

На правах рукописи

Семенов Владимир Петрович

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ  
ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА В ПОВЕРХНОСТНЫХ И  
КОНТАКТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Специальность 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Екатеринбург – 2008

Работа выполнена в ГОУ ВПО Магнитогорский государственный университет

Официальные оппоненты: Лауреат государственной премии России,  
Заслуженный деятель науки и техники России,  
доктор технических наук, профессор  
Мильман Олег Ошеревич

доктор технических наук, профессор  
Солодов Александр Павлович

доктор технических наук, профессор  
Толмачев Евгений Михайлович

Ведущая организация                    Институт теплофизики Уральского отделения РАН

Защита диссертации состоится 20 февраля 2009 г. в 14<sup>00</sup> на заседании диссертационного совета при ГОУ ВПО Уральский государственный технический университет – УПИ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина по адресу: г. Екатеринбург, ул. С.Ковалевской, 5, 8 учебный корпус УГТУ – УПИ, ауд. Т – 703

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО УГТУ – УПИ.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, Ученому секретарю совета. Телефон (343) 3754574, факс (343) 3743884, E-mail: [lta\\_ugtu@mail.ru](mailto:lta_ugtu@mail.ru), [tot@mail.ustu.ru](mailto:tot@mail.ustu.ru).

Автореферат разослан 15 января 2008 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета

К.Э.Аронсон

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы и цель работы. Основным стратегическим направлением энергетической политики развитых стран является максимальное ресурсо- и энергосбережение при производстве различных видов продукции, в том числе тепловой и электрической энергии на тепловых и атомных электростанциях, паровых и водогрейных котельных. Наиболее перспективными путями экономии ресурсов являются уменьшение весогабаритных характеристик теплообменников, в частности, конденсаторов, и экономия топливно-энергетических ресурсов при использовании теплоты конденсации уходящих газов при их глубоком охлаждении.

Процесс конденсации пара нашел широкое применение в различных областях техники и особенно в энергетике. Так, конденсаторы паровых турбин являются неотъемлемой частью ТЭЦ, ГРЭС и АЭС. Они же являются наиболее громоздкими, металлоемкими и дорогостоящими частями паротурбинной установки (ПТУ). Доля конденсаторов в общем весе ПТУ достигает 40...50%, а их габариты во многом определяют размеры и компоновку всей установки. С конденсацией пара связаны процессы регенеративного подогрева питательной воды в смесительных и поверхностных теплообменниках. Рост единичных мощностей энергетических блоков сопровождается дальнейшим возрастанием габаритов конденсаторов. Так, для турбин мощностью 1200 МВт необходимая поверхность охлаждения в конденсаторах и подогревателях питательной воды достигает  $9 \cdot 10^4 \text{ м}^2$ , а число трубок в конденсаторах -  $5 \cdot 10^4$ . Жесткие требования предъявляются к массогабаритным характеристикам конденсаторов судовых паросиловых турбоустановок.

Существующие методы расчета поверхности теплообмена конденсаторов не позволяют конструктору в полной мере изменять при расчете различные параметры, влияющие на теплообмен, особенно с паровой стороны.

Теоретические работы, объясняющие расхождение экспериментальных данных между собой и с теорией Нуссельта, не позволяют сделать однозначных выводов о влиянии натекающего конденсата на теплоотдачу. Это

свидетельствует о недостаточной изученности рассматриваемого вопроса и необходимости дальнейшего накопления экспериментальных данных. Практически не исследовано влияние конфигурации поперечного сечения гладких трубок на их теплообменные характеристики при конденсации пара.

Утилизация теплоты при конденсации пара, содержащегося в уходящих газах котельных агрегатов, позволяет существенно экономить топливо. По имеющимся оценкам теплота, полученная за счет регенерации, в этом случае обходится в три раза дешевле, чем при непосредственном сжигании топлива. Перспективным способом решения этой проблемы является применение контактных теплообменников, в которых уходящие газы непосредственно контактируют с теплоносителем. Удельные капиталовложения в мероприятия по утилизации теплоты уходящих газов контактными теплообменниками в 2...3 раза ниже удельных капиталовложений в добычу и транспортировку топлива. Вместе с тем контактные теплообменники в качестве утилизаторов теплоты уходящих газов из-за ряда недостатков не нашли достаточного применения, соответствующего их высоким потенциальным возможностям.

Таким образом, исследования процессов гидродинамики и теплообмена при конденсации пара на трубных пучках, на гладких некруглых трубках, а также между свободной жидкостной пленкой и потоком газа с целью повышения эффективности работы и уменьшения массы и габаритов вновь проектируемых конденсаторов и создания эффективных контактных теплообменников для утилизации теплоты уходящих газов являются актуальными задачами, решение которых связано с проблемами энергосбережения.

**Целью работы** является аналитическое и экспериментальное исследование влияния натекающего конденсата на процесс теплообмена при конденсации пара на горизонтальных трубных пучках, теоретическое изучение гидродинамики и теплообмена на гладких трубках с различной конфигурацией поперечного сечения, а также аналитическое и экспериментальное исследование процессов тепломассообмена при обтекании свободной

жидкостной пленки поперечным потоком газа в контактном теплообменнике с рециркуляцией нагреваемой жидкости и разработка контактных теплообменников с пониженным аэродинамическим сопротивлением.

**Поставлены следующие задачи, решение которых выносится на защиту:**

- разработка физической модели конденсации пара, основанной на дискретном характере течения конденсата и экспериментальное исследование влияния дискретного стекания на теплообмен при конденсации пара в широком диапазоне изменения вертикального шага между трубками пучка;

- получение экспериментально обоснованных соотношений для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи в коридорных и шахматных горизонтальных трубных пучках с учетом дискретной модели стекания конденсата;

- разработка моделей процессов гидродинамики и теплообмена при конденсации пара на гладких трубках с различной конфигурацией поперечного сечения;

- исследование влияния сил гравитации и поверхностного натяжения на гидродинамику и теплообмен при конденсации пара для различного пространственного расположения трубок с изменяющейся кривизной профиля поперечного сечения;

- проведение экспериментальных исследований и расчет теплообмена между сплошной пленкой жидкости и поперечным потоком газа;

- разработка методики расчета и экспериментальное исследование влияния рециркуляции нагреваемой жидкости на эффективность работы теплообменников контактного типа для утилизации теплоты уходящих газов при их глубоком охлаждении;

- разработка и промышленные испытания контактных аппаратов с повышенными теплотехническими характеристиками.

### Научная новизна работы:

1. Впервые проведена качественная и количественная оценка влияния дискретного характера течения конденсата на теплообмен при конденсации чистого неподвижного пара в горизонтальном трубном пучке. Аналитическим путем установлена взаимосвязь локальных коэффициентов теплоотдачи с характеристиками падающей капли: ее массой  $m_k$ , временем контакта капли с трубкой  $\tau_k$  и средней площадью  $\bar{S}$ , залитой этой каплей на поверхности трубки за время  $\tau_k$ . Экспериментально установлена зависимость характеристик перетекающей капли  $m_k$ ,  $\tau_k$ ,  $\bar{S}$  от физических свойств конденсата, диаметра трубок и вертикального шага трубного пучка.

2. Впервые в широком диапазоне изменения межтрубного расстояния исследовано влияние вертикального шага на теплоотдачу пучка трубок при конденсации медленно движущегося пара в области малых чисел Рейнольдса пленки. Установлено, что уменьшение коэффициентов теплоотдачи по высоте ряда оказывается гораздо более слабым, чем это следует из теории Нуссельта. Обнаружено существование оптимального шага трубок  $h \sim 6$  мм, при котором средний коэффициент теплоотдачи увеличивается на 6...12 % в зависимости от номера ряда.

3. Разработана математическая модель и впервые проведено аналитическое и экспериментальное исследование теплообмена при конденсации пара на гладких горизонтальных трубках с непрерывно уменьшающейся кривизной профиля поперечного сечения с учетом влияния сил гравитации и поверхностного натяжения. Выявлено наличие максимума коэффициента теплоотдачи при последовательном изменении сечения трубки от круглой формы до конфигурации, вытянутой в направлении вектора гравитационной силы. Установлено что для оптимальной формы поверхности средний коэффициент теплоотдачи увеличивается на 30%, а в условиях пониженной гравитации более чем в два раза.

4. Впервые численными методами исследована гидродинамика течения жидкостной пленки и теплообмен при конденсации пара на наклонных и вертикальных трубках с произвольным профилем поперечного сечения. Установлено, что неравномерное распределение толщины пленки, обусловленное силами поверхностного натяжения, лишь незначительно (на 2...3 %) увеличивает средний коэффициент теплоотдачи.

5. Разработана и экспериментально подтверждена новая аналитическая модель тепломассообмена между сплошной пленкой жидкости и поперечным потоком газа. Получены критериальные зависимости, обобщающие результаты лабораторных исследований и промышленных испытаний контактных теплообменников с различными вариантами камер контактного теплообмена в широком диапазоне изменения начальных параметров. Установлено, что применение рециркуляции нагреваемой жидкости в контактных теплообменниках является эффективным способом повышения их тепловой мощности и других теплотехнических характеристик.

6. Опытным путем впервые установлено наличие двух характерных режимов работы контактного теплообменника с пленочными форсунками. Данное явление объяснено неустойчивостью жидкостной пленки, взаимодействующей с поперечным потоком газа. Определены значения критерия Вебера ( $We=6.5$ ), определяющего смену режимов.

**Достоверность результатов** обусловлена применением современных физических представлений и математических методов анализа, объективным согласованием теоретических и экспериментальных данных, сопоставлением результатов тестовых опытов с данными других исследователей, использованием современных технических средств для сбора, обработки информации и проведения численных расчетов.

**Практическая ценность работы и реализация ее результатов**

- С учетом представлений о дискретном стекании конденсата получены зависимости для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи при конденсации чистого медленно движущегося пара в горизонтальном трубном

пучке. Эти результаты могут быть использованы при проектировании конденсаторов ПТУ и горизонтальных теплообменников с конденсацией пара

- Предложен новый способ интенсификации теплообмена при конденсации пара заключающийся в использовании пучка с оптимальным вертикальным шагом между трубками .

- Разработан новый способ интенсификации теплообмена при конденсации пара, заключающийся в применении гладких трубок с переменной кривизной профиля поперечного сечения ,

- Теоретические и экспериментальные материалы по процессам тепломассообмена между свободной пленкой жидкости и поперечно натекающим потоком газа могут быть использованы и используются для расчета и проектирования теплообменных аппаратов в энергетике и других отраслей промышленности и служат основой для разработки новых численных методик расчета камер смешения при оптимизации их конструкции.

- Разработанная, прошедшая апробацию и реализованная новая комбинированная конструкция контактного теплообменника с пленочными форсунками и рециркуляцией нагреваемой жидкости рекомендуется к широкому использованию в качестве утилизатора теплоты уходящих газов за котельными установками различного назначения, нагревательными печами и т.п., использующими в качестве топлива природный газ.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований использованы в научно-исследовательских и производственных организациях, в том числе на крупнейших российских предприятиях ОАО «Калужский турбинный завод» и ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат», а также в учебном процессе высших учебных заведений.

Автор внес личный вклад в разработку физической модели дискретного стекания конденсата, в проектирование и изготовление экспериментальных установок, в разработку методик проведения опытов, в непосредственное проведение экспериментов, в обработку и анализ их результатов. Автором была предложена и подтверждена аналитически и экспериментально идея



интенсификации теплообмена при конденсации пара путем применения гладких горизонтальных трубок с непрерывно уменьшающейся кривизной профиля поперечного сечения. Автор принимал непосредственное участие в постановке задач, анализе результатов и написании статей по тепломассообмену в контактных теплообменниках и при конденсации пара на горизонтальных, наклонных и вертикальных трубках с различными профилями поперечного сечения. Численные расчеты задач, сформулированных в параграфах 3.3, 3.4 и главе VI-ой выполнены под научным руководством автора аспирантом Н.Н.Никитиным.

**Апробация работы.** Основные результаты работы опубликованы в 60 статьях, в том числе 11 по списку ВАК, и докладывались на XXI Сибирском Теплофизическом семинаре (Новосибирск, 1978 г.), VI Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов (Ленинград, 1978 г.), II Всесоюзном совещании по конденсаторам паровых турбин (Калуга, 1981 г.); Всесоюзной конференции по теплофизике и гидродинамике процессов кипения и конденсации (Рига., 1988 г.); Отраслевом совещании главных энергетиков (Киев, 1988г.); III Всесоюзной конференции по двухфазным потокам в энергетических машинах и аппаратах (Ленинград, 1985 г.); VII Всесоюзной конференции по двухфазным потокам в энергетических машинах и аппаратах (Ленинград, 1990 г.); III Всесоюзной конференции по проблемам энергетики и энергосбережению в промышленной теплотехнологии (Москва, 1997 г.); Российском Национальном симпозиуме по энергетике (Казань, 2001 г.); IV Международной теплофизической школе (Тамбов, 2001 г.); Международной научно-практической конференции «80 лет Уральской теплоэнергетике. Образование. Наука» (Екатеринбург 2003г.); XXVII Сибирском теплофизическом семинаре, посвященном 90-летию академика С.С.Кутателадзе (Новосибирск, 2004 г.); V Международной Балтийской конференции по теплопередаче (С-Петербург, 2007 г.) и целом ряде межвузовских научных конференциях, проводимых в Магнитогорском

государственном университете. Материалы по влиянию натекания конденсата на интенсивность теплообмена удостоены диплома 1-ой степени на конкурсе Московского областного правления НТО им. академика А.Н. Крылова.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, приложений и списка литературы, включающего 205 источников, изложена на 290 страницах, включает 92 рисунка и 3 таблицы.

Ключевые слова: теплообмен, тепломассообмен, конденсация, пар, гидродинамика, дискретное стекание, поверхностное натяжение, пучок труб, поверхностный теплообменник, контактный теплообменник.

### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

***Во введении*** на основе научных работ ведущих отечественных и зарубежных ученых проанализированы наиболее значимые причины, обуславливающие многочисленные отклонения экспериментальных данных по теплообмену при конденсации пара от классической теории Нуссельта. К числу таких факторов можно отнести влияние поверхностного натяжения, особенно проявляющееся при конденсации на криволинейных поверхностях. Этот фактор обуславливает не учитываемое в теории дискретное (капельное или струйное) стекание конденсата в пучке трубок. Отмечается противоречивость сведений и недостаточная изученность роли сил поверхностного натяжения.

***В первой главе*** рассматриваются представления о процессах теплообмена и гидродинамики при конденсации пара в пучках горизонтальных трубок, основанные на результатах экспериментальных и теоретических исследований различных авторов, и обосновывается разработанная автором новая модель конденсации чистого неподвижного пара на вертикальном ряде горизонтальных трубок, дополняющая теорию Нуссельта учетом дискретного стекания конденсата.

Отмечается, что уменьшение коэффициента теплоотдачи при переходе от трубок, расположенных в верхней части пучка, к нижерасположенным трубкам, принято объяснять тремя основными причинами:

во-первых, при движении пара в глубину пучка происходит его конденсация, следовательно, уменьшение объемного расхода и скорости движения пара, что приводит к ухудшению процесса теплообмена;

во-вторых, по мере последовательной конденсации пара возрастает концентрация неконденсирующихся газов. Это затрудняет подход пара к поверхности конденсации и уменьшает коэффициент теплоотдачи;

в-третьих, на трубки, лежащие в глубине пучка, поступает конденсат с вышерасположенных трубок, при этом увеличивается средняя толщина жидкостной пленки и уменьшается коэффициента теплоотдачи.

Во многих исследованиях осуществляется дифференцированный подход к изучению проблемы, т.е. выделяется воздействие каждого из названных выше факторов, хотя в реальных аппаратах комплексное воздействие этих факторов на конденсацию пара бывает гораздо сложнее.

Большинство предлагаемых моделей натекания лишь уточняют теорию, разработанную Нуссельтом путем рассмотрения дополнительных условий. В теории Нуссельта стекание конденсата осуществляется в виде непрерывной пленки, равномерно распределенной во всей длине трубки. Движение конденсата по поверхности каждой трубки предполагается ламинарным, пар считается неподвижным, влиянием трения между паром и жидкой пленкой пренебрегается, температурный напор для всех трубок принимается постоянным, дополнительная конденсация на пленке в межтрубном пространстве не учитывается. Л.Д Берманом было показано, что теоретические представления Нуссельта приводят к простому выражению для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи на ряду трубок с номером  $i$ :

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_1} = [i^{0,75} - (i-1)^{0,75}], \quad (1)$$

где

$$\alpha_1 = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж}^2 g r}{\mu_{ж} \nu d}}. \quad (2)$$

Анализ зависимости (1) показывает существенное снижение коэффициента теплоотдачи по высоте ряда за счет стекающего конденсата (коэффициент теплоотдачи на второй трубке ряда оказывается на 32% ниже, чем на верхней). Анализ опытов, в которых обеспечивается конденсация

чистого практически неподвижного пара, показывает, что теоретические расчеты значительно завышают роль натекающего конденсата. Как отмечают Чен и Исаченко, такое несоответствие аналитических расчетов и опытных данных обычно объясняется тем, что в теории Нуссельта не учитываются некоторые явления, имеющие место при конденсации пара на вертикальном ряде горизонтальных трубок, в частности:

1. Средняя температура пленки, стекающей с трубок, меньше температуры насыщения, что приводит к дополнительной конденсации пара на пленке, стекающей в межтрубном пространстве.

2. Пленка при падении ускоряется и приобретает дополнительное количество движения, что уменьшает толщину пленки на нижележащей трубке.

3. Действие поверхностных сил обуславливает стекание конденсата в виде отдельных капель и струй, в то время как Нуссельтом предполагается непрерывное по всей длине трубки стекание пленки.

В настоящее время не представляется возможным построение аналитического решения задачи о конденсации пара в пучке горизонтальных трубок, одновременно и полностью учитывающей влияние перечисленных факторов. По этой причине роль перечисленных факторов как правило анализируется отдельно.

Влияние переохлаждения конденсата на средний коэффициент теплоотдачи на основе приближений пограничного слоя было учтено Ченом, Спэрроу и Грогом, которыми учитывалось изменение количества движения за счет массы конденсирующихся паров, т.е. «эффект торможения». При температурных напорах, характерных для реальных конденсаторов, расчеты дают результаты, практически не отличающиеся от теории Нуссельта, то есть эффект дополнительной конденсации не может удовлетворительно объяснить тот факт, что значения коэффициентов теплоотдачи, рассчитанные по теории Нуссельта, существенно меньше многих экспериментально определенных коэффициентов. Введение поправки на тепловой поток за счет переохлаждения конденсата предложенное в работах Гогонина существенно сближает опытные

данные с результатами, полученными при условии постоянного температурного напора по высоте ряда

Предложенная Исаченко аналитическая модель основывается на том, что весь передаваемый импульс приводит к уменьшению толщины пленки, что, по-видимому, переоценивает реальное влияние добавочного импульса на теплообмен. Слабое влияние на теплообмен передаваемого импульса подтверждается и опытами Кутателадзе, в которых увеличение расстояния между трубками ряда совершенно очевидно обуславливало рост передаваемого импульса. Увеличения коэффициента теплоотдачи пучка при этом не наблюдалось.

Аналитические модели Чена и Исаченко не учитывают и такого фактора, как дискретное стекание конденсата в виде отдельных капель.

Влияние сил поверхностного натяжения при конденсации пара в трубных пучках иногда характеризуется критерием  $\sigma/\rho d^2$ . Этот критерий не отражает тот факт, что теплоотдача к трубкам в пучке будет зависеть от вертикального шага, так как при изменении этого шага могут возникнуть такие условия, когда силы поверхностного натяжения будут менять характер отрыва капель и оказывать влияние на теплообмен.

Имеющиеся в литературе сведения позволяют сделать вывод о том, что влиянием сил поверхностного натяжения частично можно объяснить расхождение экспериментальных и теоретических результатов. Комплексные исследования теплообмена, сопровождаемые визуальным наблюдением за характером течения жидкой пленки на гладких и оребренных трубках, проведенные Гогониным и Кабовым в широком диапазоне изменения паровых нагрузок при конденсации паров хладонов, показали, что отвод конденсата осуществляется в виде капель и струй, а при больших паровых нагрузках конденсат стекает практически сплошной пленкой. Такой характер течения, обусловленный крайне низким коэффициентом поверхностного натяжения хладонов, сближает картину стекания конденсата с классической моделью Нуссельта. В этом случае, по-видимому, требуются дополнительные уточнения

для переноса полученных результатов на случаи конденсации паров жидкостей со значительными коэффициентами поверхностного натяжения.

Влияние дискретного течения пленки на теплообмен оценивается в работе Шкловера и Бувевича, где сток конденсата предполагается в виде непрерывной пленки, но, в отличие от теории Нуссельта, заливающей нижерасположенную трубу лишь частично. Средний для всей поверхности каждой трубки коэффициент теплоотдачи определяется с учетом площади поверхности, подверженной натеканию капель. Предложенная схема расчета не учитывает дискретный характер стекания пленки в виде капель и применима лишь для тех случаев, когда течение конденсата осуществляется в виде отдельных непрерывных струек и расстояние между трубками невелико.

В настоящей работе предложена модель процесса конденсации пара на вертикальном ряде горизонтальных трубок. В основе этой модели лежат основные предпосылки теории Нуссельта о конденсации пара на вертикальном ряде горизонтальных трубок. Дополнительно предполагается, что силы поверхностного натяжения существенно влияют на гидродинамику и теплообмен, обеспечивая стекание конденсатной пленки в виде капель и струй. Расчет теплоотдачи по этой модели основывается на дискретном течении конденсатной пленки и требует знания массы отрывающейся капли и геометрических размеров поверхности, которую занимают перетекающие капли. Такие сведения в литературе практически отсутствуют. Существенной чертой предлагаемой модели является наличие двух типов зон, для каждой из которых существуют свои расчетные зависимости – зоны, залитой конденсатом и свободной зоны, в которой теплоотдачу можно рассчитывать по известной формуле Нуссельта (2).

Величина площади  $S$ , занятой перетекающей каплей, оказывается меняющейся во времени так, как это схематически изображено на рис. 1:

$$S(\tau) = \begin{cases} f(\tau) > 0 & \text{при } PT < \tau < \tau_k + PT \\ 0 & \text{при } \tau_k + PT \leq \tau \leq (P+1)T \end{cases} \quad (3)$$

где  $P = 0; 1; 2 \dots$

Усреднение коэффициента теплоотдачи по поверхности  $j$ -той трубки и среднестатистическому периоду  $T$  приводит к следующему выражению для коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_j = \frac{\alpha_0 [F - Tn\bar{S}] + \alpha_{зм.} n\bar{S}T}{F} = \alpha_0 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\alpha_{зм.}}{\alpha_0} \right) f_j \right] \quad (4)$$

где  $\alpha_0$  - средний коэффициент теплоотдачи для поверхности, не залитой натекающим конденсатом;

$F = F_{j\text{св.}} + \sum_1^n S^{(i)}(\tau)$  - площадь полной поверхности трубки,  $F_{j\text{св.}}$  - площадь свободной зоны  $j$ -той трубки;  $n$  -

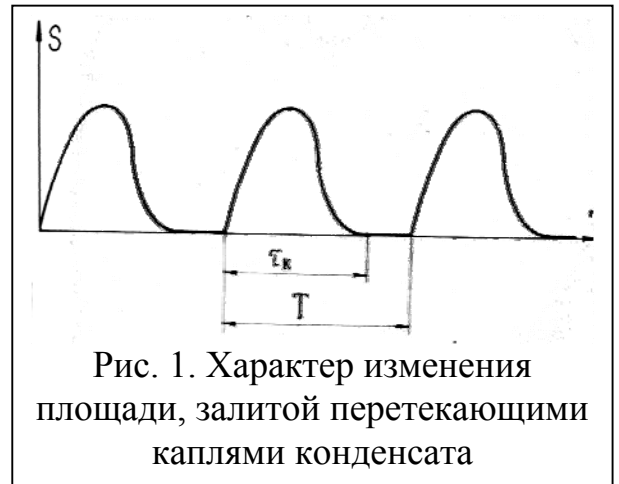
количество отрывающихся капель в

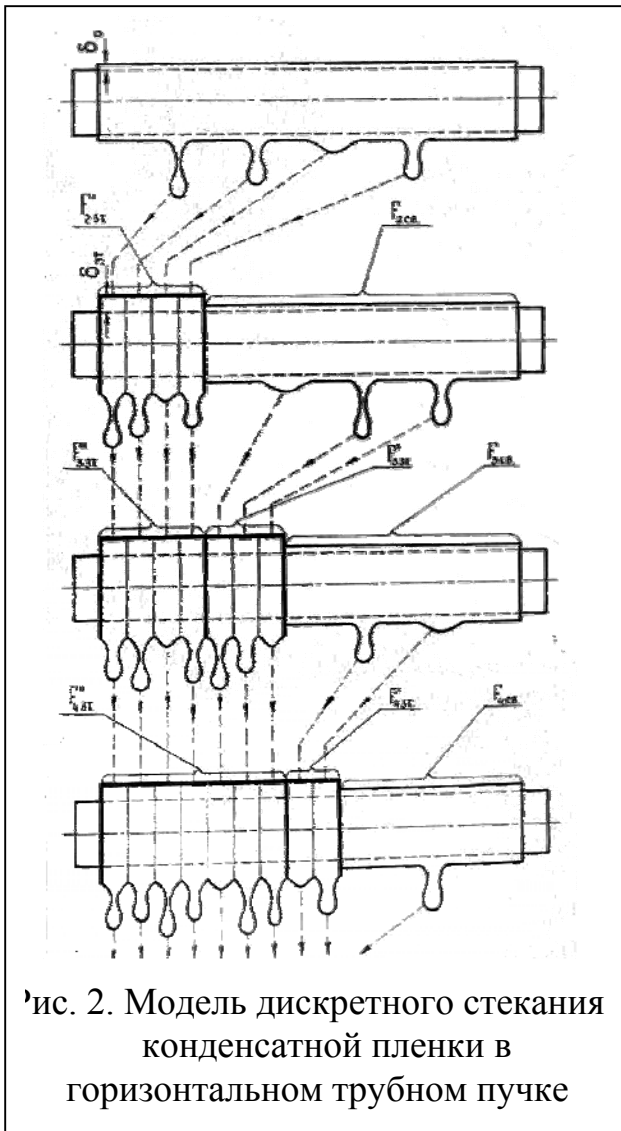
единицу времени;  $f_j = \frac{F_{j\text{зт.}}}{F} = \frac{Tn\bar{S}}{F}$  - функция натекания, которая

характеризует относительную долю площади, занятой перетекающим конденсатом. Произведение  $Tn\bar{S}$  представляет собой среднюю по времени суммарную площадь, залитую перетекающими каплями на рассматриваемой трубке,  $F_{j\text{зт.}} = Tn\bar{S}$ .

Верхняя трубка с единицы поверхности в единицу времени генерирует  $\eta$  каплю, отрывающихся от трубки, которые зальют на второй трубке площадь  $F_{2\text{зт.}} = T\eta F\bar{S}$ . Тогда  $f_2 = T\eta\bar{S}$ , а площадь свободной зоны второй трубки равна  $F_{2\text{св.}} = F - F_{2\text{зт.}} = F(1 - T\eta\bar{S})$ . Свободная зона второй трубки будет заливать на третьей трубке площадь  $F'_{3\text{зт.}} = T\eta\bar{S}F_{2\text{зт.}} = T\eta\bar{S}F(1 - f_2)$ .

На третьей и последующих трубках будут дополнительно существовать зоны, залитые каплями, которые образовались на предыдущей трубке не в результате конденсации, а путем перетекания, (рис. 2), что приводит





к следующему окончательному выражению для функции натекания любой трубки ряда:

$$f_j = 1 - (1 - f_2)^{j-1}. \quad (5)$$

Это выражение означает, что функция натекания любого ряда, а, значит и коэффициент теплоотдачи, могут быть выражены через функцию натекания второго ряда. Величина площади поверхности, заливаемой одиночной каплей, зависит от среднего периода образования и перетекания капли. Для того, чтобы эта площадь определялась только характеристиками перетекающей капли, необходимо перейти от усреднения площади по периоду отрыва и перетекания капли к усреднению по времени

непосредственного перетекания капли по трубке  $\tau_k$  (рис. 1).

Такое усреднение приводит к тому, что функция натекания  $f_2$  может быть выражена через среднюю массу капли  $m_k$  и расход конденсата, образующегося на единичной поверхности верхней трубки ряда  $G_1$ :

$$f_2 = \tau_k \eta \bar{S} = \tau_k \frac{\bar{S}}{m_k} G_1. \quad (6)$$

При расчетах использовались результаты нашего экспериментального исследования величин, характеризующих перетекающую каплю,  $J = \tau_k \bar{S}$ , средней площади  $\bar{S}$  и средней массы капель  $m_k$ , отрывающихся от трубок различных диаметров. Расчеты теплоотдачи пучка трубок, выполненные по дискретной модели натекания, показывают, что снижение коэффициента теплоотдачи по высоте ряда незначительно по сравнению с теорией Нуссельта.



При выводе зависимости (6) для определения функции натекания не учитывалось влияние конденсата, дополнительно образующегося в залитых зонах. Расчет функций натекания, полученных по упрощенной модели, и с учетом конденсации в залитой зоне показал, что эти результаты расходятся не более чем на 3%; следовательно, допущение  $\alpha_{зт}/\alpha_0 \ll 1$  справедливо и выражение для среднего коэффициента теплоотдачи вертикального ряда из горизонтальных трубок примет вид

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{N} \sum_1^n \alpha_j = \frac{\alpha_1(1 - A^N)}{(1 - A)N}, \quad (7)$$

где  $N$  – число трубок в ряду,  $A = 1 - \frac{\tau_k \bar{S}}{m_k} G_1$ .

Таким образом, предложенная в диссертации безразмерная функция натекания, учитывающая дискретный характер стекания конденсата, позволяет установить связь между распределением коэффициентов теплоотдачи по высоте ряда и функцией натекания, зависящей от удельной паровой нагрузки и параметров капель в трубном пучке: массы  $m_k$ , времени контакта  $\tau_k$ , средней  $\bar{S}$  и величины  $J$ , названной автором для краткости терминологии интегралом натекания.

*Во второй главе* приводятся описание методики эксперимента и результаты исследования теплообмена при конденсации пара на вертикальном ряде круглых горизонтальных трубок с целью проверки дискретной модели стекания конденсата и подробного изучения влияния вертикального шага между трубками.

Для решения перечисленных задач была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, схема которой приведена на рис. 3. Установка состоит из двух контуров: замкнутого с естественной циркуляцией и открытого контура охлаждающей воды. Электрический парогенератор имеет 6 трубчатых электронагревательных элементов (ТЭНов) мощностью 6,3 кВт каждый. Включение одного из нагревателей через регулятор напряжения обеспечивало

плавный набор электрической мощности. Электрический пароперегреватель мощностью 1 кВт позволял осуществить перегрев пара на  $1 \dots 1,5^\circ\text{C}$ .

Конденсатор был установлен на металлической опоре, конструкция которой позволяла менять угол установки аппарата от  $0^\circ$  до  $20^\circ$  по отношению к горизонту. Предусматривались удаление неконденсирующихся примесей вакуумным насосом 9 и влаги из отсасываемой паровоздушной смеси в вынесенном теплообменнике-воздухоохладителе 4. Стабильность расходов и температуры охлаждающей воды в контуре достигалась применением бака постоянного напора 8. Необходимый уровень температуры охлаждающей воды поддерживался девятью ТЭНами с отдельным включением мощностью 3,6 кВт каждый. Три ТЭНа были включены в электрическую схему регулировки температуры, управляемую термодатчиком температуры и электромагнитным реле. Необходимая температура поддерживалась с погрешностью  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ .

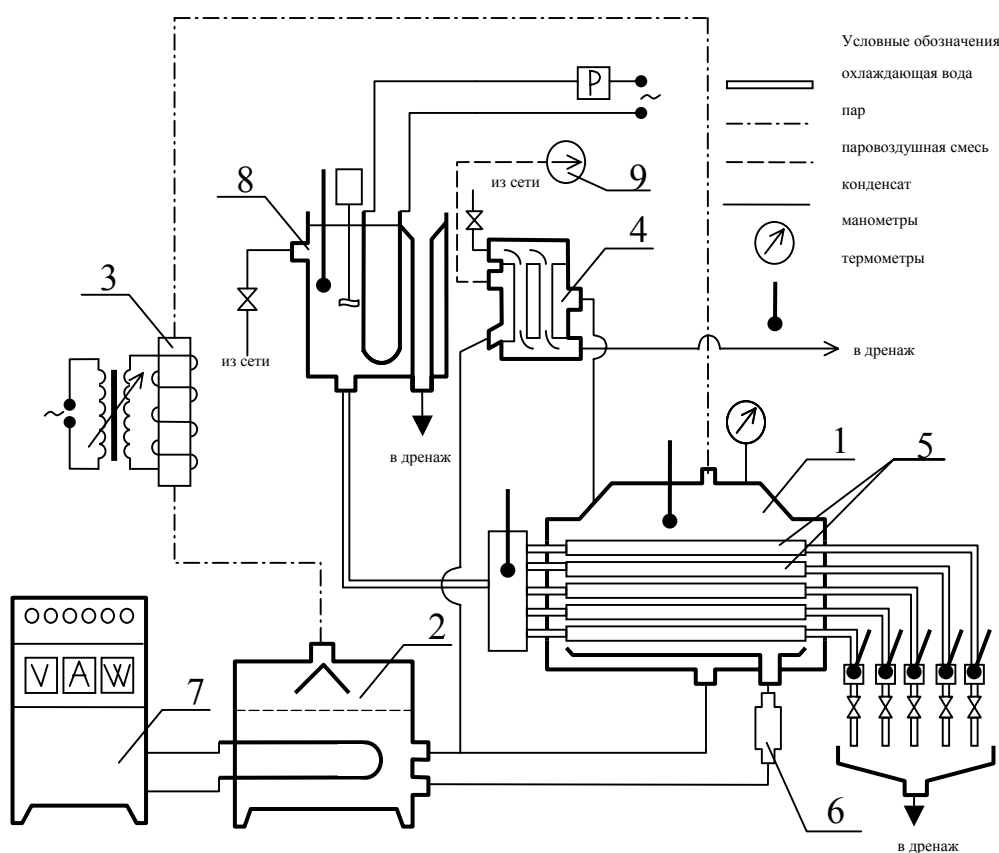


Рис. 3. Схема экспериментальной установки:

1 – конденсатор, 2 – парогенератор, 3 – электрический пароперегреватель, 4 – теплообменник-воздухоохладитель, 5 – экспериментальные трубки, 6 – мерный бак, 7 – щит управления, 8 – бак постоянного напора, 9 – вакуумный насос РВН-20

Корпус конденсатора выполнен в виде прямоугольного короба проходным сечением 940x170 мм со смотровыми окнами. При максимальной паровой нагрузке динамический напор  $\rho w^2$  не превышает 0,04 кг/(м·с<sup>2</sup>), что позволяет считать пар практически неподвижным. Необходимое расстояние между трубками ряда выставлялось при помощи калиброванных вставок. Конденсация пара проводилась на мельхиоровых трубках диаметром 12 мм с рабочим участком длиной 690 мм. Для интенсификации теплообмена со стороны охлаждающей воды применялись турбулизирующие вставки.

При проведении экспериментов измерялись температура стенки рабочих трубок, температура охлаждающей воды на входе и выходе из каждой трубки, температура и давление пара в конденсаторе, расход охлаждающей воды, суммарное количество конденсата, образовавшегося на экспериментальном ряде. Специально сконструированным прибором по методике Фукса периодически определялось массовое содержание воздуха в паре.

Температуры стенок рабочих трубок измерялась методом термометра сопротивления, когда датчиком была непосредственно рабочая трубка, что позволило измерять сразу среднюю температуру. При обработке опытных данных учитывались поправка на толщину стенки и неравномерность распределения температуры по трубке. Расход охлаждающей воды измерялся объемным методом при помощи мерного бака постоянного объёма. В процессе проведения экспериментов контролировалось соответствие температуры насыщения и давления.

Особенность предложенной автором экспериментальной методики состояла в том, что измерения на каждом заданном режиме проводились в два непрерывных этапа. На первом этапе установка располагается горизонтально, и работа каждой трубки определяется её расположением в вертикальном ряде. На втором этапе конденсатор без остановки работы стенда наклоняется так, что трубки образуют с горизонтом угол до  $7^{\circ}$ . Слабый наклон трубок, по данным Ю.М. Бродова и нашим собственным предварительным опытам, не приводит к изменению коэффициента теплоотдачи при конденсации пара. Отнесение

результатов, полученных на каждой вертикальном ряду, к результатам, слабонаклоненной к горизонту, по натекающего конденсата и избавляет особенностью работы каждой трубки.

Тепловой поток через каждую коэффициент теплоотдачи определ методикой по расходу и изменению т Погрешность измерения коэффициент параметрах составляла от 4,6 до 10 %.

При экспериментальном ис кинокамерами «Пентацет 16а» и с последующей обработкой опытных

координатным устройством. Это позволило установить зависимость среднего расстояния между отрывающимися каплями  $\ell$  от геометрического положения трубки в ряду и от снимаемой тепловой (или соответствующей ей паровой) нагрузки и получить геометрические и временные характеристики процесса перетекания упавшей капли по горизонтальной трубке.

Увеличение паровой нагрузки от  $1,6 \cdot 10^{-2}$  до  $5,0 \cdot 10^{-2}$  кг/(м<sup>2</sup>·с) приводит к уменьшению  $\ell$  от 48 до 32 мм. При дальнейшем росте нагрузки значение  $\ell$  остается постоянным. Значения  $\ell$  на второй и пятой трубках ряда не зависят от величины паровой нагрузки.

На рис. 4 приведена зависимость безразмерного расстояния между струями  $\ell/\ell_0$  от числа Рейнольдса пленки (гидравлической нагрузки), определенного по средней скорости течения и средней толщине пленки,  $Re_{пл} = \sum_1^n \frac{\Gamma_i}{\mu}$ , где  $\Gamma_i$  – линейная плотность орошения на  $i$  – трубке. Линейный размер отнесен к длине волны наиболее «опасного» возмущения на плоской границе раздела между



средами, определенной Гогониным,  $\ell_0 = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}$ . Обработка опытных данных показала, что существуют две области чисел Рейнольдса, в которых характер изменения величины  $\ell$  различен. При небольших числах  $Re_{пл}$  среднее расстояние между каплями убывает с ростом  $\ell$ . На этом участке наши опытные данные аппроксимируются степенной зависимостью

$$\tilde{\ell} = \frac{\ell}{\ell_0} = 1,6 Re_{пл}^{-0,25}, \quad 1 \leq Re \leq 5 \quad (8)$$

При дальнейшем увеличении гидравлической нагрузки расстояние между отрывающимися каплями остается постоянным и совпадает с длиной волны неустойчивости по Тэйлору, что объясняется переходом ламинарного режима течения пленки в ламинарно-волновой при  $Re_{волн} = 5$ .

По данным скоростной киносъемки определялись форма и площадь поверхности, занятой растекающейся на трубке каплей, в различные моменты времени для диаметров трубок от 8 до 25 мм и величины зазора между трубками вертикального ряда  $h$  от 3 до 24 мм. Покадровый анализ показал, что в зависимости от расстояния между трубками возникают три характерных варианта падения и перетекания капель, отличающиеся формой капли в межтрубном пространстве перед касанием с нижней трубкой (рис.5). Изменения формы перетекающих капель отражают изменения в соотношении сил поверхностного натяжения и гравитационных. Максимальная ширина дорожки  $\ell_{max}$ , занятой перетекающей каплей, зависит от величины зазора  $h$  между трубками. Эта зависимость, обработанная в безразмерном виде  $\tilde{\ell}_{max} = f(\tilde{h})$ , представлена на рис.6.

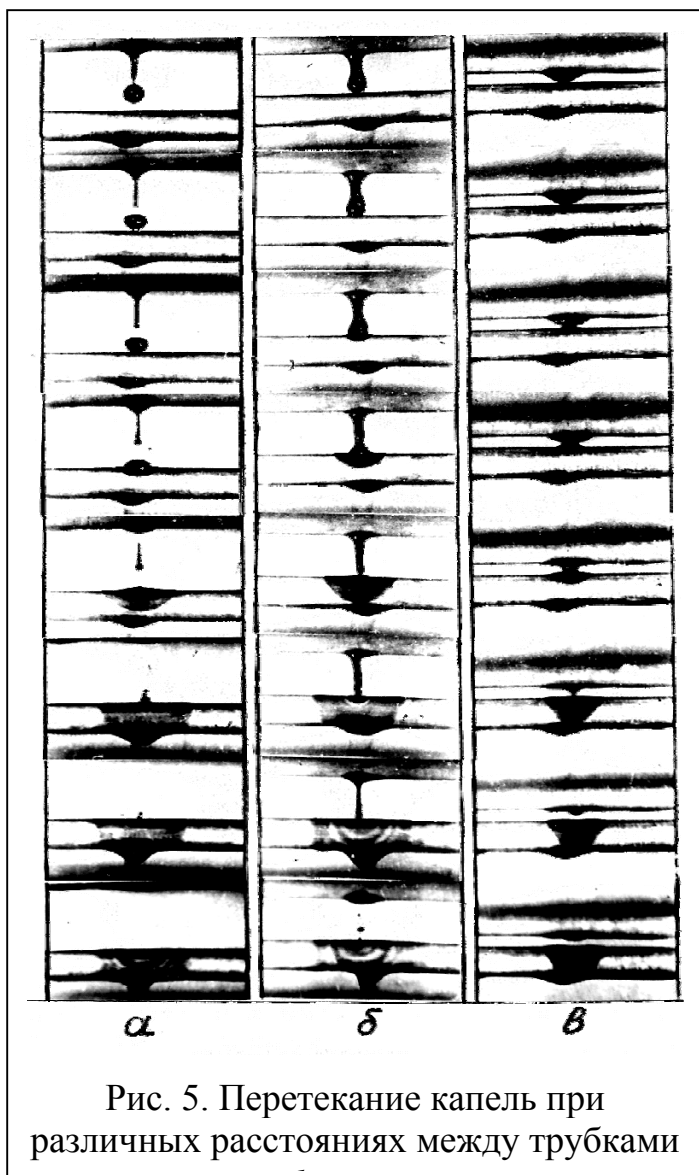


Рис. 5. Перетекание капель при различных расстояниях между трубками

перетекающей капли остается неизменной. Ширина дорожки уменьшается из-за возрастания скорости падения капли на трубку при увеличении вертикального шага.



Рис. 6. Максимальная ширина дорожки, залитой перетекающей каплей

Безразмерная величина  $\tilde{h}$  представляет собой критерий Вебера  $We$ , а линейные размеры  $l_{max}$  и  $h$  отнесены к масштабу капиллярно-гравитационного взаимодействия (капиллярной постоянной), использованному Кутателадзе и Шкловером при обработке данных,

$$l_k = \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho' - \rho'')g}}$$

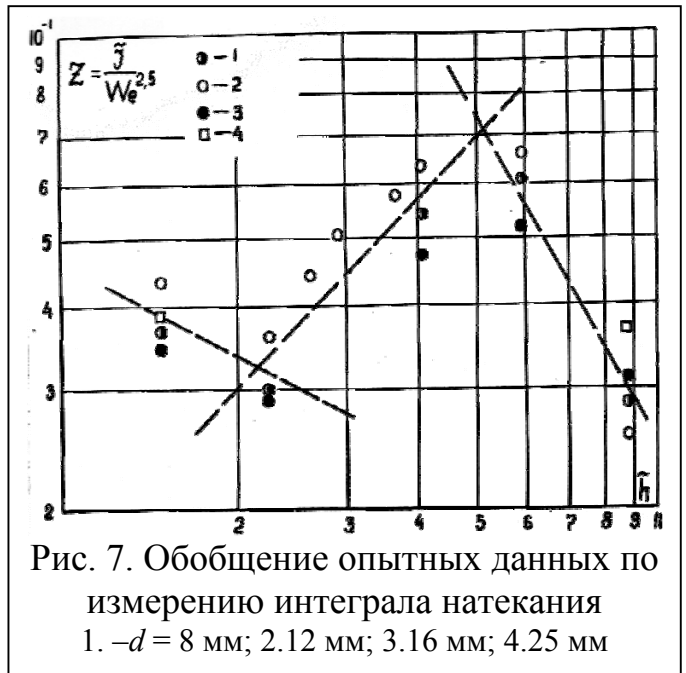
Три зоны, разделенные на рис.6 пунктирными линиями, соответствуют различному характеру изменения массы капель в зависимости от величины зазора между трубками:

I. При  $\tilde{h} \geq 5$  масса

II. При  $2,2 \leq \tilde{h} \leq 5$  на формирование и отрыв капель начинает оказывать воздействие нижележащая трубка. Масса перетекающей капли и максимальная ширина дорожки, которую она занимает, с ростом шага  $h$  увеличивается.

III. При  $1,47 \leq \tilde{h} \leq 2,2$  силы поверхностного натяжения способствуют более полному перетеканию капель на нижележащую трубку, увеличивая массу перетекающих капель по мере уменьшения шага.

Данные по массе  $m_k$  перетекающих капель, полученные взвешиванием и косвенно подтвержденные обработкой



киноматериалов, аппроксимируются с погрешностью, не превышающей 8 %, зависимостью

$$\tilde{m}_k = \frac{m_k}{\pi \left(\frac{2}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\sigma}{g}\right)^{\frac{3}{2}}} = \begin{cases} (8,1\tilde{h}^{-2} - 8,1\tilde{h}^{-1} + 2,73)We^{0,39} \\ \text{при } 1,47 \leq \tilde{h} \leq 5 \\ 1,3 We^{0,3} \\ \text{при } \tilde{h} > 5. \end{cases} \quad (9)$$

Значения средних площадей  $S_{3m}$ , залитых перетекающей каплей и интеграла натекания  $J$ , необходимые для расчета по дискретной модели, определялись графическим интегрированием экспериментальных зависимостей  $S_{3m} = f(\tau)$ . Так же, как и для массы перетекающей капли, можно выделить три характерных участка, каждый из которых аппроксимируется степенными зависимостями

$$\tilde{J} = c_1 \tilde{h}^{n_1} We^{2,6}, \quad \tilde{S} = c_2 \tilde{h}^{m_2} We^{1,5}, \quad (10)$$

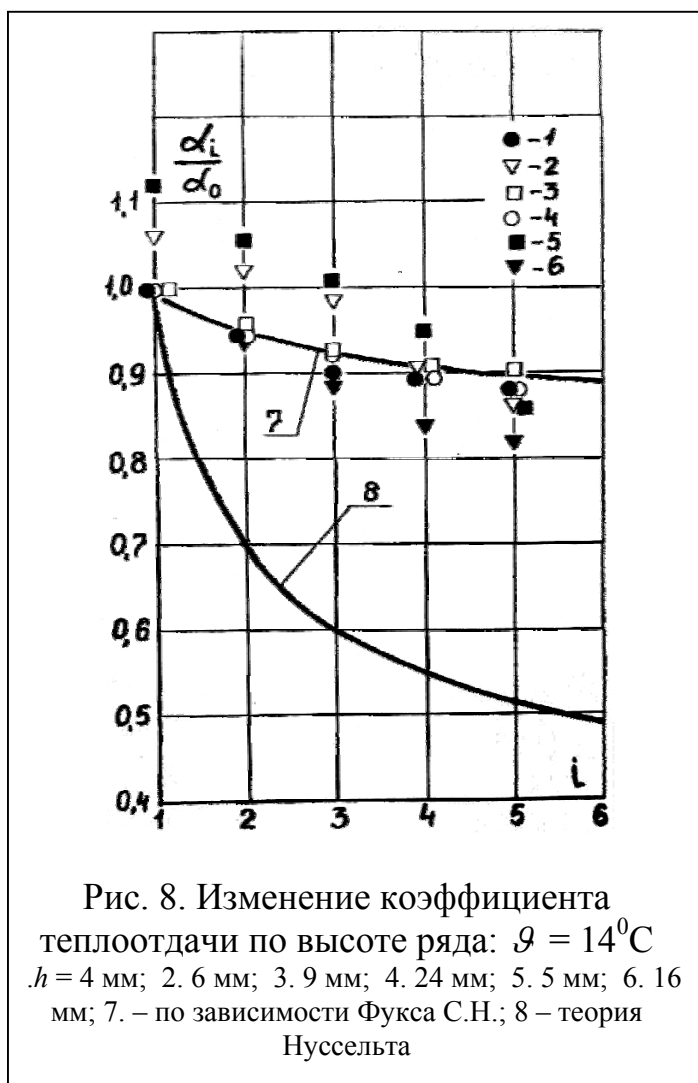
где  $c_1 = 0,047$ ,  $c_2 = 6,8$ ,  $n = -0,5$ ,  $m = -0,26$  при  $1,5 \leq \tilde{h} \leq 2,2$ ;

$c_1 = 0,017$ ,  $c_2 = 3,5$ ,  $n = 0,9$ ,  $m = 0,59$  при  $2,2 \leq \tilde{h} \leq 5,0$ ;

$c_1 = 1,120$ ,  $c_2 = 33,5$ ,  $n = -1,7$ ,  $m = -0,7$  при  $5,0 \leq \tilde{h} \leq 9,0$ .

Максимальные отклонения экспериментальных значений  $\tilde{J}$  и  $\tilde{S}$  от аппроксимирующих зависимостей (10) не превышают 15%, а относительная погрешность определения функции натекания не превышает 5%.

Для экспериментального исследования теплоотдачи было проведено 12 серий измерений и получено более 800 опытных точек. Эксперименты проводились при следующих режимных параметрах:  $t_n = 50^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 4 \dots 16^\circ\text{C}$ ,  $p_n = 1,25 \cdot 10^4 \text{ Па}$ ,  $q = (50 \dots 115) \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ . Скорость пара  $w$  не превышала  $0,7 \text{ м/с}$ , а динамический напор  $\rho w^2$  оставался меньше  $0,04 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ . Результаты экспериментов подтвердили, что уменьшение коэффициентов теплоотдачи по высоте ряда оказывается гораздо более слабым, чем это следует из теории Нуссельта (рис.8), а расстояние между трубками  $h$  слабо влияет на характер относительного изменения теплоотдачи по высоте ряда, что согласуется с



результатами расчетов, выполненных в соответствии с дискретной моделью натекания конденсата. При сближении трубок до  $5 \dots 6 \text{ мм}$  происходит увеличение интенсивности теплообмена, что связано с увеличивающимся влиянием сил поверхностного натяжения, уменьшением массы перетекающей капли, увеличением частоты отрыва и, следовательно, интенсивности волнообразования. Волновые процессы снижают среднюю толщину пленки и увеличивают коэффициент теплоотдачи. Анализ экспериментальных зависимостей показывает, что



изменение коэффициентов теплоотдачи по высоте ряда зависит от величины температурного напора «пар-стенка»: коэффициент теплоотдачи по высоте ряда с ростом температурного напора уменьшается сильнее. Это подтверждается и расчетами, сделанными по предложенной в первой главе дискретной модели.

Дискретный характер течения конденсатной пленки предполагает, что на поверхности трубки имеются участки, залитые перетекающим конденсатом, для которых характерны повышенные значения чисел Рейнольдса и участки, свободные от воздействия натекающего конденсата. Предложенное в диссертации обобщение опытных данных в координатах  $Nu-Re^*$ , где число  $Re^*$  определяется с учетом функции натекания, устраняет расслоение экспериментальных точек.

*В третьей главе* рассматриваются вопросы гидродинамики и теплообмена при конденсации пара на гладких горизонтальных трубках с переменной кривизной профиля. Отмечается, что действие гравитационных сил, всегда способствует уменьшению толщины конденсатной пленки, в то время как силы поверхностного натяжения (действие которых зависит от формы поверхности) могут как способствовать, так и препятствовать стеканию конденсата. Сделан вывод о существовании таких форм поверхности, которые обеспечивают оптимальное сочетание действия сил гравитации и поверхностного натяжения, при котором обеспечивается максимальное значение коэффициента теплоотдачи.

Наиболее известными видами поверхностей, на которых осуществляется интенсификация теплообмена при конденсации пара, являются **оребренные** трубки. Аналитические и экспериментальные исследования (Исаченко, Солодов, Мильман, Бродов, Гогонин, Кабов и др.) показывают, что эта интенсификация в значительной степени объясняется капиллярными эффектами.

Автором предложено общее условие, всегда обеспечивающее интенсификацию теплоотдачи на **гладких** горизонтальных трубках за счет поверхностных сил. Для этого кривизна поверхности должна непрерывно

уменьшаться от верхней образующей к нижней. Тогда возникает градиент давления, способствующий более быстрому стеканию конденсатной пленки.

Исходная система уравнений гидродинамики и теплообмена при конденсации пара в классической постановке с дополнительным предположением о том, что лапласовское давление в пленке, обусловленное силами поверхностного натяжения, определяется кривизной поверхности трубки  $k(x)$ , имеет вид

$$\begin{aligned} \mu_{жс} \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \rho_{жс} g \cos\beta - \sigma \frac{dk}{dx} &= 0, \\ \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} &= 0, \quad p = \sigma k(x) \end{aligned} \quad (11)$$

с граничными условиями

$$y=0: \quad t = t_c = const, \quad w_x = 0; \quad y=\delta: \quad t = t_n, \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} = 0. \quad (12)$$

Считая кривизну поверхности вдоль координаты  $y$  неизменной, получим параболический профиль скорости

$$w_x = \frac{\rho_{жс} g}{\mu_{жс}} b(x) \left( \delta y - \frac{y^2}{2} \right), \quad (13)$$

где 
$$b(x) = \cos\beta - \frac{\sigma}{\rho_{жс} g} \cdot \frac{dk}{dx}.$$

Выполнив интегрирование с учетом баланса теплоты на поверхности конденсата, можно получить выражение для локальной толщины конденсатной пленки на поверхности произвольной формы:

$$\eta = \sqrt[4]{\frac{4}{3} B(X)^{\frac{1}{3}} \left[ \int_0^X B(X)^{\frac{1}{3}} dX \right]^{\frac{1}{4}}}. \quad (14)$$

где 
$$\eta = \frac{\delta}{\delta_0} = \delta / \sqrt[4]{\frac{3\mu_{жс} \lambda_{жс} \Delta TL}{\rho_{жс}^2 g r}}, \quad X = \frac{x}{l} \quad - \quad \text{безразмерная координата,}$$

$$B(X) = \cos\beta - \frac{1}{Bo} \frac{dk}{dX}, \quad Bo = \frac{\rho_{жс} g L^2}{\sigma} \quad - \quad \text{число Бонда.}$$

Для конкретных расчетов необходимо задаться формой изучаемой поверхности через функцию  $B(X)$ .

В частности получено аналитическое решение задачи с формой профиля в виде отрезка логарифмической спирали (рис. 9), симметричного относительно вертикальной оси. Уравнение спирали в полярных координатах записывается в виде

$$\rho = P \exp(\varphi \operatorname{ctg} \gamma), \quad (15)$$

где  $\gamma$  и  $P$  - параметры логарифмической спирали

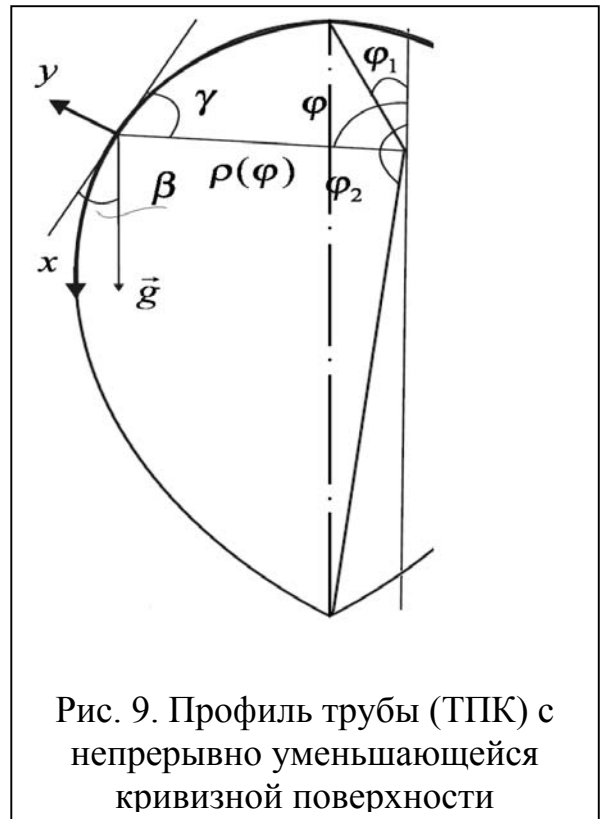


Рис. 9. Профиль трубы (ТПК) с непрерывно уменьшающейся кривизной поверхности

Выражение для толщины конденсатной пленки (14) для этого профиля в полярных координатах получено в виде:

$$\eta(\varphi) = \sqrt[4]{\frac{4}{3} B(\varphi)^{-\frac{1}{3}} \left[ \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} B(\varphi)^{\frac{1}{3}} \frac{\operatorname{ctg} \gamma \exp(\operatorname{ctg}(\varphi - \varphi_1))}{\exp(\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi - \varphi_1)]) - 1} d\varphi \right]^{\frac{1}{4}}}, \quad (16)$$

где

$$B(\varphi) = -\cos(\gamma + \varphi) + \frac{1}{\operatorname{Bo} \operatorname{ctg} \gamma} \exp\{-2\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi - \varphi_1)]\} \left\{ \exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)]\} - 1 \right\}^2.$$

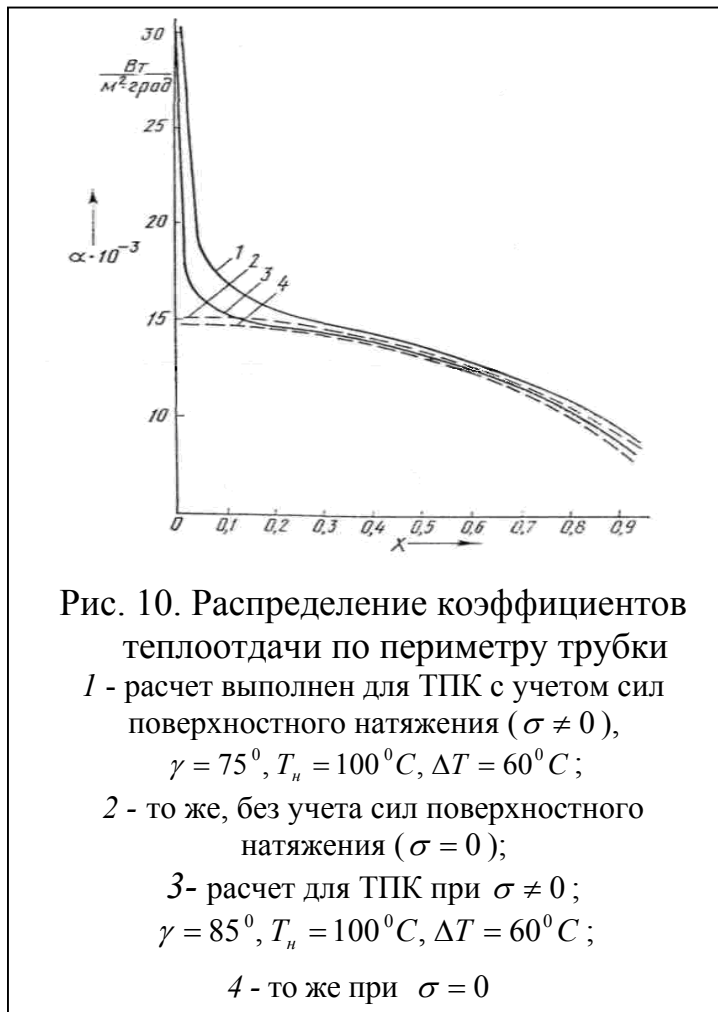
Толщина пленки на верхней образующей, вычисленная по (16), равна

$$\eta_0 = \left\{ \frac{1}{\operatorname{ctg} \gamma} \exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)] - 1\} \right\} \left\{ 1 - \frac{2}{\operatorname{Bo}} \left\{ \exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)]\} - 1 \right\}^2 \right\}^{\frac{1}{4}},$$

а определяющий размер (полупериметр логарифмической спирали)

$$L_0 = p \frac{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{\operatorname{ctg} \gamma} \exp[\operatorname{ctg}(\gamma \varphi_1)] \exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)] - 1\}.$$

Полученные формулы позволили автору провести расчеты которые подтвердили возможность интенсификации теплообмена путем соответствующего изменения конфигурации профиля гладкой горизонтальной



трубки. Вычисления были выполнены в диапазоне изменения температур насыщения от 50 до 100°C при температурных напорах 20...60°C. Угол  $\varphi$  изменялся от 45 до 90°, а значения  $P$  выбирались таким образом, чтобы изучаемые трубки имели ту же поверхность, что и круглые трубки с заданным наружным диаметром  $d$ . Сравнение проводилось с круглыми трубками с диаметрами 6, 12 и 20 мм. Анализ результатов вычислений показывает, что силы поверхностного натяжения

приводят к существенному перераспределению толщины пленки и локальных коэффициентов теплоотдачи по периметру трубки (рис.10). Эти силы увеличивают локальные коэффициенты теплоотдачи в верхней части трубки в 1,5...3 раза в зависимости от геометрических параметров трубки. Такой рост объясняется тем, что в верхней части трубки градиент лапласовского давления максимален и отвод пленки осуществляется преимущественно под действием сил поверхностного натяжения.

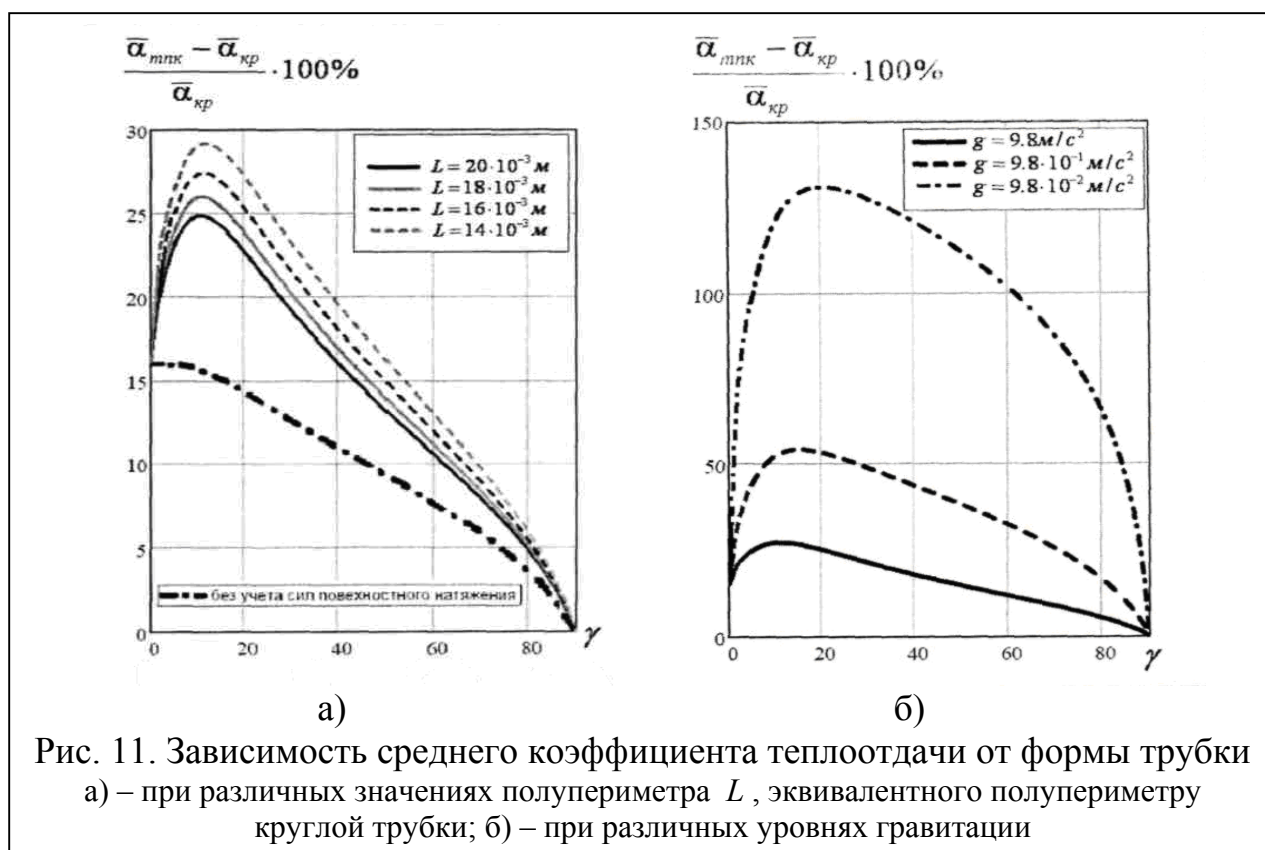
Влияние лапласовских сил на теплоотдачу убывает по периметру трубки и при  $X > 0,2...0,3$  значения толщины пленки и локальных коэффициентов теплоотдачи определяются в основном гравитационными силами.

Увеличение среднего коэффициента теплоотдачи обусловлено суммарным эффектом действия гравитационных сил, зависящих от формы геометрической поверхности и практически не зависящих от температурного напора, температуры насыщения и диаметра сопоставляемых круглых трубок, и

сил поверхностного натяжения, существенно зависящих от параметра  $\gamma$  и геометрических размеров поперечного сечения. Детальный анализ показывает, что увеличение среднего коэффициента теплоотдачи только за счет сил поверхностного натяжения может достигать 10...15% при общем увеличении коэффициента теплоотдачи на 20...30% по сравнению с соответствующими круглыми трубками.

Результаты расчетов были экспериментально проверены на трубке с логарифмическим профилем, изготовленной путем прокатки круглой трубки диаметром 12/10 мм. через специально изготовленные валки. Исследуемая трубка была установлена на стенде, описанном во второй главе. Параллельно в экспериментальном конденсаторе была установлена круглая труба, аналогичная той, из которой была изготовлена экспериментальная трубка. Измерения проводились одновременно на двух трубах. Такая методика позволила в прямом эксперименте сопоставить эффективность теплоотдачи на исследуемых трубах. Опыты подтвердили, что коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на ТПК увеличивается в среднем на 20...30% по сравнению с круглой трубой.

Численные расчеты в широком диапазоне изменения геометрических параметров показывают, что при последовательной деформации профиля трубки от круглой формы ( $\gamma = 90^\circ$ ) до практически вертикальной охлаждаемой плоскости ( $\gamma = 0^\circ$ ) наблюдается максимум теплоотдачи при  $\gamma \approx 11$  (30%-ное увеличение по отношению к исходной круглой трубке, рис.11,а). Дальнейшее деформирование уменьшает средний коэффициент теплоотдачи до значения, определенного по теории Нуссельта для вертикальной пластины. Нижняя кривая на рис. 11,а иллюстрирует расчеты, учитывающие только силы гравитации. Очевидно, что именно влияние сил поверхностного натяжения на теплообмен приводит к существованию оптимального профиля трубки.



В условиях пониженной гравитации эффективность некруглых трубок по сравнению с круглыми становится еще выше (рис. 11,б). Для трубок с малым периметром поперечного сечения  $L = 8$  мм даже небольшая деформация исходной круглой трубки в условиях микрогравитации приводит к существенному возрастанию коэффициента теплоотдачи. Например, для трубки с деформацией  $\gamma = 80$  при ускорении свободного падения  $g = 9,81 \cdot 10^{-3}$  м/с<sup>2</sup> коэффициент теплоотдачи в три раза больше, чем для круглой трубки при тех же условиях. Данное явление может быть использовано при оптимизации конструкций конденсирующих устройств работающих в условиях пониженной гравитации.

Расчеты были выполнены также для некруглых трубок с другими профилями поперечного сечения (с постоянным градиентом кривизны и эллиптических). Характер зависимости коэффициента теплоотдачи от геометрических параметров для различных типов трубок различен.

Так, при переходе от круглой формы трубки к более вытянутым профилям для логарифмических и эллиптических трубок наблюдается четко выраженный максимум зависимости коэффициента теплоотдачи от гидравлического диаметра, причем максимальное значение коэффициента теплоотдачи логарифмической

трубки выше, чем эллиптической. В то же время расчеты, сделанные без учета сил поверхностного натяжения, не выявляют таких максимумов, то есть, именно сочетание гравитационных сил и сил поверхностного натяжения и приводит к существованию оптимальной формы поперечного сечения.

Максимум коэффициента теплоотдачи для логарифмической трубки смещен в сторону больших значений гидравлического диаметра, при которых трубки имеют меньшее гидравлическое сопротивление со стороны охлаждающей жидкости. Это позволяет говорить о более высокой эффективности трубок с логарифмическим профилем поперечного сечения в сравнении с эллиптическими трубками и трубками с постоянным градиентом кривизны профиля и о возможности сопоставления тепловой эффективности некруглых трубок в зависимости от их гидравлического диаметра.

Следует подчеркнуть, что по данным многих зарубежных исследователей (Янг, Хсу, Мемори, Адамс, Сом и др.) тепловая эффективность некруглых труб становится еще более существенной в условиях движущегося пара и наличия в нем примесей неконденсируемых газов.

**В четвертой главе** разработана математическая модель для описания гидродинамической картины течения конденсатной пленки и расчета теплоотдачи при конденсации на некруглых наклонных и вертикальных трубках с учетом действия сил поверхностного натяжения. Задача о пленочной конденсации неподвижного пара на гладкой наклонной некруглой трубке с углом наклона  $\vartheta$  рассматривается в классической постановке Нуссельта, но с учетом влияния сил поверхностного натяжения, определяемых формой поверхности конденсации. Постановка и решение задачи проводится в ортогональной криволинейной системе координат, связанной с поверхностью конденсации. На участке трубки с ламинарным режимом течения уравнения движения имеют вид

$$\mu_{ж} \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \rho_{ж} g \cos\beta \cos \vartheta - \sigma \frac{dk}{dx} = 0, \quad \mu_{ж} \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \rho_{ж} g \sin \vartheta = 0, \quad (17)$$

где координатная ось  $z$  направлена вдоль образующей трубки,  $\beta$  - угол между плоскостью, касательной к точке поверхности, и вертикальной плоскостью, проходящей через ось  $z$  (рис. 9). Граничные условия с учетом гипотезы прилипания и допущения о пренебрежимо малом действии сил трения на границе раздела жидкой и паровой фаз принимают вид

$$y=0: \quad w_x = w_y = 0; \quad y=\delta: \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{\partial w_z}{\partial y} = 0.$$

Решения задачи для частных случаев позволяют получить выражения для толщин конденсатной пленки и средних коэффициентов теплоотдачи в виде:

а) для трубки с профилем в виде участка логарифмической спирали

$$\delta(\varphi, z) = \sqrt[4]{P(\varphi, z) \frac{3\mu_{жс} \lambda_{жс} \Delta T}{r\rho_{жс}^2 g \cos \vartheta \sin \gamma}}, \quad \bar{\alpha}_z = \frac{1}{S} \int_0^Z \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\lambda}{\delta(\varphi, z) \sin \gamma} \rho(\varphi) d\varphi dz,$$

где  $P = \frac{r\rho_{жс}^2 g \delta^4}{3\mu_{жс} \lambda_{жс} \Delta T}$ ,  $Z$  – длина трубки;  $S$  – площадь поверхности

конденсации; б) для трубки, имеющей в сечении эллиптический профиль

$$\delta(\varphi, z) = \sqrt[4]{P(\varphi, z) \frac{3\mu_{жс} \lambda_{жс} \Delta T}{r\rho_{жс}^2 g \cos \vartheta}}, \quad \bar{\alpha}_z = \frac{1}{S} \int_0^Z \int_0^\pi \frac{\lambda_{жс}}{\delta(\varphi, z) (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} a(1 - \varepsilon^2) d\varphi dz,$$

где  $\varepsilon$  - эксцентриситет эллипса;

в) для трубки, имеющий профиль с постоянным градиентом кривизны

$$\delta(x, z) = \sqrt[4]{P(x, z) \frac{3\mu_{жс} \lambda_{жс} \Delta T}{r\rho_{жс}^2 g \cos \vartheta}}, \quad \bar{\alpha}_z = \frac{1}{S} \int_0^Z \int_0^L \frac{\lambda_{жс}}{\delta(x, z)} dx dz.$$

При расчете поля скоростей были получены линии тока. Анализ течения конденсатной пленки показывает, что на трубках, с уменьшающейся кривизной профиля поперечного сечения, движение жидкости носит нисходящий характер, независимо от того, учитываются силы поверхностного натяжения или нет. Действие сил поверхностного натяжения на верхней части сечения таких трубок приводит к уменьшению длины линий тока, делая их менее пологими. Для трубок с увеличивающейся кривизной профиля в нижней части поперечного сечения (в частности, эллиптических) (рис.12) существует симметричное



восходящее течение конденсатной пленки в поддонном слое, полностью обусловленное силами поверхностного натяжения. По всей видимости, это ведет к его «разбуханию» и, как следствие, росту полного термического сопротивления.

Решение задачи для вертикально расположенных некруглых гладких трубок, с переменными градиентами кривизны профиля, показало, что действие сил поверхностного натяжения приводит к отклонению направления движения конденсата от вертикали.

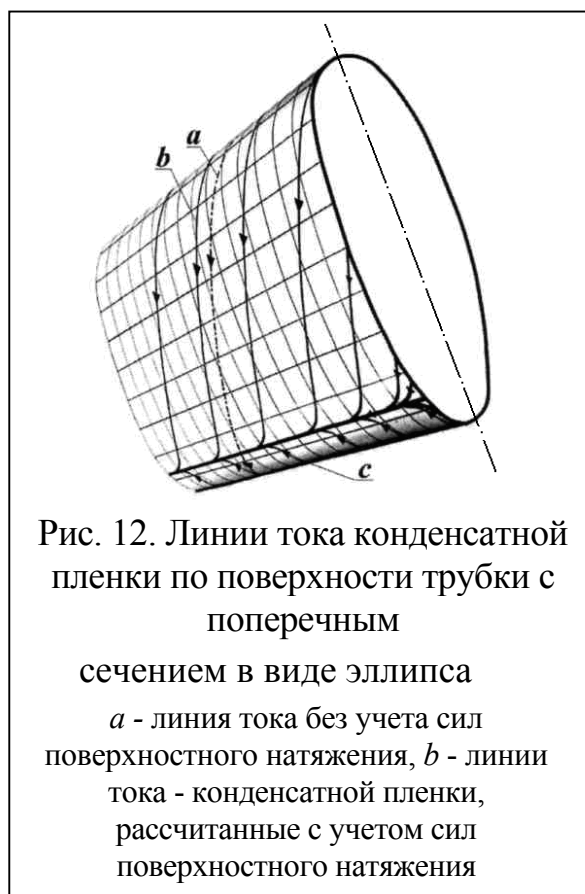


Рис. 12. Линии тока конденсатной пленки по поверхности трубки с поперечным сечением в виде эллипса  
*a* - линия тока без учета сил поверхностного натяжения, *b* - линии тока - конденсатной пленки, рассчитанные с учетом сил поверхностного натяжения

Стекание конденсата на эллиптических трубках имеет особенности. Уменьшение кривизны поперечного сечения от большой полуоси эллипса к малой приводит к возникновению соответствующих горизонтальных составляющих течения конденсата. Наличие встречного горизонтального движения приводит к возникновению симметричных локальных утолщений пленки. Такому характеру течения пленки соответствует немонотонное распределение локальных значений коэффициента теплоотдачи по поверхности вертикальных эллиптических трубок рис.(13).

Сравнение с круглыми трубками показывает, что на боковых поверхностях в области главной полуоси эллипса происходит увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению с круглыми трубками, а в области малой полуоси его уменьшение.

Расчеты средних по высоте коэффициентов теплоотдачи вертикальных трубок показали, что перераспределение толщины конденсатной пленки, обусловленное действием сил поверхностного натяжения, приводит лишь к незначительному (на 2...3%) увеличению коэффициента теплоотдачи

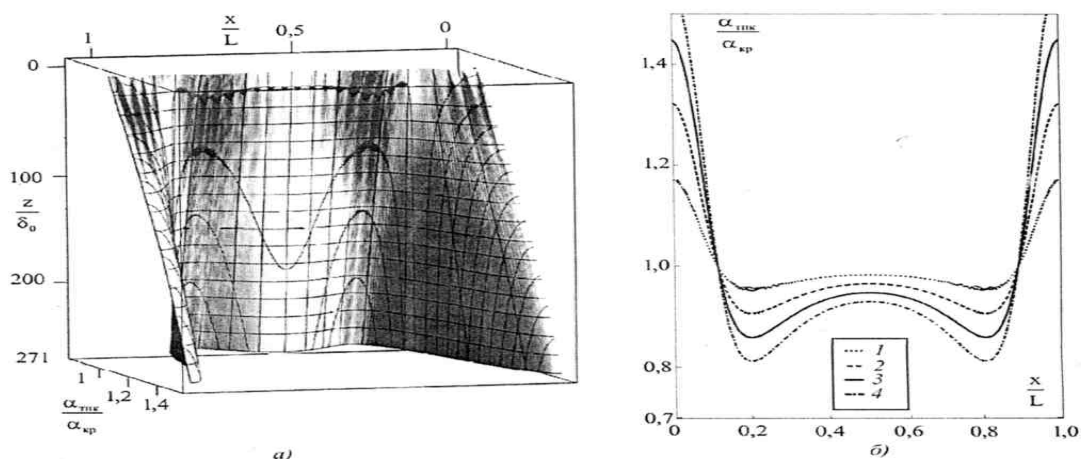


Рис. 13. Распределение относительного коэффициента теплоотдачи по поверхности эллиптической трубки: а) - пространственное распределение, б) – распределение в поперечных сечениях;  $1 - \frac{z}{\delta_0} = 67,75$ ;  $2 - 135,5$ ;  $3 - 203,25$ ;  $4 - 271$

эллиптических трубок по сравнению с круглыми участки, и не дает сколько-нибудь заметного увеличения среднего коэффициента теплоотдачи.

**Пятая глава** посвящена исследованию процессов тепломассообмена между свободной жидкостной пленкой и поперечным потоком газа и рециркуляции нагреваемой жидкости, как способе повышения тепловой эффективности контактных теплообменников.

Для построения математической модели контактного теплообменника предполагается, что он представляет собой вертикальный канал цилиндрической формы, внутри которого снизу вверх движется поток нагретого газа (рис.14).

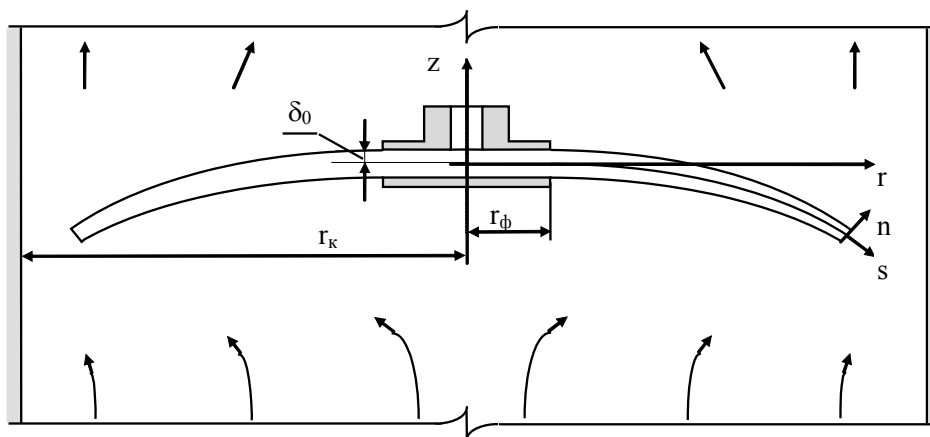


Рис. 14. Схема взаимодействия свободной жидкостной пленки с потоком газа в реакционном пространстве контактного теплообменника

На оси контактной камеры установлена форсунка, из кольцевой щели которой вытекает жидкость в виде свободной куполообразной струи. Система уравнений стационарного тепло- и массообмена для жидкостной пленки и газа и граничных условий на межфазных поверхностях осесимметричного течения записывалась в цилиндрической системе координат,

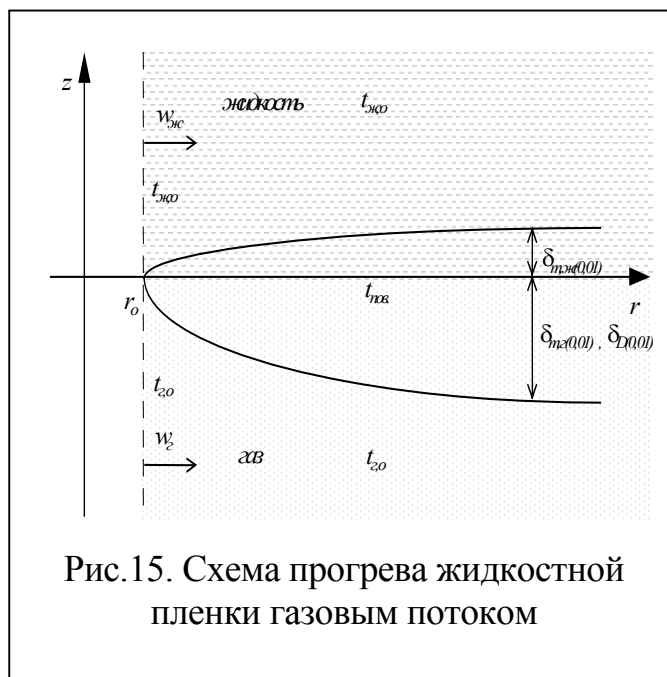


Рис.15. Схема прогрева жидкостной пленки газовым потоком

связанной с осью контактной камеры. Постановка краевой задачи с её последующим анализом методами теории подобия и размерностей приводят к критериальным уравнениям с большим количеством определяющих критериев, что делает невозможным проведение полномасштабного эксперимента и его обобщение. Аналитическое же решение рассмотренной сопряженной краевой задачи не представляется возможным из-за отсутствия экспериментальных и аналитических результатов, позволяющих описать распределение скоростей в газе и в жидкостной пленке при наличии фазового перехода на поверхности. Поэтому были сформулированы упрощенные модели нагрева жидкости паром и парогазовым потоком в контактных теплообменниках, в основу которых положены следующие предпосылки: свободная жидкостная пленка имеет форму диска; поле скоростей в жидкостной пленке практически равномерно; радиальная скорость и теплофизические параметры жидкости постоянны; осевой градиент температур много больше радиального; толщина жидкостной пленки настолько велика, что поток теплоты нагрева жидкости не проникает до срединной поверхности струи. Эти предположения позволяют использовать для расчета нагрева свободной жидкостной пленки классические решения задачи прогрева слоя жидкости в квадранте плоскости  $r \geq r_0, 0 \leq z \leq \infty$  (рис.15) при граничных условиях первого рода.

В безразмерных переменных эта задача имеет вид:

$$\frac{\partial \theta_{жс}}{\partial R} = \frac{L_{\phi}}{Pe_{жс}} \frac{\partial^2 \theta_{жс}}{\partial Z^2}, \quad \theta_{жс}(R=1)=0, \quad \theta_{жс}(Z=0)=1, \quad \theta_{жс}(Z \rightarrow \infty)=0, \quad (18)$$

где  $R = \frac{r}{r_{\phi}}$ ,  $Z = \frac{z}{\delta_0}$ ,  $\theta_{жс} = \frac{t - t_{жс0}}{t_n - t_{жс0}}$ ,  $\delta_0$  - поперечный размер струи на выходе из

сопла форсунки;  $t_{жс0}$  - начальная температура жидкости,  $Pe_{жс} = \frac{\delta_0 w_{жс}}{a_{жс}}$  - число

Пекле,  $L_{\phi} = \frac{r}{r_{\phi}}$  - геометрическая характеристика форсунки.

Для случая конденсации чистого пара на поверхности жидкостной пленки из краевой задачи (18) методом интегрального преобразования получены безразмерная толщина пограничного слоя (на границе которого температурный напор отличается от максимального на 1%) и длина участка термической стабилизации:

$$\Delta_{жс0,01} = 3,64 \sqrt{\frac{L_{\phi}(R-1)}{Pe_{жс}}}, \quad \frac{1}{2R_{н.т}} = 3,64 \sqrt{\frac{L_{\phi}(R_{н.т}-1)}{Pe_{жс}}}. \quad (19)$$

Расчеты показывают, что тепловой пограничный слой заполняет поток жидкости на расстоянии  $R_{н.т} = 1,2 \dots 3$ . Среднюю температуру свободной жидкостной пленки в сечении  $R$  можно определить путем последовательных приближений по уравнению

$$\bar{\theta}_{жс} = \frac{1}{\Delta_{10}^{\frac{1}{2}}} \int_0^{\frac{1}{2}} \theta_{жс} dz = \operatorname{erfc}\left(\frac{1}{A_R}\right) + \frac{A_r}{\sqrt{\pi}} \left(1 - \exp\left(-\frac{1}{A_R^2}\right)\right), \quad \text{где } A_R = 4 \sqrt{\frac{L_{\phi}(R-1)}{Pe_{жс}}} R. \quad (20)$$

Если учесть, что сплошность пленки воды сохраняется на расстояниях  $R = 1 \dots 5$ , то в этом диапазоне температурный напор струи составляет 60...90% от максимального. С увеличением безразмерного комплекса  $\frac{L_{\phi}}{Pe_{жс}}$  прогрев жидкостной пленки увеличивается, причем наиболее существенное влияние оказывает начальная толщина жидкостной пленки, которая входит в безразмерный комплекс во второй степени.

В случае нагрева жидкостной пленки парогазовым потоком температура поверхности жидкостной пленки не достигает температуры насыщения пара, а принимает некоторое промежуточное значение между температурой насыщения и температурой жидкости в ядре потока. Для оценки реальной температуры поверхности жидкостной пленки предлагается модель взаимодействия свободной жидкостной пленки с поперечным потоком газа, в которой учитываются процессы теплообмена в пограничном слое и предполагается, что в газовой фазе величины осевых градиентов температуры и влагосодержания много больше радиальных; газ движется вдоль оси  $Oz$  с постоянной скоростью  $w_{zr}$ ; температура и влагосодержание газов на удалении от пленки равны, соответственно, температуре и влагосодержанию газов на входе; физические параметры газа не зависят от температуры.

Решение сопряженной задачи, было получено так же, как и при конденсации чистого пара, методом интегральных преобразований, а температура на границе раздела жидкости и газа вычислялась методом последовательных приближений. Расчет этой температуры показывает, что ее значение незначительно отличается от температуры жидкости в ядре потока, то есть основное термическое сопротивление, определяющее интенсивность теплообмена, сосредоточено в газовой фазе.

Проведенные нами лабораторные эксперименты показали, что в исследованном диапазоне режимов работы контактного теплообменника температура свободной жидкостной пленки за пределами участка термической стабилизации изменяется незначительно. В этом случае расчет теплообмена в газовой фазе упрощается и сводится к решению задачи с граничными условиями первого рода. В диссертации получены выражения для расчета толщин теплового и диффузионного пограничных слоев в газе .

Расчеты показывают, что формирование профиля скоростей газового потока происходит в небольшой по размерам зоне, прилегающей к пленке жидкости, сопоставимой с размерами начальной толщины жидкостной пленки, а начальное распределение скоростей газа на входе в контактную камеру на

толщину пограничного слоя существенно не влияет. В реальных режимах работы контактного теплообменника начальная толщина жидкостной пленки составляет 0,8...2 мм, а толщина гидродинамического пограничного слоя не превышает 15 мм, то есть процессы, определяющие интенсивность тепло- и массообмена, происходят в относительно малой, по сравнению с поперечными размерами контактной камеры, зоне, непосредственно прилегающей к поверхности свободной жидкостной пленки.

На базе проведенных исследований на основе баланса тепловых потоков, передаваемых теплопроводностью и конвекцией, получены критериальные уравнения тепло- и массообмена

$$Nu = \frac{\alpha \delta_0}{\lambda} \sqrt{\frac{Pe_z}{\pi L_\phi (R-1)}}, \quad Nu_D = \frac{\beta \delta_0}{D} \sqrt{\frac{Pe_D}{\pi L_\phi (R-1)}}.$$

Проведенные в наших экспериментах визуальные наблюдения показывают, что в контактном теплообменнике существуют два характерных режима течения свободной жидкостной пленки. В первом из них сплошность жидкостной пленки сохраняется практически до соприкосновения со стенкой контактной камеры. Во втором случае происходит разрушение жидкостной пленки на небольшом удалении от форсунки. Анализ режимов течения и

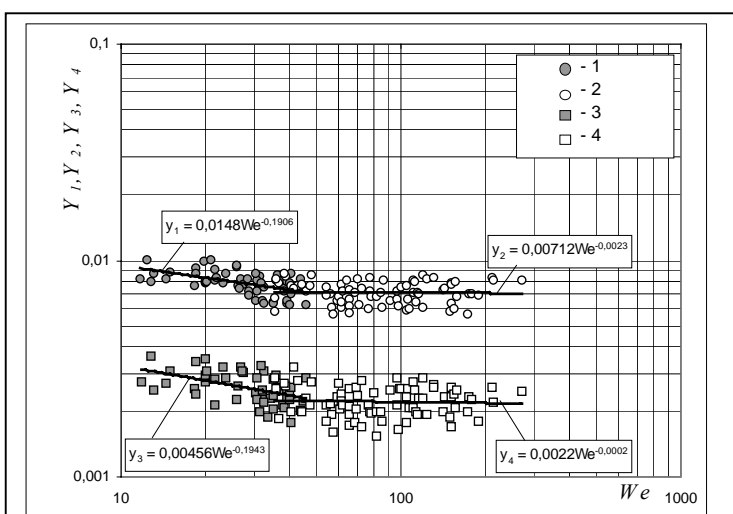


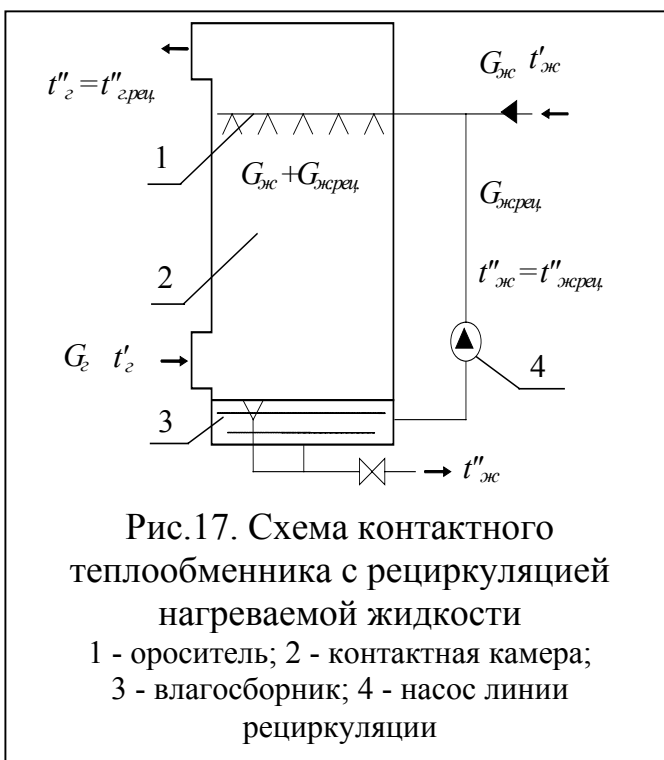
Рис. 16. Зависимость комплексов  $Y_1=Y_2=Nu_k / (Pe_z^{0,81} Pe_{ж}^{0,48} L_\phi^{0,51})$ ,  $Y_3=Y_4=Nu_D / (Pe_D^{0,83} Pe_{ж}^{0,48} L_\phi^{0,51})$  от числа Вебера  $We$ : 1, 3 -  $We_r(r < r_k) < We_{кр.}$ ; 2, 4 -  $We_r(r < r_k) > We_{кр.}$ ;  $We_{кр.}=6,5$

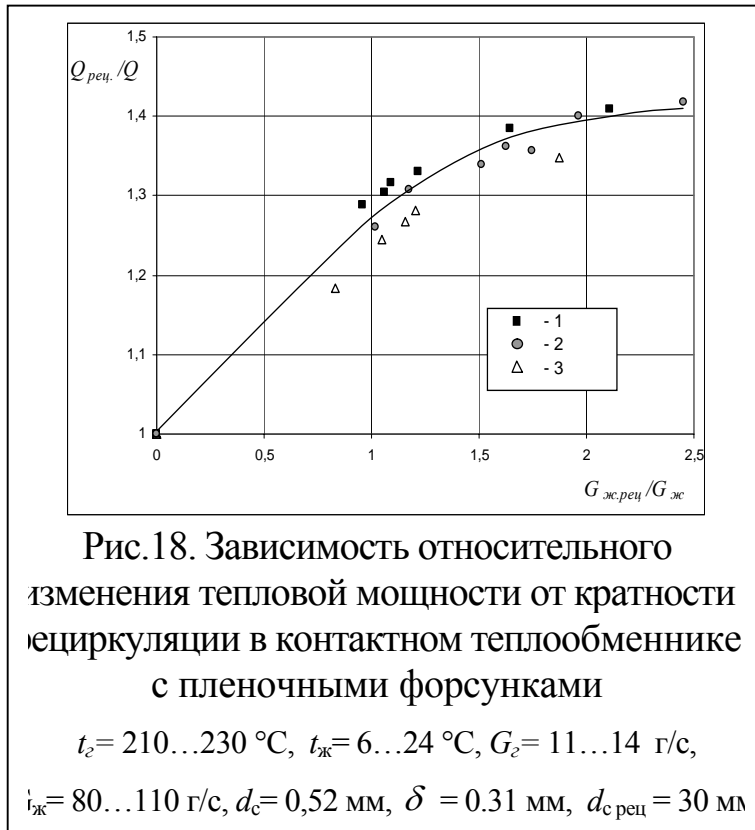
разрушения жидкостной пленки показал, что существенную роль на гидродинамику жидкостной пленки оказывают силы поверхностного натяжения.

Результаты лабораторных исследований позволили получить количественную оценку влияния сил поверхностного натяжения на

интенсивность тепломассообмена (рис. 16) и определить критерий перехода от режима работы контактного теплообменника в зоне повышенных тепло-и массообменных характеристик к зоне работы с повышенными сепарирующими свойствами.

**В шестой главе** представлены результаты лабораторных и опытно-промышленных испытаний контактных теплообменников. Одним из перспективных способов повышения теплотехнических характеристик контактных теплообменников является метод рециркуляции нагреваемой жидкости. Предварительные исследования были проведены на лабораторном стенде, условная схема которого приведена на рис. 17. Из балансовых соотношений были получены уравнения для расчета тепловой эффективности рециркуляции, в качестве которой использована величина  $\frac{Q_{rec}}{Q}$ , где  $Q_{rec}$  - тепловая мощность с включенным контуром рециркуляции, а  $Q$  - с отключенным. Результаты лабораторных исследований влияния рециркуляции на относительное изменение тепловой мощности контактного теплообменника с пленочными форсунками показали хорошее согласие с расчетами (рис.18) и высокую эффективность применения рециркуляции. Применение рециркуляции нагреваемой жидкости не только повышает тепловую эффективность теплообменника, но и позволяет уменьшить его габариты. При кратности рециркуляции  $\approx 2$  высота реакционной камеры теплообменника может быть уменьшена в два раза.





Результаты этих исследований послужили основой для разработки опытно-промышленного образца контактного теплообменника с рециркуляцией нагреваемой воды, предусматривающего возможность испытания нескольких вариантов конструкций контактных камер (рис.19), отличающихся типом водораспределителей и наличием или отсутствием

насадки (рис.20). Опыты были проведены практически при одинаковых параметрах теплоносителей (табл. 2) и показали, что температура воды на выходе из контактного теплообменника возрастает, достигая максимального значения (ограниченного температурой мокрого термометра) при кратности рециркуляции  $\sim 2 \dots 3$ .

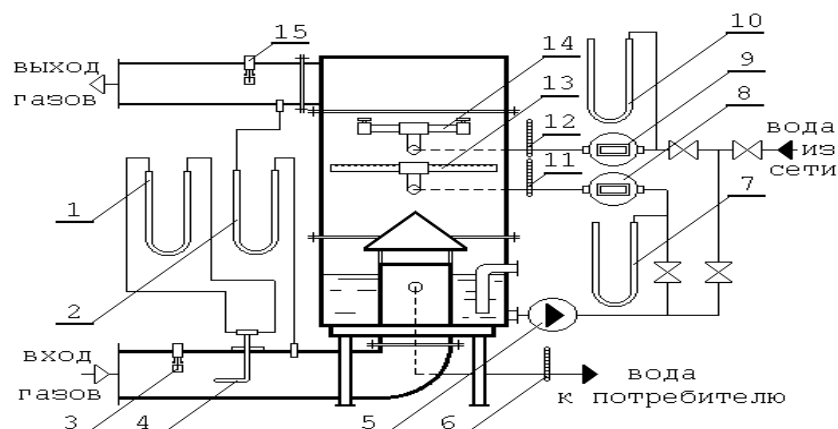


Рис.19. Общий вид опытно-промышленного контактного теплообменника и схема измерения параметров тепло- и массообмена

1,2 - тягонапоромер ТНЖ-Н; 3,15 - датчики температуры "сухого" и "мокрого" термометров;  
 4 пневмометрическая трубка; 5 - рециркуляционный насос 2К-6; 6,11,12 - термометры TGL;  
 7,10 - манометры оросителей типа МТП; 8,9 - счетчик воды ВТ-50; 13 - ороситель линии рециркуляции; 14 - ороситель поступающей воды



Дальнейший рост кратности рециркуляции не приводит к росту температуры. Опытные промышленные испытания подтвердили, что применение рециркуляции позволяет существенно повысить тепловую эффективность безнасадочных теплообменников. Тепловая мощность теплообменника с комбинированной контактной камерой практически достигает мощности

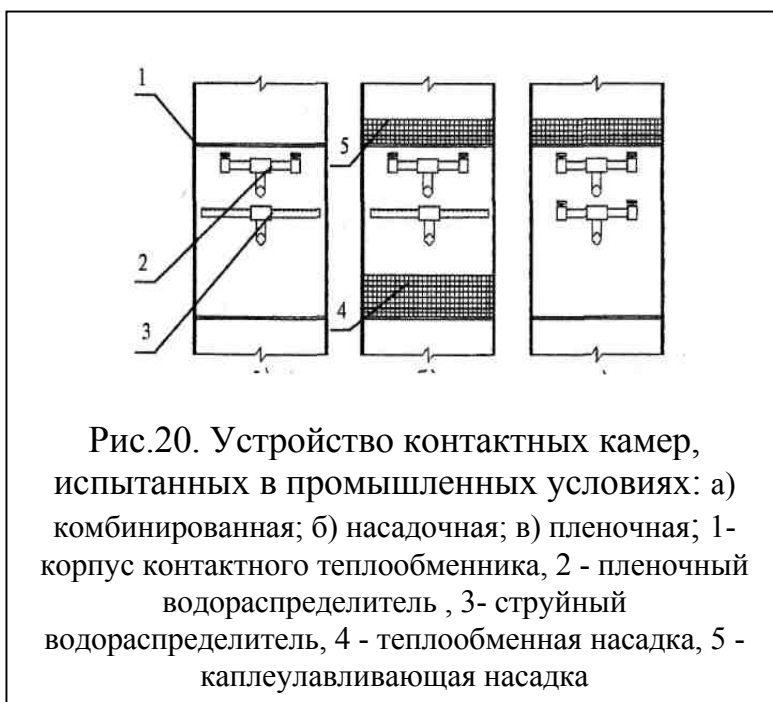


Рис.20. Устройство контактных камер, испытанных в промышленных условиях: а) комбинированная; б) насадочная; в) пленочная; 1- корпус контактного теплообменника, 2 - пленочный водораспределитель, 3- струйный водораспределитель, 4 - теплообменная насадка, 5 - каплеулавливающая насадка

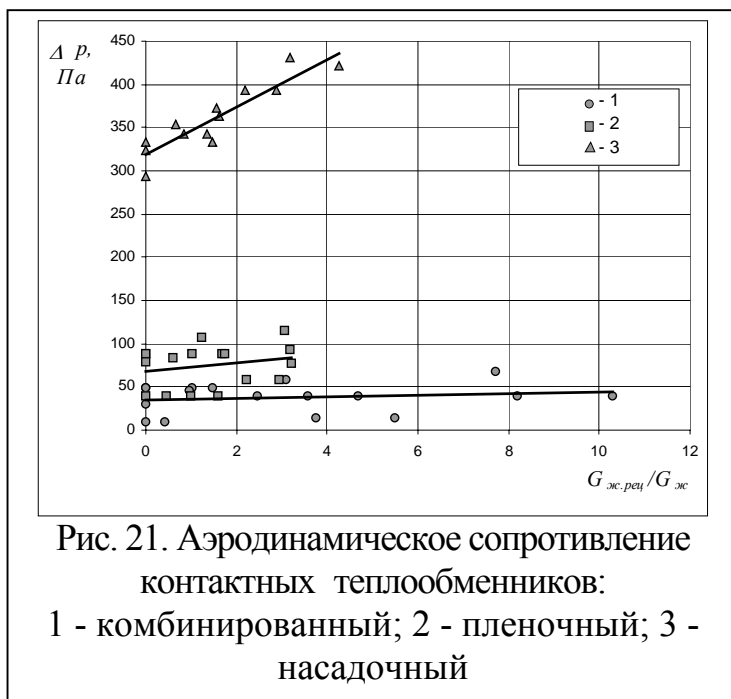
насадочного теплообменника при относительно небольшом расходе жидкости в линии рециркуляции  $\frac{G_{ж\text{ рец}}}{G_{ж}} = 1 \dots 2$ .

Одним из недостатков традиционных контактных теплообменников с насадкой является высокое аэродинамическое сопротивление. Предложенный в данной работе контактный теплообменник с линией рециркуляции нагреваемой жидкости имеет значительно меньшее аэродинамическое сопротивление (рис. 21).

Таблица 2

Предельные значения параметров тепломассообмена испытанных контактных теплообменников

Основные параметры	варианты контактных камер (рис.20)			
	комбинированная	насадочная	пленочная	
Расход газов, кг/ч	4900...9880	7820...9800	8040...9700	
Расход воды, кг/ч	3480...6340	4050...6600	4700...8900	
Кратность рециркуляции, кг/кг	0...10,3	0...4,3	0...3,2	
Температура газов, °С	на входе	104...128	125...132	130...155
	на выходе	48...80	42...48	52...95
Температура воды, °С:	на входе	9,5...10,0	9,6...10,0	9,6...10,2
	на выходе	28,5...45,0	45,3...52,4	34,2...42,9
Влагосодержание газов, кг/кг	на входе	0,053...0,092	0,088...0,120	0,049...0,080
	на выходе	0,042...0,078	0,048...0,069	0,044...0,095
Аэродинамическое сопротивление, Па	10...70	290...440	20...95	



в  $5^0\text{C}$ . Результаты промышленных испытаний показали, что одним из главных преимуществ, разработанных нами контактных аппаратов без насадки с контуром рециркуляции, оснащенных пленочными и пленочно-струйными водораспределителями (рис.22) является тот факт, что за ними не происходит конденсации влаги практически во всем диапазоне режимов работы.

В диссертации показано, что использование рециркуляции в контактных



Тепловая эффективность контактного теплообменника в значительной мере зависит от глубины охлаждения дымовых газов. Вероятность конденсации влаги за контактным теплообменником определяется разностью температур сухих газов и точки росы, которая в зимних условиях должна превышать критический уровень

камерах с пленочными и струйными водораспределителями экономически выгоднее, чем в контактных камерах с насадками. Контактный теплообменник с пленочными и струйными водораспределителями и рециркуляцией жидкости рекомендован для охлаждения дымовых газов за существующими паровыми и водогрейными газовыми котлами. Вариантами

использования нагретой воды являются подача ее в баки-аккумуляторы подпиточной воды или деаэраторы закрытых систем водоснабжения; подогрев холодной воды для нужд горячего водоснабжения; добавление питательной воды для котлов низкого и среднего давления.

**В заключении** сформулированы основные выводы по работе:

1. Разработана новая модель конденсации чистого неподвижного пара на вертикальном ряде горизонтальных трубок, учитывающая дискретный характер стекания конденсата. Впервые проведена качественная и количественная оценка влияния дискретного течения конденсатной пленки на теплообмен и установлена связь между локальными коэффициентами теплоотдачи и характеристиками капли – ее массой,  $m_k$ , временем контакта с поверхностью трубки,  $\tau_k$ , средней площадью  $S$ , залитой этой каплей на поверхности трубки за время контакта.

2. Впервые получены обширные экспериментальные данные о характеристиках перетекающей капли  $m_k$ ,  $\tau_k$ ,  $S$  и установлена их зависимость от физических свойств конденсата, диаметра трубок и вертикального шага трубного пучка.

3. Установлено, что среднее расстояние между отрывающимися каплями  $l$  не зависит от расположения трубки в ряде, а определяется теплофизическими свойствами конденсата и гидродинамическим режимом течения конденсатной пленки. Установлено, что в ламинарном режиме течения пленки ( $Re < 5$ ) при увеличении паровой нагрузки среднее расстояние  $l$  уменьшается до величины, определяемой длиной волны тейлоровской неустойчивости, и остается неизменным в ламинарно-волновом режиме ( $5 < Re < 20$ ).

4. Экспериментально подтверждена модель дискретного стекания конденсата. Предложен модифицированный критерий  $Re^*$ , в состав которого входит безразмерная функция натекания  $f_i$ , учитывающая дискретный характер течения конденсата. Установлено, что обобщение опытных данных в

координатах  $Nu - Re^*$  устраняет расслоение точек, наблюдающееся при обработке опытных данных в координатах  $Nu - Re$ .

5. Установлено влияние сил поверхностного натяжения на теплообмен при конденсации пара на горизонтальных трубных пучках и эффект интенсификации теплообмена на 6...12%, возникающий при сближении трубок ряда до расстояний между ними  $\tilde{h} \approx 2$ .

6. Впервые исследовано влияние рядности при конденсации пара в области малых чисел  $Re$  ( $2 < Re < 20$ ) и установлено влияние дискретности стекания конденсата на теплообмен.

7. Создана математическая модель расчета теплообмена при конденсации пара на трубках с произвольным профилем переменной кривизны. Получены общие зависимости для расчета толщины конденсатной пленки.

8. Аналитически исследован теплообмен при конденсации пара на горизонтальных трубках с профилем поперечного сечения в виде логарифмической спирали. Показано, что силы поверхностного натяжения приводят к увеличению локальных коэффициентов теплоотдачи на верхней образующей трубки в 1,5...3 раза в зависимости от геометрических параметров трубки. Установлено, что влияние лапласовских сил быстро убывает по периметру трубки и при относительной длине  $X = 0,2...0,3$  значения толщины пленки и локальных коэффициентов теплоотдачи определяются в основном гравитационными силами. Интенсификация теплообмена в верхней части трубки приводит к увеличению среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на 20...30 % по сравнению с круглыми трубками. Выявлен четко выраженный максимум теплоотдачи при последовательной деформации профиля трубки от круглой формы до практически вертикальной плоскости. Показано, что именно сочетание гравитационных сил и сил поверхностного натяжения приводит к существованию оптимальной формы сечения.

9. Проведено экспериментальное исследование теплообмена при конденсации чистого неподвижного пара на поверхности гладких горизонтальных трубок, с профилем поперечного сечения в виде отрезка

логарифмической спирали. Опытным путем подтверждено увеличение коэффициента теплоотдачи на 20...30% по сравнению с круглыми трубками.

10. Установлено, что максимальное значение коэффициента теплоотдачи для логарифмических трубок выше чем для эллиптических трубок или трубок с постоянным градиентом кривизны поверхности, причем экстремум для логарифмических трубок смещен в сторону больших значений гидравлического диаметра, при котором трубки имеют меньшее гидравлическое сопротивление со стороны охлаждающей жидкости.

11. Установлено, что с понижением уровня гравитации коэффициент теплоотдачи трубок с логарифмическим профилем существенно ( в 1.5...2.5 раза)возрастает.

12. Сформулирована задача расчета теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на наклонных и вертикальных некруглых трубках с произвольным профилем поперечного сечения. Численные решения нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных позволили рассчитать распределения толщины конденсатной пленки по поверхности трубок, определить значения средних коэффициентов теплоотдачи, построить линии тока на поверхности трубок с различными профилями поперечного сечения. Аналитическим путем обнаружено наличие восходящего потока конденсата в поддонном слое эллиптических трубок.

13. Установлено, что неравномерность в перераспределении толщины конденсатной пленки за счет сил поверхностного натяжения приводит к незначительному ( на 2..3% ) повышению коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на начальном участке вертикальных некруглых гладких трубок.

14. Получены критериальные уравнения тепло- и массообмена между жидкостной пленкой и газовым потоком, которые могут служить основой инженерной методики расчета контактного аппарата с пространственными жидкостными пленками.

15. Опытным путем показано наличие двух характерных режимов работы контактного теплообменного аппарата, обусловленных неустойчивостью жидкостной пленки, взаимодействующей с поперечным потоком газа, и установлены предельные значения критерия Вебера, определяющего смену указанных режимов

16. Подтверждена возможность конструирования контактного теплообменного аппарата как с повышенными теплообменными характеристиками так и с повышенными сепарирующими свойствами, путем выбора соответствующего режима, определяемого характером неустойчивости свободной жидкостной пленкой

17. Исследовано влияние рециркуляции нагреваемой жидкости на теплотехнические показатели теплообменников контактного типа, разработан опытно-промышленный теплообменник контактного типа и проведены его испытания в натурных условиях с различными типами контактных камер. Установлено, что применение рециркуляции является простым и эффективным способом повышения тепловой мощности контактных теплообменников.

#### **Основное содержание диссертации изложено в статьях и трудах конференций**

1. *Semenov, V. Effect of tube pitch and diameter on condensate film flow in horizontal tube bundles Heat Transfer / V. Semenov, G. Shklover // Soviet research. – 1980. – Vol. 12. – P.143-144*
2. *Semenov, V. The flow-mode of condensate in a multirow horizontal tube bundle Heat Transfer / V. Semenov, G. Shklover // Soviet research. – 1981. – Vol. 13. – № 3. – P. 127-133.*
3. *Шкловер, Г.Г. Исследование теплообмена при течении конденсатной пленки / Г.Г. Шкловер, В.П. Семенов, А.М. Усачев // Теплоэнергетика. – 1983. – № 3. – С. 13-16.*
4. *Шкловер, Г.Г. Теплоотдача при конденсации пара на горизонтальной трубе с профилем переменной кривизны / Г.Г. Шкловер, В.П. Семенов, В. Пряхин // Теплоэнергетика. – 1985. – № 3.*
5. *Семенов, В.П. Интенсификация теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальной некруглой трубе / В.П. Семенов, Н.И. Платонов, В.М. Лимитовский // Изв. вузов. Энергетика. – 1988. – № 12. – С. 80-83.*
6. *Семенов, В.П. Название статьи / В.П. Семенов, Н.И. Платонов, В.М. Лимитовский // Судостроительная промышленность. Сер. Промышленная энергетика, охрана окружающей среды и энергоснабжение судов. – 1991. – Вып. 35. – С. 13-17.*
7. *Семенов, В.П. Водогрейный котел / В.П. Семенов, Т.П. Семенова // Авт. свидет. на полезную модель №15779 от 10.11.2000 г. Бюл. №31.*
8. *Семенов, В.П. О влиянии сил поверхностного натяжения на процессы теплообмена / В.П. Семенов, О.Н. Скуратова // Вестник МАГУ. Естественные науки. – Магнитогорск, 2004. – Вып. 5. – С. 273-276.*

9. Семенов, В.П. Исследование тепловых и гидравлических характеристик некруглых горизонтальных труб при конденсации пара / В.П. Семенов, Н.Н. Никитин // *Теплоэнергетика*. – 2008. – № 3. – С. 23-27.
10. Никитин, Н.Н. Оценка эффективности интенсификации теплообмена методом деформации поперечного сечения гладких горизонтальных труб / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // *Инженерная физика*. – 2006. – № 4. – С. 7-9.
11. Никитин, Н.Н. Определение оптимальной формы поперечного сечения некруглых горизонтальных труб при конденсации / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов, О.В. Петрова // *Инженерная физика*. – 2007. – № 1. – С. 15-17.
12. Никитин Н.Н. Влияние сил поверхностного натяжения на течение пленки и теплоотдачу при конденсации пара на наклонных некруглых трубах / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // *Изв. вузов. Проблемы энергетики*. – 2007. – № 11–12. – С. 3–11.
13. Никитин, Н.Н. Тепловая эффективность различных типов некруглых горизонтальных труб при конденсации пара / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // *Инженерная физика*. – 2007. – № 3. – С. 21-24.
14. Семенов, В.П. Критериальное обобщение результатов измерений коэффициента теплопроводности ультразвуковым методом / В.П. Семенов // *Вестник МаГУ. Вып. 1. Естественные науки*. – Магнитогорск, 2000. – С. 145-149.
15. Semenov, V. Condensation Heat Transfer on Noncircular Pipes in Stationary Vapor / V. Semenov, N. Nikitin // *Heat Transfer Research*. – 2008. – Vol. 39. – № 4. – P. 317-326.
16. Никитин, Н.Н. Течение пленки и теплоотдача при конденсации пара на наклонных и вертикальных некруглых трубах / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // *Теплоэнергетика*. – 2008. – № 3. – С. 28-33.
17. Платонов, Н.И. Некоторые результаты промышленных испытаний контактных теплообменников с рециркулирующей нагреваемой воды / Н.И. Платонов, В.П. Семенов, Е.С. Федянина // *Вестник МАГУ. Вып.5. Естественные науки*. – Магнитогорск, 2004. – С. 268-272.
18. Колдин, А.В. Некоторые технико-экономические показатели контактного теплообменника с пленочными форсунками / А.В. Колдин, Н.И. Платонов, В.П. Семенов // *Вестник УГТУ-УПИ. Теплоэнергетика*. – Екатеринбург, 2004. – № 3 (33). – С. 76-79.
19. Платонов, Н.И. Техничко-экономические особенности эксплуатации контактных теплообменников с рециркулирующей нагреваемой воды / Н.И. Платонов, В.П. Семенов // *Энергосбережение, теплоэнергетика и металлургическая теплотехника : сб. науч. тр. / под ред. Б.К. Сеничкина*. – Магнитогорск : МГТУ, 2003. – С. 8-12.
20. Платонов, Н.И. Некоторые эксплуатационные показатели контактных теплообменников с рециркулирующей нагреваемой воды / Н.И. Платонов, В.П. Семенов // *Доклады РНСЭ / под ред. акад. РАН В.Е. Алемасова*. – Казань, 2001. – С. 223-225.
21. Семенов, В.П. Анализ задачи о тепло- и массообмене между свободной жидкостной пленкой и потоком газа / В.П. Семенов, Н.И. Платонов // *Фундаментальные и прикладные исследования / под ред. В.А. Кузнецова*. – Магнитогорск : МГПИ, 1998. – С. 74-89.
22. Семенов, В.П. Экспериментальное исследование процессов тепломассообмена между свободной жидкостной пленкой и потоком газа / В.П. Семенов, Н.И. Платонов // *Фундаментальные и прикладные исследования / под ред. В.А. Кузнецова*. – Магнитогорск : МГПИ, 1998. – С. 81-89.
23. Семенов, В.П. Экспериментально обоснованная расчетная модель тепломассообмена между газом и свободной жидкостной пленкой, вытекающей из кольцевой щели / В.П. Семенов, Н.И. Платонов // *Вестник МАГУ*. – Магнитогорск, 2001-2002. – Вып. 2-3. – С. 208-214.
24. Платонов, Н.И. Исследование гидродинамики газового потока в реактивном пространстве контактного теплообменника с пленочными форсунками / Н.И. Платонов,

В.П. Семенов, А.А. Хорев // Вестник УГТУ-УПИ. – Екатеринбург, 2003. – № 8 (28). – С. 150-154.

25. Семенов, В.П. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в контактных теплообменниках с рециркуляцией нагреваемой воды / В.П. Семенов, Н.И. Платонов, В.З. Баязитов // Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах : тез. докл. VII Всесоюз. конф. – Л., 1990. – Т. 3. – С. 72-73.

26. Контактный теплообменник с рециркуляцией нагреваемой воды / Семенов В.П. [и др.] // Деп. в ЦНИИТЭИТяжмаш, № 222-ТМ. – 1988.

27. Опытные-промышленные испытания безнасадочного контактного теплообменника с рециркуляцией нагреваемой воды / Семенов В.П. [и др.] // Деп. в ЦНИИТЭИТяжмаш, № 317-ТМ. – 1988.

### ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$\alpha$ ,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$  – коэффициент теплоотдачи;  $\lambda$ ,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$  – коэффициент теплопроводности;  $\rho$ ,  $\frac{кг}{м^3}$  – плотность;  $\mu$ ,  $\frac{Н \cdot с}{м^2}$  – коэффициент динамической вязкости;  $\nu$ ,  $\frac{м^2}{с}$  – коэффициент кинематической вязкости;  $D$ ,  $\frac{м^2}{с}$  – коэффициент диффузии;  $\sigma$ ,  $\frac{Н}{м^2}$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $r$ ,  $\frac{Дж}{кг}$  – удельная теплота парообразования;  $w$ ,  $\frac{м}{с}$  – скорость;  $G_1$ ,  $\frac{кг}{м^2 \cdot с}$  – расход конденсата, образующегося на единичной поверхности верхней трубки;  $T$  – температура,  $^{\circ}С$ ;  $p$ ,  $\frac{Н}{м^2}$  – давление;  $\delta$ ,  $м$  – толщина пленки конденсата;  $L$ ,  $м$  – длина полупериметра профиля трубки;  $d$ ,  $м$  – диаметр трубки;  $\Gamma$  – линейная плотность орошения.

$\tilde{h} = \frac{h}{l_k}$  – безразмерное расстояние между трубками по высоте;  $l_k = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}}$  – капиллярная постоянная;  $We = d / \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} - \text{число Вебера}$ ;  $Bo = \frac{\rho_{жс} g L^2}{\sigma}$  – число

Бонда;  $Re = \frac{wd}{\nu}$  – число Рейнольдса;  $Pr = \frac{\nu}{a}$  – число Прандтля;  $Pe = Re \cdot Pr$  – число Пекле.