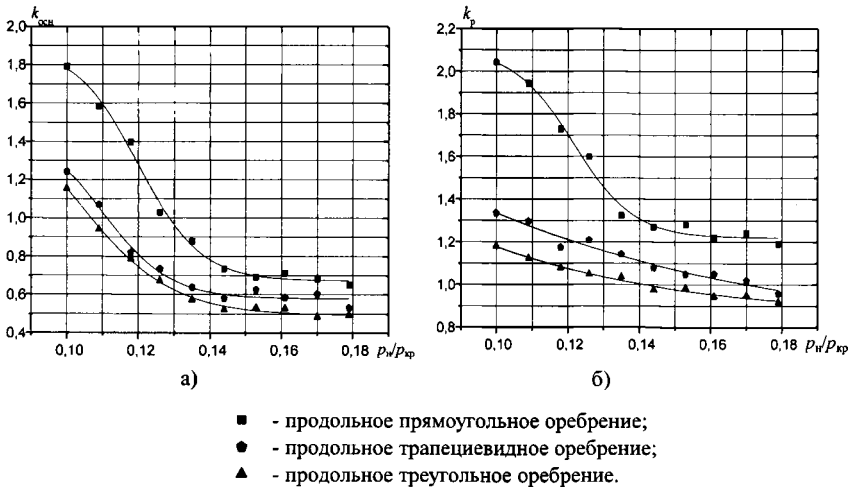
Рисунок 8 – Зависимость коэффициентов теплообмена $\alpha_{осн} = f(p_n / p_{кр})$ и $\alpha_p = f(p_n / p_{кр})$ от давления насыщенных паров

На Рисунке 8 приведены результаты экспериментального исследования зависимости коэффициента теплоотдачи составляющих оребренных поверхностей: межреберной поверхности (Рисунок 8 а) и поверхности ребра (Рисунок 8 б) – от давления насыщенных паров кипящего фреона-134а. Полученные зависимости $\alpha_{осн} = f(p_n / p_{кр})$ и $\alpha_p = f(p_n / p_{кр})$ – линей-

но возрастающие с увеличением давления. Увеличение коэффициента теплоотдачи обусловлено тем, что с ростом давления увеличивается количество центров парообразования, вовлеченных в процесс генерации паровых пузырей. Однако при достаточно больших плотностях теплового потока преобладающая часть потенциальных центров парообразования уже включена этот процесс, и при дальнейшем увеличении давления интенсификации теплообмена не происходит.

На основании проведенных экспериментальных исследований был определен показатель степени k в зависимостях $\alpha = f\left(p_n/p_{кр}\right)^k$.

На Рисунке 9 иллюстрированы экспериментально полученные зависимости показателя степени k от приведенного давления при развитом пузырьковом кипении фреона-134а, установленные для отдельных составляющих поверхности продольно оребренных образцов с различной геометрией ребра: для межреберной поверхности (Рисунок 9 а) и для поверхности ребра (Рисунок 9 б).



а – основная поверхность; б – поверхность ребра

Рисунок 9 – Зависимость показателей степени $k_{осн}$ и k_p от приведенного давления паров при пузырьковом кипении фреона R134а

Анализируя Рисунок 9 видим, что с повышением приведенного давления степень его влияния снижается, что можно объяснить уменьшением при возрастании давления перегрева, необходимого для вскипания жидкости и заполнения паром межреберного пространства. С учётом приведенных выше рассуждений удалось обосновать ослабление степени влияния давления на интенсивность теплоотдачи при увеличении теплового потока. При значении $p_n/p_{кр} = 0,15$ степень влияния давления становится практически постоянной, но разной при оребрении разного профиля. Степень влияния давления связана с темпом активации центров парообразования. Для теплоотдающих поверхностей сложной структуры, имеющих ак-

тивные центры парообразования различного происхождения (оребрение, пористость и т.д.), это влияние проявляется сильнее, чем для гладкой поверхности, так как с изменением давления насыщения количество центров парообразования в них изменяется быстрее.

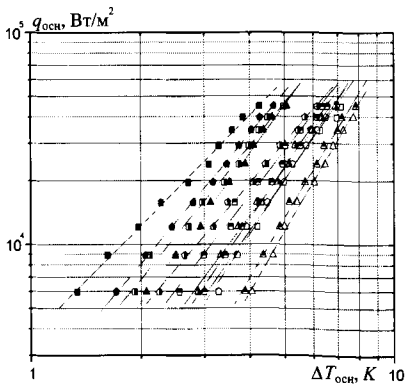
На Рисунке 10 построены зависимости плотности теплового потока через основную поверхность от температурного напора на межреберной поверхности (Рисунок 10а) и плотности теплового потока через поверхность ребер от температурного напора на них (Рисунок 10в) во всем исследованном диапазоне давлений и плотностей теплового потока. При возрастании тепловой нагрузки и давления насыщения интенсивности теплоотдачи увеличивается.

Выявлено, что при кипении фреона R134a при различных давлениях насыщения интенсивность теплоотдачи с оребренных поверхностей не зависит от профиля ребра, а определяется только режимными параметрами, что соответствует ранее сделанным выводам.

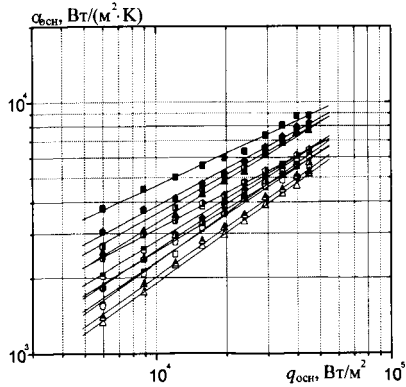
На Рисунке 10 б и Рисунке 10 г представлены зависимости коэффициента теплоотдачи межреберной поверхности и ребра соответственно от плотности теплового потока.

Повышение интенсивности теплообмена с увеличением давления насыщения при кипении обусловлено уменьшением отрывного диаметра парового пузыря и увеличением плотности центров парообразования вследствие улучшения условий зарождения паровых пузырей на теплоотдающей поверхности.

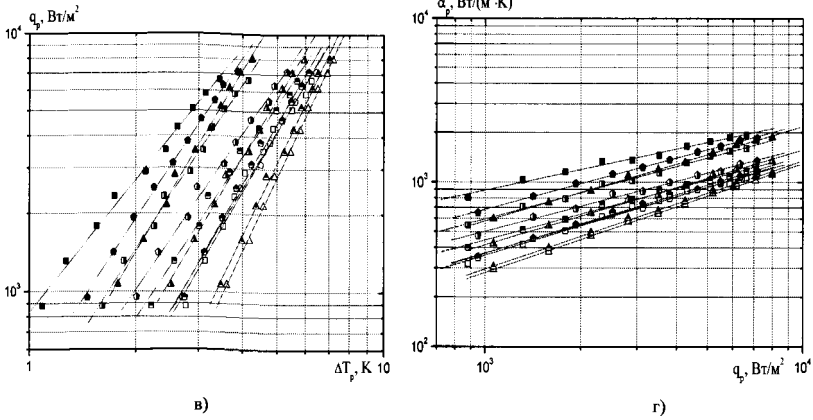
Степень влияния давления на теплообмен через оребренные поверхности выше, чем через гладкую поверхность, из-за большего количества активных центров парообразования.



а)



б)



- 0,4 МПа; ■ 0,5 МПа; ▣ 0,6 МПа; ■ 0,7 МПа - продольное прямоугольное ребрение;
 ○ 0,4 МПа; ⊕ 0,5 МПа; ⊕ 0,6 МПа; ⊕ 0,7 МПа - продольное трапецевидное ребрение;
 △ 0,4 МПа; ▲ 0,5 МПа; ▲ 0,6 МПа; ▲ 0,7 МПа - продольное треугольное ребрение.

Диапазон давлений насыщения $p_n = 0,4...0,7$ МПа ($t_n = 9,8...27,5^\circ\text{C}$)

Рисунок 10 – Экспериментальные зависимости плотности теплового потока от температурного напора и коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока, установленные для основной и реберной поверхности продольно ребренных теплообменников с различным профилем ребра при кипении фреона R134a

В результате обобщения экспериментальных данных о теплоотдаче ребренных поверхностей при кипении фреона 134a большого объема при давлении насыщения $p_n = 0,4 - 0,7$ МПа и варьировании тепловых потоков в диапазоне $8...63$ кВт/м² получено критериальное уравнение, на основе которого можно рассчитать интенсивность теплоотдачи с относительной погрешностью $\pm 25\%$:

для ребра

$$Nu = 1X^{-0,15} Re^{0,54} Pr^{-0,37} K_p^{1,22}, \quad (5)$$

для межреберной поверхности

$$Nu = 3,6 Re^{0,52} Pr^{-0,37} K_p^{0,88}. \quad (6)$$

В третьей главе описаны также результаты исследования теплообмена на ребренных и капиллярнопористых поверхностях при кипении озонобезопасных смесевых хладагентов R404a, R407c, R410a.

Экспериментальные исследования теплообмена на ребренной поверхности были проведены при кипении смесевых хладагентов R404a, R407c и R410a большого объема в условиях их свободного движения; получены расчетные соотношения для определения КТО при использованных режимных параметрах. Экспериментальные исследования проводились

на установке, описанной в главе 2 с использованием описанных там же образцов. Так как было установлено, что КТО при кипении хладагента не зависит от типа и профиля ребра, то далее приведены результаты исследования, полученные с использованием образца №1.

На Рисунке 11 иллюстрированы зависимости КТО от теплового потока через оребренную поверхность, полученные при разных условиях кипения фреонов R404a, R407c, R410a.

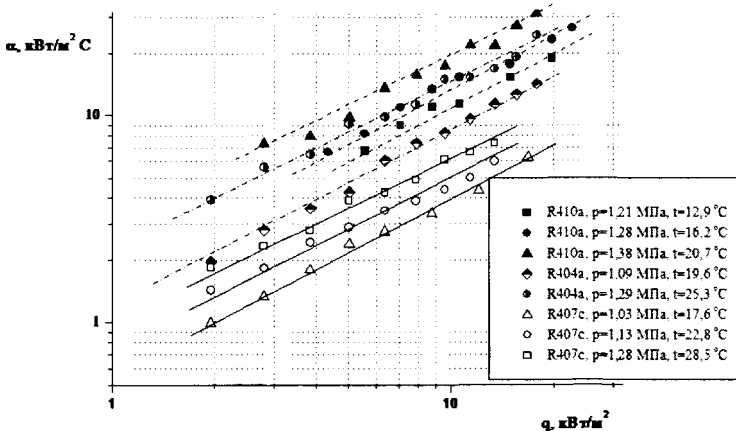


Рисунок 11 – Зависимость коэффициента теплоотдачи оребренной поверхности от теплового потока при разных условиях кипения фреонов R404a, R407c и R410a

В настоящее время не существует единого математического описания процесса теплообмена через оребренную поверхность и, как следствие, нет единой системы чисел подобия, используемой при обработке опытных данных. Основываясь на той или иной физической модели процесса, различные авторы применяют различные математические алгоритмы его описания, на основе которых получают различные системы чисел подобия.

Сравним экспериментально найденные КТО при пузырьковом кипении жидкости с результатами их расчета на основе различных уравнений подобия: уравнения В.И. Толубинского, С.С. Кутателадзе и Д.А. Лабунцова.

На основании уравнения Толубинского было получено следующее эмпирическое уравнение для расчета КТО оребренной поверхности при пузырьковом кипении хладагентов:

$$Nu = 80 \cdot K^{0.7} \cdot Pr^{0.4} \quad (7)$$

Эмпирическое уравнение подобия для расчета КТО оребренной поверхности при пузырьковом кипении смесевых хладагентов, полученное на основании уравнения С.С. Кутателадзе, имеет вид

$$Nu = 7 \cdot 10^{-4} \cdot Re^{0.7} \cdot K_p^{0.7} \cdot Pr^{0.5} \quad (8)$$

Эмпирическое уравнение подобия для расчета КТО оребренной поверхности при пузырьковом кипении рассматриваемых хладагентов, полученное на основании уравнения Лабунцова, можно представить формулой:

$$\text{Nu} = 3,0 \cdot \text{Re}^{0,56} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (9)$$

Как видно на Рисунке 12, экспериментально полученная зависимость коэффициента теплообмена от теплового потока при кипении смесевых хладагентов наиболее точно описывается уравнением подобия, полученным на основе уравнения Кутателадзе.

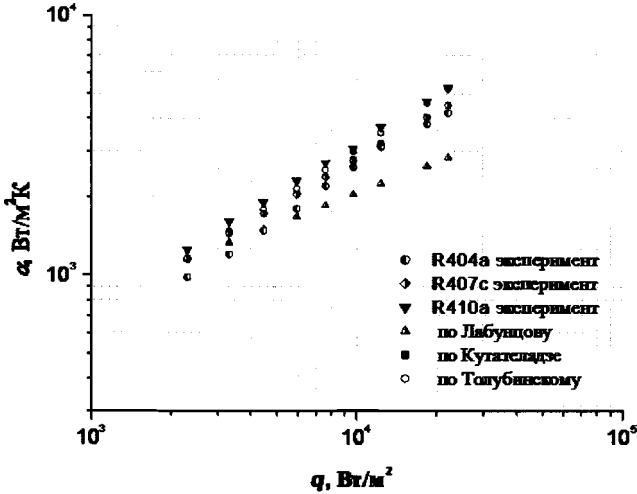


Рисунок 12 – Сравнение коэффициентов теплоотдачи оребренной поверхности, полученных при кипении фреонов R404a, R407c и R410a в эксперименте, и рассчитанных по критериальным уравнениям (7), (8) и (9)

Для определения КТО высокотеплопроводных порошковых спеченных капиллярно-пористых покрытий (КПП) при кипении хладагентов R404a, R407c и R410a и установления его зависимости от различных факторов, которые определяют процесс кипения в испарителях холодильных, теплонасосных и тригенерационных установок, соответствующие исследования были проведены на установке, описанной в главе 2.

Экспериментальные исследования проводились в условиях большого объема хладагента при давлениях насыщения $p_n = 0,9 \dots 1,4$ МПа и плотностях теплового потока $q = 5 \dots 35$ кВт/м². Образцы представляли медные трубки с КПП из медного порошка, содержащего частицы различного размера (Рисунок 13). Теплофизические свойства использованных фреонов приведены в Таблице 2, а характеристики образцов – в Таблице 3.

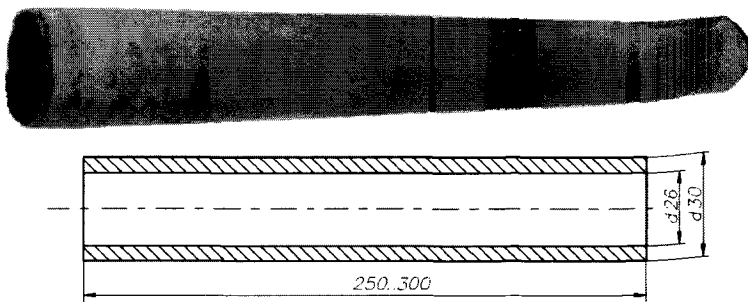


Рисунок 13 – Медный образец с пористым покрытием

Таблица 2 – Теплофизические свойства используемых фреонов

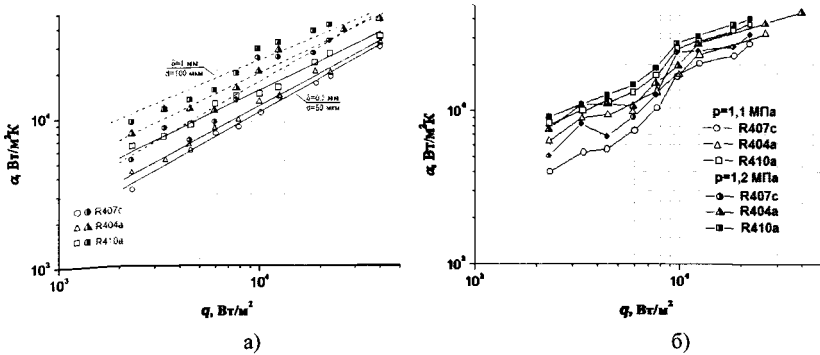
Фреон	R404A	R407C	R410A
Температура кипения при атм. давл., °C	-46,30	-43,80	-51,50
Средняя относительная молярная масса	97,60	86,20	72,60
Критическая температура, °C	72,00	86,20	72,20
Критическое давление, кг/см ²	37,80	48,30	49,90
Потенциал разрушения озона	0,00	0,00	0,00
Влияние галоидоуглерода на всеобщее потепление	0,96	0,34	0,34

Таблица 3 – Параметры пористого покрытия

Номер образца	Толщина слоя пористого покрытия δ , мм	Средний диаметр частиц d_p , мкм	Пористость, %
1	0,50	50,0	50-55
2		100,0	
3	0,70	50,0	
4		100,0	
5	1,0	50,0	
6		100,0	

Развитое устойчивое пузырьковое кипение наблюдалось уже при малых тепловых нагрузках, при которых теплопровод с ребристых и особенно гладких труб происходит в режиме свободной конвекции.

$f(q)$, экспериментально установленные при кипении фреонов R407c, R404a и R410a в образцах с различной толщиной стенок трубы и различным средним диаметром частиц в КПП.



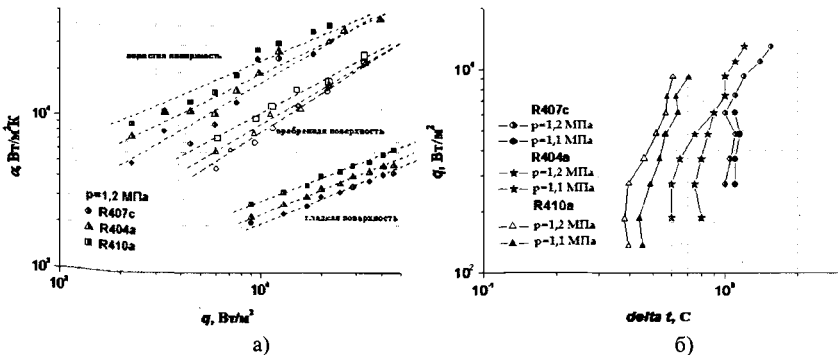
а) при различной толщине и различном среднем диаметре частиц;
б) при различных давлениях насыщения

Рисунок 14 – Экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока $\alpha=f(q)$ через поверхность со спеченным КПП при кипении фреонов R407c, R404a и R410a

Наибольшая интенсивность теплоотдачи имела место при толщине слоя пористого покрытия 1 мм и диаметре частиц 100 мкм (Рисунок 14 а).

Увеличение КТО при увеличении теплового потока было вызвано увеличением давления. Как видно на Рисунке 14 б, при больших плотностях тепловых потоков (свыше 30 кВт/м²) влияние давления на КТО проявляется слабо. Выбор оптимального значения давления связан с необходимостью учёта совместного влияния множества факторов.

Анализируя Рисунок 15 а, можно сравнить КТО различных поверхностей (оребрённой поверхности с трапецевидным профилем ребра и пористой поверхности с толщиной 1 мм и средним диаметром частиц 100 мкм) при кипении фреонов R407c, R404a и R410a.



а) экспериментальные зависимости $\alpha=f(q)$ для различных поверхностей;
б) экспериментальные зависимости $q=f(\Delta t)$ для пористой поверхности

Рисунок 15 – Сравнительные характеристики процесса теплоотдачи при кипении фреонов R407c, R404a и R410a

Экспериментально установлено, что КТО поверхности со спеченным КПП при кипении исследуемых хладагентов значительно выше, чем гладкой (в 4 раза) и оребренной (в 1,5 раза) поверхностей, что стало основанием для вывода о преимуществе труб с пористым покрытием. С этим свойством труб с КПП связана потенциальная возможность уменьшения массогабаритных показателей теплоэнергетических установок. Заметим, что интенсификация теплообмена при кипении фреонов наблюдалась во всем исследованном диапазоне тепловых нагрузок.

На Рисунке 15б показана зависимость плотности теплового потока от температурного напора. Сравнивая графики, соответствующие кипению одного и того же хладагента, видим, что при повышении давления температурные напоры снижаются, однако этот эффект компенсируется увеличением тепловой нагрузки, обуславливающим повышение интенсивности теплообмена, которое может обусловить возникновение кризиса кипения при более низких тепловых потоках.

В ходе анализа результатов эксперимента были выделены наиболее существенные для процесса теплообмена явления и факторы, которые затем были учтены при получении обобщенного критериального уравнения. При количественных оценках теоретических моделей учитывались только установленные экспериментально значения факторов.

При обобщении экспериментальных данных об интенсивности теплоотдачи медных спеченных капиллярно-пористых структур при кипении хладагентов большого объема была получена следующая критериальная зависимость:

$$Nu = 99 \cdot K_{kc}^{0.7} \cdot K^{0.9} \cdot Pr^{0.6} . \quad (10)$$

При этом учитывались числовые значения величин, характеризующих физические свойства жидкости и пара, соответствующие линии насыщения.

Удовлетворительное (с относительной погрешностью 20%) соответствие результатов расчета КТО по обобщенному критериальному уравнению (10) опытным данным достигнуто в широком интервале параметров КПП. Полученная зависимость может быть использована для тепловых конструктивных расчетов испарителей различного назначения.

Для удобства практического использования уравнения для расчета КТО теплоотдающих поверхностей при кипении легкокипящих и низкокипящих жидкостей, полученные в главе 3 при обобщении результатов экспериментальных исследований, сведены в Таблицу 4.

Таблица 4 – Расчетные формулы для определения КТО теплоотводящих поверхностей при кипении хладагента

Поверхность	Жидкость	Температура кипения при $P_H=10^5$ Па, °С	Расчетная формула
Оребренная	Ацетон	56,10	– для поперечного оребрения $Nu_p = 21 \cdot X^{-0.1} \cdot K_p^{0.3} \cdot Pr^{-0.2}$
	Этиловый спирт	78,40	$Nu_{mp} = 115 \cdot K_{mp}^{0.4} Pr^{-0.2}$
			– для продольного оребрения $Nu_{mp} = 85 \times K_{mp}^{0.4} Pr^{-0.2}$
			$Nu = 181 \cdot K^{0.28} Pr^{-0.2}$
	R134A	-26,30	$Nu_{mp} = 3,6 \cdot Re^{0.52} \cdot Pr^{-0.37} \cdot K_p^{0.88}$ $Nu_p = 1,0 \cdot X^{-0.15} Re^{0.54} Pr^{-0.37} K_p^{1.22}$ $Nu = 31 \cdot Re^{0.32} \cdot Pr^{-0.37} \cdot K_p^{0.88}$
	R404A	-46,30	$Nu = 7 \cdot 10^{-4} \cdot Re^{0.7} \cdot K_p^{0.7} \cdot Pr^{0.5}$
R407C	-43,80		
R410A	-51,50		
Технически шероховатая	R134A	-26,30	$Nu = 9,0 \cdot Re^{0.5} \cdot K_p^{0.11} \cdot Pr^{-0.3}$
Капиллярно-пористая	R404A	-46,30	$Nu = 99 \cdot K_{kc}^{0.7} \cdot K^{0.9} \cdot Pr^{0.6}$
	R407C	-25,60	
	R410A	-51,50	

В четвертой главе диссертации результаты теоретического исследования процессов теплообмена на неизотермических оребренных поверхностях при развитом пузырьковом кипении жидкостей изложены как описание предложенной теплофизической модели теплообмена на ребрах.

Постановка задачи. Анализ теплообмена на рассматриваемых ребрах произведен с учетом следующих допущений:

1. Тепловой поток в ребре и его температура стационарны.
2. Коэффициент теплопроводности материала ребра одинаков во всем объеме.
3. Ребро окружает среда, температура которой с постоянна.
4. Перепад температур по толщине ребра мал по сравнению с перепадом температур по его высоте.
5. В основании ребра температура постоянна.
6. Термическое сопротивление контактной области между ребром и основной поверхностью отсутствует.
7. В ребре нет внутренних источников и стоков теплоты.
8. Тепловой поток через границу «ребро – кипящая жидкость» пропорционален разности температур ребра и жидкости.

9. КТО изменяется по высоте ребра.

Условия применимости предлагаемой теплофизической модели теплообмена на ребрах при кипении жидкостей: рассматривается теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей; температурный напор на границе «ребро – кипящая жидкость» находится в пределах $\vartheta_{нк} \leq \vartheta \leq \vartheta_{кр1}$, где $\vartheta_{нк}$ – температурный напор в начале кипения; $\vartheta_{кр1}$ – температурный напор, соответствующий первому кризису кипения.

Межреберное расстояние для системы ребер принимается равным двум отрывным диаметрам парового пузыря.

Продольные ребра. Предлагается модель теплообмена на продольных ребрах различного профиля при развитом пузырьковом кипении жидкостей (Рисунок 16).

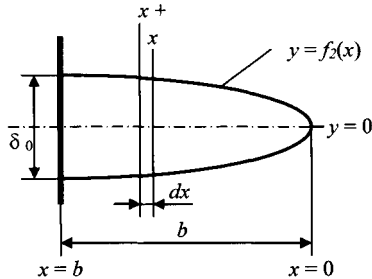


Рисунок 16 – Обобщенный профиль продольного ребра

Составляется уравнение теплового баланса для поверхности ребра, при этом тепловой поток dQ , передаваемый через нее от несущей поверхности к кипящей жидкости равен:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2. \quad (11)$$

Левая часть уравнения (11) представляет количество теплоты, передаваемой вследствие теплопроводности в единицу времени через поверхность ребра, и определяется по известной формуле

$$dQ = \lambda \left[2L f_2(x) \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + 2L \frac{df_2(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx} \right] dx. \quad (12)$$

Здесь $f_2(x)$ – функция, описывающая профиль ребра; L – длина ребра.

Правая часть уравнения представлена в виде суммы количества теплоты dQ_1 , отводимого боковыми поверхностями ребра в единицу времени и расходуемого на парообразование, и количества теплоты dQ_2 , расходуемого на преодоление сил инерции, которые удерживают паровой пузырь на теплоотдающей поверхности.

Величина теплового потока dQ , отводимого с боковой поверхности элемента ребра шириной dx , при развитом пузырьковом кипении пропорциональна массе пара, поступившего в па-

ровой пузырь с элемента криволинейной поверхности парового пузыря dM/dF , скорости роста парового пузыря $dR/d\tau$, температурному напору, равному разности температуры теплоотдающей поверхности и температуры насыщения паров кипящей жидкости ϑ и удельной теплоемкости жидкости c_* при температуре насыщения. Таким образом, тепловой поток dQ_1 , расходуемый на испарение жидкости с боковых поверхностей элемента ребра, и тепловой поток dQ_2 , расходуемый на преодоление сил инерции, можно определить по формулам

$$dQ_1 = 2 \frac{dM}{dF} \left(\frac{dR}{d\tau} \right) c_* \vartheta dx = 2\gamma^2 \frac{\lambda_* c_*^2 \vartheta^3}{r_*^2} \left(\frac{\rho_*}{\rho_n} \right) dx,$$

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

Следовательно, уравнение теплового баланса на продольных ребрах при кипении жидкостей может быть записано в виде:

$$f_2(x) \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + \frac{df_2(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx} = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a Ja^2 c_* \vartheta}{\lambda L} + \gamma^2 \left(\frac{1600}{3} \right) \frac{\pi \rho_* a^3 Ja^4}{R_0 \lambda L^2} \right]. \quad (13)$$

Радиальные (поперечные) ребра. Изображение профиля радиального ребра произвольного профиля приведено на Рисунок 17.

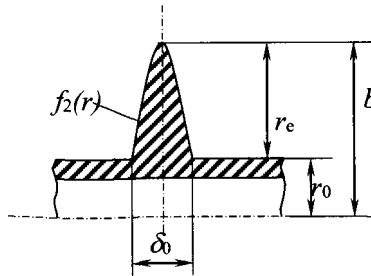


Рисунок 17 – Схема обобщенного профиля радиального ребра

Учитывая приведенные ранее выражения, дифференциальное уравнение процесса теплообмена на радиальных ребрах произвольного профиля при развитом пузырьковом кипении жидкостей можно представить в виде

$$f_2(r) \frac{d^2 \vartheta}{dr^2} + \frac{f_2(r)}{r} \frac{d\vartheta}{dr} + \frac{df_2(r)}{dr} \frac{d\vartheta}{dr} = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a Ja^2 c_* \vartheta}{2\pi r \lambda} + \gamma^2 \left(\frac{800}{3} \right) \frac{\rho_* a^3 Ja^4}{r \lambda d_0 \pi r_0} \right]. \quad (14)$$

На поверхности продольных ребер должны выполняться следующие граничные условия:

$$\text{при } x = b \quad \vartheta = \vartheta_0;$$

$$\text{при } x = 0 \quad \frac{d\vartheta}{dx} = -\frac{\alpha_* \vartheta_e}{\lambda}; \quad (15)$$

– для радиальных (поперечных) ребер

$$\text{при } r = r_0 \quad \vartheta = \vartheta_0;$$

$$\text{при } r = r_e \quad \frac{d\vartheta}{dr} = -\frac{\alpha_* \vartheta_e}{\lambda}. \quad (16)$$

Подставляя в уравнения (15) и (16) выражения, описывающие профиль ребра: продольного

$$f_2(x) = (\delta_0/2)(x/b)^{(1-2n)/(1-n)} \text{ и радиального } f_2(r) = \frac{\delta_0 \left[(1+r_0/b)^n - (r/b)^n \right]}{2} \text{ при } n \geq 1;$$

$$f_2(r) = \frac{\delta_0}{2} \text{ при } n = 0, \text{ – можно получить дифференциальные уравнения для описания теплопроводности через продольные и радиальные ребра различного профиля.}$$

В результате решения этих уравнений были получены выражения для коэффициента теплоотдачи с поверхности обобщенного продольного ребра

В результате решения этих уравнений были получены выражения для коэффициента теплоотдачи с поверхности обобщенного продольного ребра

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж}}{L} + \gamma^2 \left(\frac{1600}{3} \right) \frac{\pi \rho_{ж} a^3 J a^4}{L^2 \vartheta R_0} \right] \quad (17)$$

и обобщенного радиального ребра

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left[\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{ж}}{2\pi r} + \gamma^2 \left(\frac{400}{3} \right) \frac{\rho_{ж} a^3 J a^4}{r \vartheta R_0 \pi r_0} \right]. \quad (18)$$

Уравнения (15) и (16) можно представить в безразмерном виде:

$$F_2(x) \frac{d^2\theta}{dX^2} + \frac{dF_2(x)}{dX} \frac{d\theta}{dX} = Z \gamma^2 J a^2 \theta \left(\frac{1}{L_*} \right) \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right) \left(\frac{\lambda_{ж}}{\lambda} \right) (1 + P_{пр}), \quad (19)$$

$$F_2(r) \frac{d^2\theta}{dR^2} + \frac{F_2(r)}{R} \frac{d\theta}{dR} + \frac{dF_2(r)}{dR} \frac{d\theta}{dR} = Z J a^2 \gamma^2 \theta \left(\frac{1}{2\pi R} \right) \left(\frac{\lambda_{ж}}{\lambda} \right) \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right) [1 + P_p] \quad (20)$$

Безразмерные выражения для коэффициентов теплоотдачи с продольных и радиальных ребер (числа Нуссельта) соответственно определим по формулам

$$Nu = Z J a^2 \gamma^2 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right) \left(\frac{l_*}{L} \right) [1 + \Pi_{пр}], \quad (21)$$

$$Nu = Z J a^2 \gamma^2 \left(\frac{l_*}{2\pi r} \right) \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right) [1 + \Pi_{рад}]. \quad (22)$$

$$\text{Здесь } \Pi_{\text{прод}} = \left(\frac{1600}{3}\right) \frac{\pi \rho_{\text{ж}}^2 a^3 \text{Ja}^2}{9 R_0 \lambda_{\text{ж}} \rho_{\text{л}} L}; \quad \Pi_{\text{рад}} = \left(\frac{800}{3}\right) \frac{\rho_{\text{ж}}^2 a^3 \text{Ja}^2}{\lambda_{\text{ж}} 9 R_0 \rho_{\text{л}} r}.$$

Анализируя уравнения (21) и (22), видим, что число Нуссельта, а, следовательно, и коэффициент теплоотдачи ребер не зависит от формы профиля ребра, а определяется его геометрическими параметрами, внутренними характеристиками процесса кипения, теплофизическими свойствами жидкости и режимными параметрами (давлением насыщения и тепловой нагрузкой). При совместном анализе уравнений (11) и (22) отметим, что инерционные составляющие в этих уравнениях $\Pi_{\text{прод}}$ и $\Pi_{\text{рад}}$ при развитом пузырьковом кипении гораздо меньше единицы, поэтому коэффициенты теплоотдачи с поверхности продольных и радиальных ребер соответственно можно определять по формулам

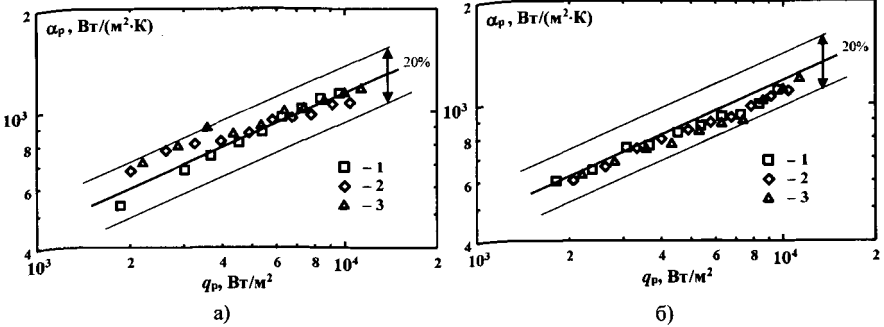
$$\text{Nu} = Z \text{Ja}^2 \gamma^2 \left(\frac{\rho_{\text{л}}}{\rho_{\text{ж}}}\right) \left(\frac{l_*}{L}\right) \quad \text{при } \Pi_{\text{прод}} \ll 1, \quad (23)$$

$$\text{Nu} = Z \text{Ja}^2 \gamma^2 \left(\frac{l_*}{2\pi r}\right) \left(\frac{\rho_{\text{л}}}{\rho_{\text{ж}}}\right) \quad \text{при } \Pi_{\text{рад}} \ll 1. \quad (24)$$

Если в уравнении (23) заменить длину L продольного ребра эквивалентной длиной радиального ребра $L_{\text{экв}} = 2\pi r$, то получим уравнение, пригодное для расчета коэффициентов теплоотдачи как для продольных, так и для радиальных ребер при тех же ограничениях для параметров $\Pi_{\text{прод}}$ и $\Pi_{\text{рад}}$:

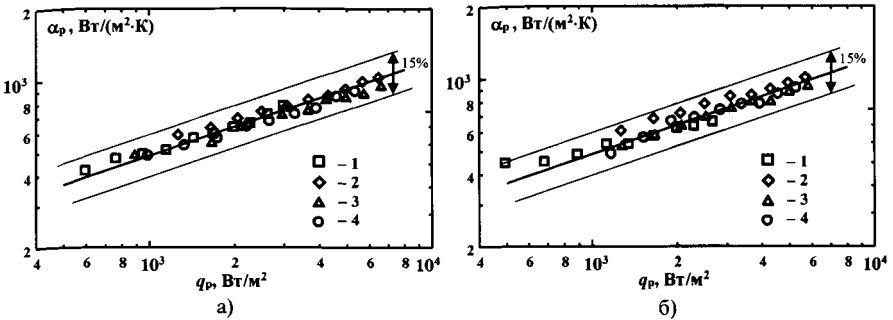
$$\text{Nu} = Z \text{Ja}^2 \gamma^2 \left(\frac{l_*}{2\pi r}\right) \left(\frac{\rho_{\text{л}}}{\rho_{\text{ж}}}\right).$$

С использованием соотношений (19) и (20), полученных в результате решения уравнений теплофизической модели, были рассчитаны средние значения КТО с поверхности ребер различного профиля при продольном и поперечном оребрении и давлении насыщения 0,1 МПа и произведено их сравнение со значениями α , экспериментально найденными при тех же условиях. В качестве рабочих жидкостей были выбраны ацетон и этиловый спирт. Результаты сравнения иллюстрированы на Рисунках 18 и 19. Видно, что средние расчетные значения КТО с поверхности ребер находятся в удовлетворительном соответствии с экспериментальными значениями КТО, найденными с относительной погрешностью 15-20 %.



Профиль ребра: 1 – прямоугольный; 2 – трапециевидный; 3 – треугольный;
 а – этиловый спирт; б – ацетон; сплошная линия – расчет на основе
 уравнения (15); символы – экспериментальные значения α_p

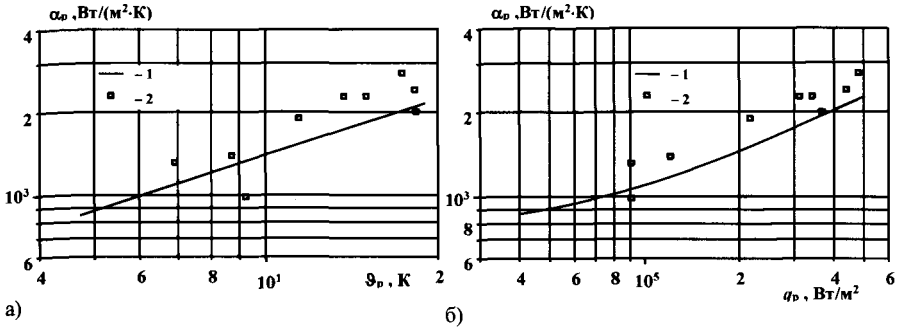
Рисунок 18 – Зависимость $\alpha_p = f(q_p)$ при продольном оребрении



Профиль ребра: 1 – прямоугольный; 2 – трапециевидный; 3 – треугольный;
 4 – параболический; а – этиловый спирт; б – ацетон; сплошная линия – расчет
 на основе уравнения (16); символы – экспериментальные значения α_p

Рисунок 19 – Зависимость $\alpha_p = f(q_p)$ при поперечном оребрении

На фрагментах а и б Рисунка 20 приведены соответственно расчетные зависимости КТО с поверхности цилиндрического шипа от среднего температурного напора и средней плотности теплового потока, и для сравнения – экспериментальные данные других авторов, полученные при кипении фреона 113. Относительная погрешность определения КТО 30 %.



1 – расчет на основе уравнения (19); 2 – экспериментальные данные, полученные в условиях кипения фреона R113 (Л.И. Ройзен с соавторами)

Рисунок 20 – Зависимости среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи цилиндрического шипа от среднего по шипу температурного напора и средней по шипу плотности теплового потока

Шуны. Схематическое изображение шипа произвольного профиля с указанием параметров и функций, учитываемых при расчете его КТО, приведено на Рисунке 21.

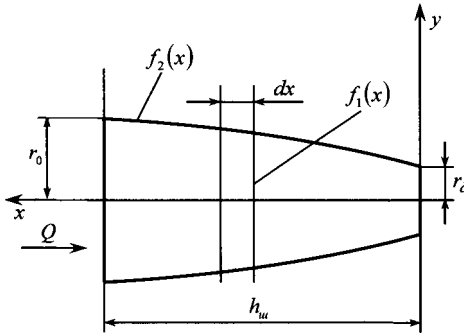


Рисунок 21 - Шип произвольного профиля

На основании уравнения теплового баланса при условии, что $dQ_2 = 0$, дифференциальное уравнение теплопроводности для шипа при граничных условиях, аналогичных указанным в (15), (16), можно записать в виде

$$\left[r(x) \frac{d^2 \vartheta}{dx^2} + 2 \frac{dr(x)}{dx} \frac{d\vartheta}{dx} \right] = \frac{4\varphi}{\pi^2 r(x) \lambda d_0^2} (\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_* \vartheta). \quad (25)$$

Учитывая в (25) явный вид функции, описывающей профиль шипа, можно получить дифференциальные уравнения теплопроводности для шипов различного профиля.

При расчете коэффициента теплоотдачи обобщенного шипа было получено выражение

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a \text{Ja}^2 c_{ж}}{2\pi r(x)} \right). \quad (26)$$

После введения в рассмотрение радиуса $r_0^{\text{шп}}$ основания шипа прямоугольного профиля, площадь теплообмена которого равна площади теплообмена шипа другого профиля, выражение для расчета коэффициента теплоотдачи шипа любого заданного профиля можно вычислить по формуле

$$\alpha_* = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a \text{Ja}^2 c_{ж}}{2\pi r_0^{\text{шп}}} \right). \quad (27)$$

Анализируя полученные уравнения видим, что коэффициент теплоотдачи шипов в условиях кипения хладагента также не зависит от формы профиля шипа, а определяется только внутренними характеристиками процесса кипения, режимными параметрами, теплофизическими свойствами жидкости и геометрическими размерами шипа.

Приводя уравнения (25) и (27) к безразмерному виду, получим

$$\left[\frac{d^2\theta}{dX^2} + \frac{2}{R} \frac{dR}{dX} \frac{d\theta}{dX} \right] = \frac{Z\gamma^2 \text{Ja}^2 \theta}{R^2} \left(\frac{\rho_n a c_{ж}}{\pi \lambda} \right), \quad (28)$$

$$\text{Nu}_* = Z\gamma^2 \text{Ja}^2 \left(\frac{l_*}{2\pi r_0^{\text{шп}}} \right) \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right). \quad (29)$$

Применение оребренных поверхностей для отвода тепловых потоков высокой плотности в кипящую жидкость представляет значительный интерес, так как критическая плотность теплового потока $q_{\text{кр}}$, при которой имеет место первый кризис кипения, иначе говоря, кризис теплоотдачи на ребрах гораздо выше, чем при использовании гладких теплоотдающих поверхностей.

Определение $q_{\text{кр}}$, как правило, производится экспериментально, что часто связано с большими трудностями, а полученные на основе моделирования аналитические выражения или относятся к ребрам простейшей формы (прямоугольным), или очень громоздки, и поэтому невозможно их применять в инженерных расчетах.

На основе предложенного в настоящей диссертации алгоритма моделирования получены значительно более простые формулы для определения коэффициента теплоотдачи при первом кризисе кипения $\alpha_{\text{кр}}$ и критической плотности теплового потока $q_{\text{кр}}$ – соответственно

$$\alpha_{кр} = \sqrt[3]{C^2 \frac{\varphi \gamma^{0,2} \lambda_n^{0,66} g^{0,2} \rho_{ж}^{0,44} a_{ж}^{0,1} c_{ж}^{0,34}}{0,875(\pi d_0)^{0,2} \mu_n^{0,2} d^{0,34}}}, \quad (30)$$

$$q_{кр} = C \frac{0,61\varphi(\pi d_0)^{0,7} \lambda_n^{0,99} g^{0,3} r_s \rho_n^{0,5}}{\gamma^{0,7} \rho_{ж}^{0,34} a_{ж}^{0,35} c_{ж}^{0,99} \mu_n^{0,3}}, \quad (31)$$

где $C = \vartheta_{пл} / \vartheta_{кр}$.

В пятой главе диссертации изложены результаты численного решения дифференциальных уравнений, полученных на основе описанных выше модельных представлений о процессах теплообмена при развитом пузырьковом кипении, произведен анализ полученных решений, описана методика расчета интенсивности теплообмена при кипении жидкостей на неизотермической оребренной поверхности.

В результате численного решения дифференциальных уравнений, соответствующих теплообменным устройствам с продольным и радиальным оребрением, было определено распределение температур (Рисунок 22), плотностей тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи (Рисунок 23) по высоте ребра, а также зависимость коэффициента теплоотдачи ребра от плотности теплового потока на его поверхности (Рисунок 24). Жидкость-хладагент – этиловый спирт, температура основания ребра принималась равной $\vartheta_0 = 8K$, а форма профиля ребра – прямоугольной (на Рисунках 22,23 представлена под номером 1), трапецевидной (на Рисунках 22,23 – 2), треугольной (на Рисунках 22,23 – 3) (кривые при $n = 0, 1, 2$ соответственно).

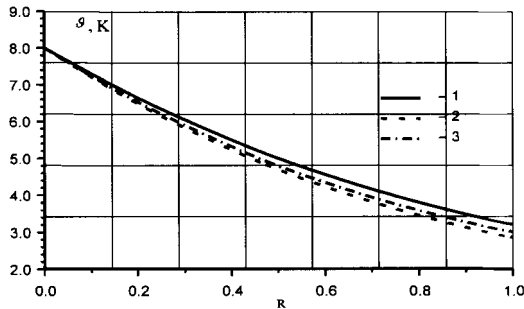


Рисунок 22 – Распределение температуры по высоте ребра при радиальном оребрении

В пятой главе также приведена методика расчета плотности теплового потока и теплового напора применительно к оребренной поверхности, содержащей систему ребер различного типа и профиля.

В большинстве случаев при расчете и проектировании теплообменного оборудования известна или задана тепловая мощность, которую необходимо отводить в процессе теплооб-

мена. Связь между тепловым потоком Q , температурным напором ϑ и геометрическими характеристиками ребра может быть установлена на основе уравнения Ньютона – Рихмана и выражений для определения коэффициентов теплоотдачи продольного и радиального ребер.

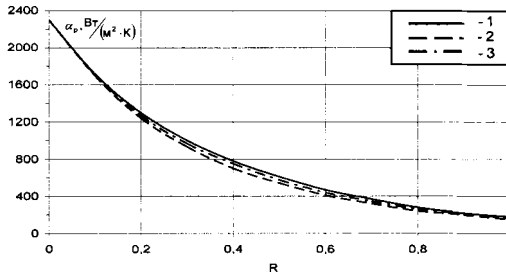


Рисунок 23 – Распределение коэффициента теплоотдачи по высоте ребра при радиальном оребрении

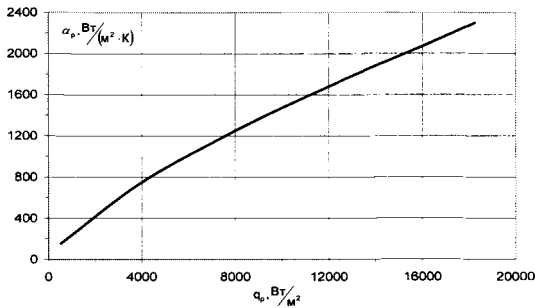


Рисунок 24 – Зависимость коэффициента теплоотдачи ребра от плотности теплового потока при радиальном оребрении

Плотность теплового потока q_0 , отводимого с несущей поверхности, рассчитывается по формулам, в которых f_p – площадь боковой поверхности ребра; f_0 – площадь основания ребра:

$$\text{– при продольном оребрении } q_0 = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a \text{Ja}^2 c_{ж}}{L} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta;$$

$$\text{– при радиальном оребрении } q_0 = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a \text{Ja}^2 c_{ж}}{2\pi r} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta.$$

Плотность теплового потока с поверхности ребра может быть выражена также через тепловую мощность теплообменника Q , количество ребер n , площадь основания ребер f_0 и площадь межреберной поверхности $f_{\text{мр}}$:

– при продольном оребрении $q_0 = \frac{Q}{nL(\delta_0 + \delta_{\text{мр}})}$;

– при радиальном оребрении $q_0 = \frac{Q}{2\pi r_0 n(\delta_0 + \delta_{\text{мр}})}$.

Тогда полный тепловой поток, отводимый с оребренной поверхности, равен

– при продольном оребрении

$$Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{\text{ж}}}{L} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta \left[n(f_0 + f_{\text{мр}}) \right], \quad (32)$$

– при радиальном оребрении

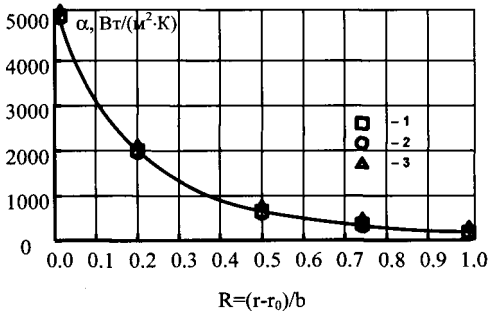
$$Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{\text{ж}}}{2\pi r} \right) \frac{f_p}{f_0} \vartheta \left[n(f_0 + f_{\text{мр}}) \right]. \quad (33)$$

При известных геометрических размерах оребренной поверхности выражения (32) и (33) могут быть использованы для определения температурных напоров – как локальных, так и среднего по высоте ребра. При этом для вычисления среднего температурного напора по высоте ребра в формулах (32) и (33) следует принять $\vartheta = \vartheta_{\text{ср}}$ и $r = r_{\text{ср}}$. Тогда при обоих типах оребрения – продольном и радиальном

$$Q = \frac{4\varphi}{\pi d_0^2} \left(\frac{2\gamma^2 \rho_n a J a^2 c_{\text{ж}}}{\delta_0} \right) \vartheta_{\text{ср}} \left[l_p n(\delta_0 + \delta_{\text{мр}}) \right]. \quad (34)$$

Здесь l_p – длина профиля ребра.

Результаты численного расчета распределения КТО и теплового напора по высоте ребра иллюстрированы на Рисунках 25 и 26 соответственно.

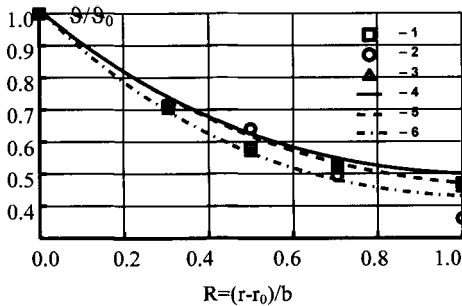


Профиль ребра: 1 – прямоугольный, 2 – параболический, 3 – треугольный.

Тепловой напор $\vartheta_0 = 5^\circ\text{C}$. Сплошная линия – теоретический расчет;
символами \square , \circ , \triangle обозначены экспериментальные данные

Рисунок 25 – Распределение коэффициента теплоотдачи по высоте ребра

Анализируя информацию, отображенную на рисунках 25 и 26 видим, что результаты расчета на основе уравнений теплопроводности находятся в удовлетворительном соответствии с экспериментальными данными.



Профиль ребра: 1, 4 – прямоугольный, 2, 5 – параболический, 3, 6 – треугольный.
Символами \square , \circ , \triangle обозначены экспериментальные данные;
4, 5, 6 – расчетные кривые

Рисунок 26 – Относительное распределение температуры по высоте ребра

В шестой главе диссертации представлено технико-экономическое обоснование целесообразности применения высокоинтенсивных испарителей и проведено сравнение их энергетической эффективности с гладкотрубными устройствами.

Основным недостатком традиционных источников теплоснабжения является низкая энергетическая (особенно на малых котельных), экономическая и экологическая эффективность. Нельзя не учитывать и такой серьезный их термодинамический недостаток, как низкий энергетический КПД использования химической энергии топлива в целях теплоснабжения. Чрезвычайно велики затраты на сооружение и обслуживание тепловых сетей – вероятно, самого ненадежного элемента в системах централизованного теплоснабжения. Большинство этих недостатков можно избежать или уменьшить их значимость, применяя нетрадиционные методы теплоснабжения. Один из таких методов – возврат в систему и полезное использование рассеянного низкотемпературного тепла или сбросового промышленного тепла при помощи тепловых насосов. Теплонасосные системы теплоснабжения представляются одним из наиболее эффективных альтернативных средств решения проблемы. В термодинамическом отношении схемы теплоснабжения, содержащие тепловые насосы, в большинстве случаев более эффективны, чем теплоснабжение от ТЭЦ.

В результате технико-экономических расчетов установлено, что при замене газового бойлера сорбционным тепловым насосом, тепловая мощность которого 5 кВт, среднегодовая экономия газа составит 2161 кг, а при замене компрессионным тепловым насосом такой же мощности – 1103 кг. При тепловой мощности теплонасосной установки (ТНУ) равной 20 кВт среднегодовая экономия газа при использовании тепловых насосов указанных типов составит соответственно 6102 кг и 3113 кг. При сравнении испарителей теплонасосных установок с гладкими и высокоинтенсивными поверхностями теплообмена выявлено преимущество последних: при тепловой мощности ТНУ 100 кВт нагрузка на её 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 составляют: 5,5°С – для гладкотрубного испарителя; 4,1°С – для испарителя с оребренными трубами; 2,5°С – для испарителя с капиллярнопористыми 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 меньше массы гладкотрубного испарителя на 13 %, и на 66 % меньше массы испарителя с пористыми трубами.

В Республике Беларусь наиболее распространены системы централизованного теплоснабжения, в том числе с одновременной выработкой тепловой и электрической энергии, что обеспечивается повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов. В результате многолетнего развития этого направления достигнута высокая эффективность таких систем и приобретен большой опыт в эксплуатации систем централизованного теплоснабжения. Несмотря на наличие ряда технических, технологических и экологических недостатков эти системы активно эксплуатируются, поэтому и с учетом требований, предъявляемых к теплоэнергетике в настоящее время, они подлежат совершенствованию.

При совершенствовании систем централизованного теплоснабжения необходимо учитывать их особенности. Основные из них – огромные сбросы низкопотенциальной теплоты, прежде всего системой оборотного водоснабжения при охлаждении технической воды на ТЭЦ, большие затраты теплоты для нагрева сетевой воды в целях восполнения потерь в тепловых сетях и др. Эти факторы обуславливают насущную необходимость использования сбрасываемой низкопотенциальной теплоты и вовлечения ее в топливно-энергетический баланс городского энергохозяйства, в первую очередь посредством внедрения энергосберегающей теплонасосной технологии.

Повышение интереса к теплонасосным установкам актуализировано возрастающим напряжением в обеспечении топливом теплоэнергетических объектов из-за удорожания первичных энергоресурсов, а, следовательно, и топлива.

Ситуация, складывающаяся в энергетическом комплексе Республики Беларусь, неизбежно приведет к востребованности теплонасосной технологии при выработке тепловой энергии и к более широкому ее внедрению в системах централизованного теплоснабжения.

Таким образом, на основании произведенного анализа энергетической эффективности применения высокоинтенсивных поверхностей теплообмена в испарителях и эффективности применения ТНУ можно сделать вывод о том, что применение ТНУ в системах отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования обуславливает существенное снижение расхода топливно-энергетических ресурсов и сброса тепла в окружающую среду, а использование высокоинтенсивных поверхностей теплообмена в испарителях теплонасосных и холодильных установок способствует снижению их массогабаритных показателей и существенному увеличению тепловых потоков, отводимых на низшем температурном уровне.

Одним из потенциальных направлений эффективного применения оребренных поверхностей теплообмена в условиях кипения жидкостей является промышленное выпаривание, которое осуществляется в выпарных аппаратах поверхностного типа. В частности, при производстве комплексных удобрений концентрирование фосфорной кислоты производится

в одноступенчатых выпарных установках с выпарными аппаратами с вынесенной греющей камерой и естественной циркуляцией выпариваемой среды. Греющей средой является насыщенный пар, конденсирующийся в межтрубном пространстве греющей камеры (в теплообменнике) выпарного аппарата. Фосфорная кислота кипит в трубах. Показано, что при использовании теплообменника с продольным оребрением при высоте ребра 3,5 мм и межреберном расстоянии 2 мм площадь теплообменной поверхности по сравнению с гладкотрубным теплообменником увеличится в $F_{\text{кип}}^{\text{ор}} / F_{\text{кип}} = 2,3$ раза.

Рассчитано, что при использовании оребренного теплообменника расход пара сокращается на 0,2 кг/с, а расход тепловой мощности уменьшается на $\Delta Q = 437$ кВт. При работе установки в течение 6480 часов в год ежегодная экономия пара составит 4665 тонн.

Обосновано, что применяя оребренные поверхности нагрева в паровых миникотлах барабанного типа можно увеличить коэффициент теплопередачи и таким образом уменьшить на 30 % площадь поверхности теплообмена.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Экспериментальные исследования показали, что при исследуемых тепловых нагрузках и кипении на неизотермической поверхности с оребрением для кривой кипения характерен постоянный наклон (т. е. для выражения $\alpha = q^n$ $n = \text{const}$), что свидетельствует об отсутствии кризисных явлений в процессе кипения. КТО возрастает по мере увеличения коэффициента оребрения [1-3; 9; 10; 13-18; 22; 25; 26; 31; 39; 43-45].

2. Установлена степень влияния давления на интенсивность теплообмена при кипении на оребренных поверхностях. При тепловых нагрузках $q \approx 40$ кВт/м² и более давление насыщения оказывает слабое влияние на КТО, что вызвано меньшей степенью активации центров образования пара на ребре [1-3; 18; 21; 22; 24; 29].

3. Впервые экспериментально исследован теплообмен при кипении ацетона, этилового спирта, озонобезопасных фреонов R134A, R404A, R407C и R410A, на теплоотдающих поверхностях с оребрением и на гладких технически шероховатых поверхностях при давлениях насыщения 0,4...1,6 МПа и плотностях теплового потока 5...64 кВт/м². Для исследуемого диапазона режимных параметров получены коэффициенты уравнений подобия для расчета КТО при кипении исследованных жидкостей [1-3; 18-29; 43-45; 49].

4. Впервые разработана теплофизическая модель теплообмена при пузырьковом кипении на неизотермических поверхностях (ребрах), описывающая процессы теплообмена на ребрах различного типа и профиля [1-3; 19; 22; 23; 31; 45].

5. В ходе проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что тип и профиль ребра на КТО влияния не оказывают; на интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении оказывают влияние только режимные параметры, площадь поверхности теплоотдачи, температурный напор «поверхность – кипящая жидкость», теплофизические свойства жидкости и внутренние характеристики кипения [1-3; 30; 61; 75; 79; 84; 85].

6. На основе модельных представлений теплообмена при кипении на ребрах впервые предложена зависимость для расчета КТО ребра. Погрешность (неопределенность) полученной зависимости по сравнению с данными, полученными экспериментальным путем, составляет $\pm 15...30\%$, что дает возможность использования полученных зависимостей для расчета испарителей с развитыми поверхностями теплообмена [1-3; 22;31;45;86].

7. На основе модельных представлений процесса теплообмена при первом кризисе кипения на ребрах получены расчетные соотношения для определения критических значений КТО, тепловых потоков и температурных напоров [1-3; 34;37;45].

8. При проведении экспериментальных исследований теплообмена при кипении озонобезопасных смесевых хладагентов высокого давления R404A, R407C и R410A на КПП установлено, что КТО исследованных поверхностей выше, чем технически шероховатых (в 4 раза) и в 1,5 раза выше, чем поверхности с оребрением. Установлено, что максимальное значение КТО наблюдается при кипении на слое из частиц диаметром 100 мкм и толщиной слоя 1,0 мм [1-3; 43-45].

9. Впервые получена зависимость для расчета КТО при режиме развитого пузырькового кипения на шипах различной формы и профиля при постоянной и переменной площади поперечного сечения [1-3; 28; 29; 34; 35; 37].

10. При проектировании и расчете испарителей теплоэнергетических, холодильных, теплонасосных и тригенерационных установок, и при внедрении их в теплофикационный комплекс и в промышленность могут быть использованы результаты исследований процессов кипения на развитых поверхностях в виде зависимостей для КТО, тепловых потоков и температурных напоров в широком диапазоне режимных параметров [1-3; 32; 33; 36; 38; 42; 53-63].

Рекомендации по практическому использованию результатов диссертации

1. Результаты теоретических и экспериментальных исследований рассмотренных в работе процессов, разработанная модель теплообмена при кипении на неизотермической оребренной поверхности, полученные решения уравнений модели и зависимости для расчета интенсивности теплоотдачи при кипении могут быть использованы при проектировании достаточно широкого класса теплообменных аппаратов испарительного типа с развитыми поверхностями теплообмена для теплонасосных, холодильных, тригенерационных и теплоэнергетических установок.

Результаты экспериментальных исследований теплообмена при кипении озонобезопасных хладагентов R134a, R404a, R407c, R410a могут быть использованы при проектировании испарителей теплонасосных, холодильных, тригенерационных установок и при внедрении их в теплофикационный комплекс и в промышленность.

2. Результаты диссертационной работы внедрены в УО ГТТУ им. П.О.Сухого, РНПУП «Энергия» (г. Гомель), ОАО «Гомельский химический завод», ОАО «Молочные продукты» (г. Гомель), РУП «Гомельэнерго» и ЧУП «Вега» с общим экономическим эффектом около 17100 бел. рублей и 10 млн. рос. рублей.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Монографии

1. Овсянник, А.В. Теплообмен при кипении на развитых поверхностях / А.В. Овсянник. – Гомель: УО ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – 371 с.
2. Овсянник, А.В. Моделирование процессов теплообмена при кипении жидкостей / А.В. Овсянник. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого», 2012. – 284 с.
3. Овсянник, А.В. Теплообмен и моделирование при кипении на теплоотдающих поверхностях / А.В. Овсянник. LAP LAMBERT Academic Publishing ISBN: 978-613-9-85413-4, 2018. – 339 с.

Статьи в рецензируемых изданиях

4. Кириллов, В.Х. Теплообмен на начальном участке аппаратов интенсивного охлаждения жидкости / В.Х. Кириллов, И.Г. Чумак, А.В. Овсянник // Холодильная техника и технология. – Киев: Техника, 1981. - № 32. – С. 90–94.
5. Овсянник, А.В. Проектирование фризеров непрерывного действия / А.В. Овсянник, В.С. Мурашов // Холодильная техника и технология. – Киев: Техника, 1983. - № 37. – С. 70–72.
6. Овсянник, А.В. Нестационарный процесс намораживания жидкости во фризерах / А.В. Овсянник, В.С. Мурашов // Холодильная техника и технология. – Киев: Техника, 1984. - № 38. – С. 75–78.
7. Овсянник, А.В. Исследование процесса теплообмена на начальном участке коротких труб / А.В. Овсянник // Деп. в ВИНТИ 26.12.83, № 7028-83 деп. // РЖ: Механика жидкости и газа. – 1984.
8. Овсянник, А.В. Исследование процесса теплообмена на внутренней поверхности горизонтального цилиндра при условии кристаллизации охлаждаемой жидкости на ней / А.В. Овсянник, В.С. Мурашов // Холодильная техника и технология. – Киев: Техника, 1988. – № 47. – С. 78–80.
9. Овсянник, А.В. Исследование процесса теплообмена при кипении аммиака в горизонтальном кольцевом канале / А.В. Овсянник, В.С. Мурашов, В.В. Московченко // Холодильная техника и технология. – Киев: Техника, 1989. – № 47. – С. 71–74.
10. Обобщение экспериментальных данных по теплообмену при кипении пропана на медных спеченных капиллярно-пористых покрытиях / Л.Л. Васильев, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2001. - № 2. – С. 3–13.
11. Особенности влияния давления на интенсивность теплоотдачи при кипении пропана на высокотеплопроводной пористой поверхности / Л.Л. Васильев, А.В. Овсянник, А.С. Журавлев, М.Н. Новиков // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2001. - № 2. – С. 14 – 19.
12. Теплоотдача сжиженного пропана в капиллярно-пористых структурах / Л.Л. Васильев, А.С. Журавлев, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, Л.Л. Васильев (мл.) // Вест. Нац. Акад. наук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук. – 2002. – № 4. – С. 114–119.

13. Кипение ацетона на горизонтальных трубах с поперечным оребрением в кольцевом канале / А.В. Овсянник, Н.А. Вальченко, Д.А. Дробышевский, М.Н. Новиков, Е.А. Коршунов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2002. – № 2. – С. 31 – 36.
14. Кипение ацетона на горизонтальных трубах с продольным оребрением в кольцевом канале / А.В. Овсянник, Н.А. Вальченко, Д.А. Дробышевский, М.Н. Новиков, Е.А. Коршунов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2002 - № 3/4. – С. 131 – 135.
15. Теплообмен при кипении сжиженного пропана на пористых поверхностях энергетического оборудования / Л.Л. Васильев, А.В. Овсянник, А.С. Журавлев, А.В. Шаповалов, В.В. Литвиненко // 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.
16. Овсянник, А.В. Исследование теплоотдачи при кипении ацетона и этилового спирта на оребренной поверхности / А.В. Овсянник, М.Н. Новиков // Холодильная техника и технология. – 2003. - № 5 (85). – С. 23–28.
17. Влияние условий подвода жидкости к местам парообразования на теплообмен в пористом теле / Л.Л. Васильев, А.С. Журавлев, А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов, В.В. Литвиненко // Тепло- и массоперенос / Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАНБ. – Минск, 2003. – С. 106–111.
18. Теплообмен при кипении ацетона и этанола на оребренных трубах / А.В. Овсянник, Н.А. Вальченко, Д.А. Дробышевский, М.Н. Новиков // Вестник ГГТУ им. П.О.Сухого. – 2004. - № 1. – С. 26–34.
19. Овсянник, А.В. Модель процессов теплообмена при кипении на неизотермической (поперечно-оребреной) поверхности / А.В. Овсянник // Холодильная техника и технология. – 2004. - № 2 (88). – С. 72–76.
20. Овсянник, А.В. Интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей на неизотермической поверхности / А.В. Овсянник // Холодильная техника и технология. – 2004. - № 4 (90). – С. 40–44.
21. Влияние давления на интенсивность теплообмена при кипении ацетона на неизотермических поверхностях / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский, Н.А.Вальченко, Д.А. Гуриков // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. – № 2. – С. 43–46.
22. Овсянник, А.В. Теплофизическое моделирование теплообмена при кипении на неизотермической (поперечно оребренной) поверхности / А.В. Овсянник // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. - № 3. – С. 49–58.
23. Асенчик, О.Д. Численное решение задачи теплообмена при кипении на неизотермической поверхности / О.Д. Асенчик, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2004. – № 3. – С. 23–26.
24. Овсянник, А.В. Влияние давления на интенсивность теплообмена при кипении ацетона и этилового спирта на неизотермических поверхностях / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский // Холодильная техника и технология. – 2004. – № 5 (91). – С. 53–56.
25. Овсянник, А.В. Исследование теплоотдачи при кипении фреона 134а на продольно оребренных поверхностях при постоянном давлении / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский // Холодильная техника и технология. – 2006. – № 6 (104). – С. 89 – 92.

26. Теплообмен при кипении фреона 134а на гладкой технически шероховатой поверхности с обобщением экспериментальных данных / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский, Д.А. Гуриков // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2006. – № 4. – С. 104–110.
27. Овсянник, А.В. Обобщение результатов исследования теплоотдачи при кипении фреона 134а на продольно оребренных поверхностях с различным профилем ребра / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский // Холодильная техника и технология. – 2006. – № 5 (103). – С. 82–86.
28. Овсянник, А.В. Теплоотдача при кипении фреона-134а на оребренных поверхностях в большом объеме при различных давлениях насыщения / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский // Холодильная техника и технология. – 2007. – № 1 (105). – С. 83–86.
29. Овсянник, А.В. Оценка эффективности теплообмена на развитых поверхностях при кипении / А.В. Овсянник // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2007. – № 1 (28). – С. 62–70.
30. Овсянник, А.В. Теплообмен при кипении на оребренных горизонтальных трубах в условиях свободного движения / А.В. Овсянник, М.Н. Новиков // Вес. Нац. Акад. наук Беларусі. Серыя фізика-тэхнічных навук. – 2007. – № 2. – С. 73–76.
31. Овсянник, А.В. Моделирование теплообмена при развитом пузырьковом кипении на шипах // А.В. Овсянник / Энергетика – Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2007. – № 6. – С. 47–54.
32. Овсянник, А.В. Перспективы применения теплоносных технологий в теплофикационном комплексе/ А.В. Овсянник, О.Л. Рыхтер, И.И. Мацко, С.О. Бобович // Энергетика – Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2008. – № 2. – С. 47 – 58.
33. Овсянник, А.В. О целесообразности использования ТНУ в технологическом цикле ТЭЦ на примере Гомельской ТЭЦ-2 // А.В. Овсянник, И.И. Мацко, С.О. Бобович / Энергия и менеджмент. – 2009. – № 3. – С. 14–17.
34. Овсянник, А.В. Критический тепловой поток и первый кризис при кипении на неизотермической оребренной поверхности // А.В. Овсянник / Вестник ГГТУ. – 2010. – № 4. – С. 81–85.
35. Овсянник, А.В. Интенсивность теплообмена при кипении жидкости на ребрах различного типа и профиля // А.В. Овсянник / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2011. – № 2. – С. 31–35.
36. Овсянник, А. В. Энергетическая эффективность внедрения ТНУ в технологический цикл мини-ТЭЦ // А.В. Овсянник, И.И. Мацко / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2011. – № 1, С. 74–78.
37. Овсянник, А.В. Расчет оребренных поверхностей теплообмена при кипении на них жидкостей // А.В. Овсянник / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2012. – № 4 – С. 47–51.
38. Овсянник, А.В. Оценка энергетической эффективности тепловых насосов в системах индивидуального теплоснабжения по годовому расходу условного топлива // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2012. – № 4. – С. 66–72.
39. Исследование процессов теплообмена при парообразовании озонобезопасных хладагентов на гладких поверхностях // А.В. Овсянник, А. В. Шаповалов, Е. Н. Волкова, В. Г. Якимченко, А. В. Родин / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2013. – № 1. – С. 68–74.

40. Овсянник, А.В. Газотурбинная установка на базе конвертированных авиационных двигателей // А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов, В.В. Болотин / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2013. – № 2. – С. 79–85.
41. Овсянник, А.В. Теплообмен при кипении на развитых неизотермических теплоотдающих поверхностях // А.В. Овсянник / Приложение к журналу «Холодильная техника и технология». – 2013. – № 6. – С. 158–175.
42. Овсянник, А.В. Оценка эффективности рекуператоров теплоты и теплоносных установок для утилизации теплоты выбросов птичников // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Приложение к журналу «Холодильная техника и технология». – 2013. – № 6. – С. 66–73.
43. Исследование процесса теплообмена при парообразовании озонобезопасных хладагентов 404А и 407С на гладких поверхностях // А.В. Овсянник [и др.]. / Приложение к журналу «Холодильная техника и технология». – 2013. – № 6. – С. 175–181.
44. Овсянник, А.В. Теоретическое и экспериментальное исследование процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении смесевых озонобезопасных хладагентов на гладких поверхностях // А.В. Овсянник, Е.Н. Волкова, Т.С. Наумова, В. Г. Якимченко. / Холодильная техника и технология. – 2014. – № 4 (50). – С. 22–29.
45. Овсянник, А.В. Установление эмпирических зависимостей и разработка критерияльных уравнений для описания интенсивности процесса теплообмена при парообразовании хладагентов R404А, R407С и R410А на технически гладких теплоотдающих поверхностях // А.В. Овсянник, Е.Н. Волкова, Т.С. Юфанова / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2014. – № 4. – С. 58–63.
46. Овсянник, А.В. Оценка энергетической эффективности приточно-вытяжных вентиляционных систем с тепловыми насосами // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2014. – № 4. – С. 64–68.
47. Овсянник, А.В. Оценка энергетической эффективности утилизации тепловой энергии охлаждающей воды систем оборотного водоснабжения теплоносными установками пароконденсационного типа // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2015. – № 4. – С. 68–75.
48. Овсянник, А.В. Возможность снижения температурного графика систем отопления зданий после термомодернизации // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Энергоэффективность. – 2015. – № 12. – С. 22–24.
49. Овсянник, А.В. Обобщенные расчетные зависимости для определения интенсивности теплообмена при кипении смесевых хладагентов // А.В. Овсянник, Е.Н. Макеева / Холодильная техника. – 2015. – № 12. – С. 2–6.
50. Овсянник, А.В. Комплексный экспериментальный стенд для исследования процессов теплообмена при кипении и конденсации // А.В. Овсянник / Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2016. – № 4. – С. 79–83.
51. Овсянник, А.В. Повышение энергоэффективности систем индивидуального теплоснабжения зданий путем снижения температурного графика после термомодернизации // А.В. Овсянник, А.В. Трошев / Холодильная техника и технология. – 2016. – № 5 (52). – С. 41–46.
52. Овсянник, А.В. Определение параметров теплообмена при парообразовании смесевых хладагентов на высокотеплопроводных порошковых спеченных капиллярно-пористых

- покрытиях // А.В. Овсянник, Е.Н. Макеева / Энергетика. Изв. высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2018. – № 1 (61). – С. 70–79.
53. Овсянник, А. В. Турбодетандерная установка на диоксиде углерода с производством жидкой и газообразной углекислоты // А.В. Овсянник / Энергетика. Изв. высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2019. – № 1 (62). – С. 77–87.
54. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ озонобезопасных низкокипящих рабочих тел для турбодетандерных установок // А.В. Овсянник, В. П. Ключинский / Энергетика. высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2020. – № 6 (63). – С. 554–562.
55. Ovsyannik, A. V. Thermodynamic analysis and optimization of low-boiling fluid parameters in a turboexpander // A. V. Ovsyannik, V. P. Kliuchinski / Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1683. – № 042005.
56. Ovsyannik, A. V. Trigeneneration units on carbon dioxide with two-time overheating with installation of turbo detainer and recovery boiler // A. V. Ovsyannik, P. A. Kovalchuk, A. I. Arshukov, V. P. Klyuchinsky / Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1683. – № 042010.
57. Ovsyannik, A. V. Heat exchange at the boiling of ozone-safe refrigerants and their oil-freon mixtures // A. V. Ovsyannik, P. A. Kovalchuk, A. I. Arshukov / Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1683. – № 022012.
58. Овсянник, А.В. Разработка компьютерной программы для оптимизации параметров низкокипящего рабочего тела в турбодетандерной установке / А.В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2020. – № 3/4. – С. 108–115.
59. Овсянник, А. В. Турбодетандерные установки на низкокипящих рабочих телах // А.В. Овсянник, В. П. Ключинский / Энергетика. Известия высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2021. – № 1 (64). – С. 65–77.
60. Ovsyannik, A. V. Special features of liquid boiling in horizontal annular channels / A.V. Ovsyannik // Heat Transfer Research. – 2004. – № 3/4 (35). – P. 247–252.
61. Vasiliev, L. L. Heat transfer in propane boiling on surfaces with a capillary-porous structure / L. L. Vasiliev, A. S. Zhuravlev, A. V. Ovsyannik, M. N. Novikov, L. L. Vasiliev Jr. // Heat Transfer Research. – 2004. – № 5/6 (35). – P. 436–443.
62. Овсянник, А. В. Термодинамический анализ и оптимизация параметров вторичного перегрева в турбодетандерных установках на низкокипящих рабочих телах // А.В. Овсянник, В. П. Ключинский / Энергетика. высш. учебн. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2021. – № 2 (64). – С. 164–177.
63. Овсянник, А. В. Термодинамическая оптимизация установки для производства углекислоты как элемента тригенерационной турбоустановки на органическом цикле Ренкина / А.В. Овсянник, В. П. Ключинский // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2021. – № 1. – С. 61–68.

Статьи в материалах конференций и семинаров

64. Овсянник, А.В. Процессы теплообмена в интенсивных охладителях / А.В. Овсянник // Отопление, вентиляция и кондиционирование: материалы IV Национальной научно-технической конференции по теплообмену, Болгария, Варна, 1 – 2 июня 1984г. / Международный дом ученых им. Фр. Ж. Кюри. – Варна, 1984. – С. 58–62.
65. Исследование процессов теплообмена при кипении жидкости на оребренных поверхностях в горизонтальных кольцевых каналах / А.В. Овсянник, Н.А. Вальченко, Е.М. Иванова, В.В. Гурко // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Москва, 25 – 28 мая 1999г. / Московский энерг. ин-т (технический ун-т); редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – М., 1999. – С. 244–246.
66. Теплообмен при кипении жидкостей в горизонтальных кольцевых каналах / А.В. Овсянник, Е.М. Иванова, Н.А. Вальченко, В.В. Гурко // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Москва, 25 – 28 мая 1999 г. / Московский энерг. ин-т (технический ун-т); редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – М., 1999. – С. 247–249.
67. Тепломассообмен при кипении пропана на поверхностях с капиллярно-пористой структурой / Л.Л. Васильев, А.С. Журавлев, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, Л.Л.Васильев мл. // Тепломассообмен ММФ-2000: материалы IV Минского международного форума по тепломассообмену, Минск, 22 – 26 мая 2000 г. / ИТМО им. А.В. Лыкова; редкол.: Л.Л. Васильев [и др.]. – Минск, 2000. – Т. 5. – С. 161–167.
68. Овсянник, А.В. Некоторые особенности кипения жидкостей в горизонтальных кольцевых каналах / А.В. Овсянник // Тепломассообмен ММФ-2000: материалы IV Минского международного форума по тепломассообмену, Минск, 22 – 26 мая 2000г. / ИТМО им. А.В. Лыкова; редкол.: Л.Л. Васильев [и др.]. – Минск, 2000. – Т. 5. – С. 193–197.
69. Экспериментальное исследование влияния характеристик капиллярно-пористого покрытия на теплообмен при кипении пропана / Л.Л. Васильев, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, А.С. Журавлев // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Санкт Петербург, 20 – 25 мая 2001г. / Санкт Петербургский гос. техн. ун-т; редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – Санкт Петербург, 2001. – Т. 1. – С. 341–344.
70. Влияние давления на интенсивность теплоотдачи при кипении пропана на пористой поверхности / Л.Л. Васильев, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, А.С. Журавлев // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Санкт Петербург, 20 – 25 мая 2001г. / Санкт Петербургский гос. техн. ун-т; редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – Санкт-Петербург, 2001. – Т. 1. – С. 329–332.

71. Теплоотдача при кипении ацетона и этанола на горизонтальных оребренных трубах в условиях свободного движения / А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, Н.А. Вальченко, Д.А. Дробышевский // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Рыбинск, 26 – 30 мая 2003г. / Рыбинская гос. технол. академия им. П.А. Соловьева; редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – Рыбинск, 2003. – Т. 1. – С. 288–291.
72. Теплообмен при парообразовании в большом объеме и на частично затопленной горизонтальной трубе с капиллярно-пористым покрытием / Л.Л. Васильев, А.С.Журавлев, А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов, В.В. Литвиненко // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Рыбинск, 26 – 30 мая 2003г. / Рыбинская гос. технол. академия им. П.А. Соловьева; редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – Рыбинск, 2003. – Т. 1. – С. 363–366.
73. Теплообмен при кипении фреона 134а на оребренных поверхностях с обобщением экспериментальных данных / А.В. Овсянник, Д.А. Дробышевский, Д.А. Гуриков, А.В. Шаповалов // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: материалы XVI Школы – семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева, Санкт Петербург, 21 – 25 мая 2007г. / Санкт Петербургский гос. техн. ун-т; редкол.: А.И. Леонтьев [и др.]. – Санкт Петербург, 2007. – Т. 1. – С. 470–473.
74. Овсянник, А.В. Теплообмен при кипении на гладких и развитых теплоотдающих поверхностях. Пленарный доклад / А.В. Овсянник // Современные проблемы машиноведения: материалы VIII Международной научно-технической конференции, Гомель, 28 – 29 октября 2010 г. / ГГТУ им. П.О. Сухого; редкол.: С.И. Тимошин [и др.]. – Гомель, 2010. – С. 16–24.
75. Ovsianik, A.V. Heat exchange processes at refrigerant boiling in horizontal ring canals / A.V. Ovsianik // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: III Minsk International Seminar, Minsk, 1995. – P. 130–134.
76. Experimental Investigation of the Hydrocarbons Pool Boiling of Porous Structures / L.L. Vasiliev, A.S. Zhuravlyov, M.N. Novikov, A.V. Ovsianik, L.L. Vasiliev Jr. // Heat Transfer 2002: Twelfth International Heat Transfer Conference, France, Grenoble, 18 – 23 August 2002. / Societe Francaise de Thermique. Grenoble, 2002. – P. 623–628.
77. Experimental study of heat transfer during acetone and ethanol boiling on finned surface / A.V. Ovsianik, M.N. Novikov, D.A. Drobyshevski // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: V Minsk International Seminar, Minsk, 8- 11 September 2003. / Luikov Heat & Mass Transfer Institute; редкол.: Л.Л.Васильев [и др.]. – Minsk, 2003. – P. 423–426.
78. Ovsianik, A.V. Summary of Experimental data obtained during acetone and ethanol boiling on finned surface / A.V. Ovsianik, M.N. Novikov // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: V Minsk International Seminar, Minsk, 8- 11 September 2003. / Luikov Heat & Mass Transfer Institute; редкол.: Л.Л.Васильев [и др.]. – Minsk, 2003. – P. 42 431.
79. Propane Pool Boiling in Porous Structures / A.S. Zhuravlyov, L.L. Vasiliev, A.V. Ovsianik, A.V. Shapovalov, V.V. Litvinenko // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: V Minsk International

- Seminar, Minsk, 8- 11 September 2003. / Luikov Heat & Mass Transfer Institute; редкол.: Л.Л. Васильев [и др.]. – Minsk, 2003. – P. 522–526.
80. Experimental Study of Heat Transfer Rate During Evaporation of Ozone Safe Freon R134a on Plane and Finned Tubes // A.V. Ovsyannik [and all] // VII Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», 8 – 11 September 2008; редкол.: Л.Л.Васильев [и др.]. – Minsk: Luikov Heat & Mass Transfer Institute, 2008. – P. 508–510.
81. Heat exchange during evaporation of ozone safe refrigerants R134A and R407C on smooth and developed surfaces of heat exchange apparatuses of heat pump plants and refrigerating units / A.V. Ovsyannik [and all] // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: VIII Minsk International Seminar, Minsk, 12 – 15 September 2011: / Luikov Heat and Mass Transfer Institute; ; редкол.: Л.Л.Васильев [и др.]. – Minsk, 2011. – Vol. 2.– P. 155–159.

Тезисы

82. Овсянник, А.В. Модель процесса теплообмена при кипении жидкости на ребре / А.В. Овсянник // ММФ-2004: материалы V Минского международного форума по тепло- и массообмену, Минск, 24 – 28 мая 2004г. / Ин-т тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова; редкол.: С.А. Жданок [и др.]. – Минск, 2004. – Т.2. – С. 72–73.
83. Теплообмен при кипении ацетона и этилового спирта на горизонтальных оребренных трубах / А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, Н.А. Вальченко, Д.А. Дробышевский // ММФ-2004: материалы V Минского международного форума по тепло- и массообмену, Минск, 24–28 мая 2004г. / Ин-т тепло- и массообмена им. А.В.Лыкова; редкол.: С.А. Жданок [и др.]. – Минск, 2004. – Т.2. – С. 73–74.
84. Теплообмен при испарении пропана в пористом покрытии горизонтальной трубы при разных уровнях жидкости в условиях ограниченного пространства / Л.Л. Васильев, А.С. Журавлев, А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов, В.В. Литвиненко // ММФ-2004: материалы V Минского международного форума по тепло- и массообмену, Минск, 24 – 28 мая 2004г. / Ин-т тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова; редкол.: С.А. Жданок [и др.]. – Минск, 2004. – Т.2. – С. 17–19.
85. Овсянник, А.В. Модель процессов теплообмена при кипении на неизотермической (поперечно-оребреной) поверхности / А.В. Овсянник // Современные проблемы машиноведения: материалы V Международной научно-технической конференции, Гомель, 1 – 2 июля 2004г. / Гомельский гос. техн. ун-т им. П.О.Сухого; редкол.: С.Б. Сарело [и др.]. – Гомель, 2004. – С. 63.
86. Асенчик, О.Д. Численное решение задачи теплообмена при кипении на неизотермической поверхности / О.Д. Асенчик, А.В. Овсянник, М.Н. Новиков // Современные проблемы машиноведения: материалы V Международной научно-технической конференции, Гомель, 1 – 2 июля 2004г. / Гомельский гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого; редкол.: С.Б. Сарело [и др.]. – Гомель, 2004. – С. 64–65.
87. Овсянник, А.В. Теплоотдача при кипении фреона-134а на оребренных поверхностях в большом объеме при различных давлениях насыщения / А.В.Овсянник, Д.А. Дробышевский, Н.А. Вальченко // Современные проблемы машиноведения: материалы VI Международной

- научно-технической конференции, Гомель, 19 – 20 октября 2006г. / Гомельский гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого; редкол.: С.Б. Сарело [и др.]. – Гомель, 2006. – С. 138–139.
88. Овсянник, А.В. Анализ результатов исследования теплоотдачи при кипении различных жидкостей на оребренных поверхностях / А.В. Овсянник, Н.А.Вальченко, Д.А. Дробышевский // Современные проблемы машиноведения: материалы VI Международной научно-технической конференции, Гомель, 19 – 20 октября 2006г. / Гомельский гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого; редкол.: С.Б. Сарело [и др.]. – Гомель, 2006. – С. 137.
89. Овсянник, А.В. Использование теплонасосных технологий в централизованных системах теплоснабжения РБ. Тезисы доклада / А.В. Овсянник, И.И. Мацко, А.В. Шаповалов // Современные проблемы машиноведения: материалы VIII Международной научно-технической конференции, Гомель, 28 – 29 октября 2010 г. / ГГТУ им. П.О. Сухого; редкол.: С.И. Тимошин [и др.]. – Гомель, 2010. – С. 171–172.
90. Овсянник, А.В., Экспериментальное исследование процессов теплообмена при кипении озонобезопасных хладагентов. Тезисы доклада / А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов, Т.С. Юфанова, Е.Н. Волкова // Современные проблемы машиноведения: материалы VIII Международной научно-технической конференции, Гомель, 28 – 29 октября 2010 г. / ГГТУ им. П.О. Сухого; редкол.: С.И. Тимошин [и др.]. – Гомель, 2010. – С. 158–159.
91. Овсянник, А.В. Применение ТНУ в системах вентиляции и кондиционирования воздуха // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Материалы Международной НТК, Севастополь, 14–19 сентября 2014. – Севастополь, 2014. – С. 94–96.
92. Овсянник, А.В. Теплообмен при кипении на развитых теплоотдающих поверхностях // А.В. Овсянник / Материалы Международной НТК, Севастополь, 14–19 сентября 2014. – Севастополь, 2014. – С. 96–98.
93. Овсянник, А.В. Теоретическое и экспериментальное исследование процессов теплообмена при развитом пузырьковом кипении смесевых озонобезопасных хладагентов на гладких поверхностях // А.В. Овсянник, Е.Н. Волкова / Материалы Международной НТК, Севастополь, 14–19 сентября 2014. – Севастополь, 2014. – С. 115–117.
94. Овсянник, А.В. Газотурбинные установки на базе конвертированных авиационных двигателей // А.В. Овсянник, А.В. Шаповалов, В.В. Болотин / Новости теплоснабжения. – 2014. – №4 (164). – С. 32–36.
95. Овсянник, А.В. Возможность использования теплоаккумулирующей способности зданий для оптимизации режимов работы тепловых насосов // А.В. Овсянник, Д.С. Трошев / Материалы XI Международной научно-практической конференции «Машиноведение, Гомель, 20 – 21 октября 2016. – Гомель, 2016. – С. 59–60.

Авторское свидетельство

96. Скороморозильный аппарат: а. с. 807007 СССР, МКИ F 25 D 13/06 / И.Г. Чумак, А.В. Овсянник, С.М. Косой; Одес. технол. ин-т. холод. пром. - № 2774115; заявл. 28. 05. 79; опуб. 23. 02.81 // Открытия. Изобрет. – 1981. – № 7.

Подписано в печать 20.01.2022. Формат 60x84/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 2,0. Тираж 100. Заказ 0160.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14