

Авторефер.
Б 86

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М.В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

БОХАНОВСКИЙ Юрий Григорьевич

УДК 536.24:621.175.46

ТЕПЛОМАССОБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПЕНОМ И ЭМУЛЬСИОННЫХ РАСТВОРОВ
И ИХ СМЕСЕЙ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЫ

Специальность 01.04.14 - теплофизика

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Одесса - 1984

Работа выполнена на кафедре теплохладотехники Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В. Ломоносова

Научный руководитель — доктор технических наук,
профессор ЧАЙКОВСКИЙ В.Ф.

Официальные оппоненты — доктор технических наук,
профессор ИВАНОВ С.П.
кандидат технических наук,
доцент СУРИН С.М.

Ведущая организация — Институт газа АН УССР
/г. Киев/


Защита состоится "6" декабря 1984 г. в 12³⁰ час.
на заседании специализированного совета К 068.35.04 в
Одесском технологическом институте пищевой промышленности
имени М.В. Ломоносова, 270039, Одесса-39, ул. Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова.

Автореферат разослан "5" ноября 1984 г.

Ученый секретарь

специализированного совета
технических наук,


ЗЕЛКИН Г.И.

ОНАХТ

20.04.11

Тепломассообмен при



v014769

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. На XXVI съезде партии было отмечено, что роль холодильной техники возрастает и в следующей пятилетке намечено увеличение расходов на её развитие.

Одним из эффективных путей развития холодильной техники является поиск рабочих веществ, в частности, смесей хладонов, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с чистыми веществами, таких как:

1. Получение холода при переменных температурах, что позволяет получить несколько температур кипения в однокомпрессорной схеме ;

2. Увеличение и регулирование холодопроизводительности установки без её конструктивных изменений ;

3. Улучшение условий возврата масла в компрессор при добавлении в смесь агента хорошо растворяющего смазочные масла ;

4. Получение температуры кипения до -100°C с высокими объёмными и энергетическими характеристиками при применении смесей, один из компонентов которых низкокипящий, в двухступенчатых холодильных машинах, работающих по схеме с двойной конденсацией.

Приведенный выше перечень далеко не исчерпывает всех преимуществ неазеотропной смеси как рабочего вещества.

Неазеотропные смеси можно применять в качестве рабочих тел в ряде отраслей народного хозяйства: неперерабатывающей, пищевой, в энергетике. Поэтому перспективность этих рабочих тел не вызывает сомнений.

Однако следует иметь в виду, что в цикле с использованием смеси холодильных агентов могут иметь место потери, несвойственные обычному циклу.

ВОИИ 769
с. в. 14769

Всесоюзный научно-исследовательский институт пищевой промышленности
БИБЛИОТЕКА

Учет 19.84

При смешении паров с различными температурами появляется необратимость. Такая необратимость возникает при конденсации и кипении смеси в межтрубном пространстве кожухотрубных конденсаторов и испарителей. При равновесном испарении, когда жидкость и пар находятся в состоянии равновесия в течение всего фазового превращения, такая необратимость значительно уменьшается /процессы конденсации и кипения внутри трубы/. Следовательно, конденсаторы и испарители холодильных установок, работающих на неазеотропных смесях агентов должны быть аппаратами змеевикового типа.

Изотермичность процессов фазовых превращений при постоянном давлении требует, чтобы все теплообменные аппараты, работающие на неазеотропных смесях, были противоточного типа, что дает возможность снизить необратимые потери при теплообмене.

Таким образом, актуальность темы диссертации определяется перспективностью применения неазеотропных смесей в ряде отраслей народного хозяйства и отсутствием зависимостей для расчета теплообменных аппаратов с конденсацией неазеотропных смесей внутри труб.

Цель диссертационной работы: получение зависимостей для проектирования аппаратов, работающих в условиях конденсации смесей хладагентов внутри труб.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана физическая и математическая модель конденсации бинарных смесей внутри змеевика, которая учитывает одновременно протекающие процессы тепло-массообмена и динамику стекающей пленки конденсата;
- получены аналитические и экспериментальные зависимости для тепло-массообмена при этих условиях, которые подтверж-

дают установленный механизм процесса.

Автор защищает:

- физическую модель и метод расчета тепло- и массообмена при конденсации бинарных смесей с учетом влияния на теплообмен придонного слоя конденсата ;

- результаты расчетных и экспериментальных данных по конденсации смеси $R12 + R22$ в широком диапазоне изменения концентраций и тепловых нагрузок.

Практическая ценность работы состоит в использовании рекомендуемых зависимостей при конструкторских и поверочных тепловых расчетах, а также при выборе рациональных режимных и геометрических характеристик аппаратов с конденсацией неазеотропных смесей внутри трубы.

Реализация результатов работы. Результаты исследования и методика расчета использованы на ЦО "Холодмаш" при разработке, создании, испытаниях опытно-промышленных установок УХП-3 и ТКСИ-02, работающих на неазеотропных смесях $R-12 + R22$, а также на заводе "Стройгидравлика" при разработке схем испытаний и обкатке гидромоторов и насосов изготавливаемых заводом. Справки об использовании результатов работы прилагаются к диссертации.

Апробация работы. Основные результаты работы были представлены и обсуждались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных работников ОТИШ им. М. В. Ломоносова /Одесса, 1973-1980 гг/ ; Всесоюзной научной конференции "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирование воздуха" /Ташкент, 1977 г/ ; Второй Всесоюзной научно-технической конференцией по холодильному машиностроению /Мелитополь, 1978 г/ ; Шестой Всесоюзной конференцией по теплооб-

мену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазно - го потока в элементах энергетических машин и аппаратов /Ленинград, 1978/ ; XXI Сибирским теплофизическим семинаром "Теплообмен и гидродинамика при кипении и конденсации" /Новосибирск, 1979 г./ ; III Всесоюзной научно-технической конференцией по холодильному машиностроению /Москва, 1982 г./ ; Всесоюзным семинаром "Использование искусственного холода для сокращения потерь пищевых продуктов - важное средство в решении Продовольственной программы страны" /Калининград, 1983 г./.

Структура и объём работы. Диссертация изложена на 187 страницах малюписного текста и состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованной литературы из 113 наименований и 4 приложений. Работа содержит 3 таблицы и 39 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе дан обзор и анализ литературных данных по тепло- и массообмену при конденсации однокомпонентных веществ, парогазовых и паровых смесей внутри трубы.

Показано, что наибольшую ценность представляют те литературные данные, в которых процесс разделен на отдельные элементарные участки, поддающиеся как аналитическому, так и более тонкому экспериментальному анализу.

Показано, что в настоящее время отсутствует аналитическая модель, учитывающая изменение режимов течения пара и конденсата при конденсации бинарных смесей внутри трубы по её длине. Экспериментальные данные единичны.

На основании анализа литературных данных обоснованы задачи исследования.

Во второй главе приведено физическое и математическое моделирование процессов теплообмена при конденсации смесей фреонов внутри трубы.

Для аналитического описания процесса полной конденсации бинарной смеси фреонов R-12+R-22 была предложена модель, которая учитывает изменение концентраций в жидкой и паровой фазе, динамику затопления по некоторой условной схеме, возможные изменения режимов течения жидкой и паровой фаз, изменение направления движения при перетекании парожидкостной смеси по змеевику, условия теплообмена со стороны охлаждения.

Задача поставлена таким образом: пар движется внутри трубы, а охлаждающая вода противотоком движется по кольцевому зазору; при известных геометрических размерах заданы массовый состав W_f , температура t_n и расход пара G_n на входе, расход G_0 и температура t_0 воды на выходе.

При решении задачи были использованы следующие допущения: на границе раздела фаз пар и жидкость находятся в состоянии равновесия; влияние свободной конвекции в паровой фазе не учитывается; скорости, температуры и концентрации в паровой и жидкой фазах рассматриваются как среднемассовые величины.

Исходя из физической модели / рис. 1 / видно, что на элементарный участок придонного слоя действуют силы трения пара о жидкость F_n , сила трения жидкости о стенку и гидравлическая сила dF_r , вызванная разностью высот жидкости h_r .

Уравнение баланса сил записывается:

$$\begin{aligned} F_n - F_x &= dF_r && \text{, где} && / 1 / \\ F_n &= \tau_n \cdot d \cdot \sin \psi && && / 2 / \\ F_x &= \tau_x \cdot d \psi && && / 3 / \\ dF_r &= d\tau_x \cdot g_x \cdot g \cdot h_r && && / 4 / \end{aligned}$$

В уравнениях / 2,3/ τ_n и τ_x - соответственно касательные напряжения между паром и жидкостью на границе раздела фаз и жидкости на стенке труб. Эти величины определяются по известным соотношениям в зависимости от режима движения.

Для ламинарного движения:

$$\tau = 8 \cdot g \cdot V^2 / Re \quad / 5 /$$

Для турбулентного течения соответственно:

$$\tau = 0,316 \cdot g \cdot V^2 / 8 Re^{0,25} \quad / 6 /$$

При рассмотрении уравнения / 4 / следует учесть, что

$$dF_x = \frac{d^2}{4} (d\psi - \frac{1}{2} \cos 2\psi \cdot d\psi) \quad / 7 /$$

$$h_r = \frac{d}{2} \cos \psi - \frac{d}{2} \cos \psi_0 \quad / 8 /$$

После подстановки / 7,8 / в уравнение / 4 / и некоторых преобразований получим:

$$dF_r = \frac{d^3}{8} \cdot g_x \cdot g (1 - \cos 2\psi) (\cos \psi - \cos \psi_0) d\psi \quad / 9 /$$

Интегрируя дифференциальное уравнение / 9 / от 0 до ψ

имеем:

$$F_r = \frac{d^3}{8} \cdot g_x \cdot g \left(\frac{2}{3} \sin^3 \psi_0 - \psi_0 \cos \psi_0 + \frac{1}{2} \cos \psi_0 \cdot \sin 2\psi_0 \right) \quad / 10 /$$

которое после дифференцирования имеет вид:

$$dF_r / d\psi = g_x \cdot g \cdot \frac{d^3}{8} \sin \psi \left(\psi - \frac{1}{2} \sin 2\psi \right) \quad / 11 /$$

После соответствующих подстановок в / 11 / получим дифференциальное уравнение для расчета динамики затопления

$$\frac{d\psi}{dx} = \frac{\tau_n \cdot d \cdot \sin \psi - \tau_x \cdot d \cdot \psi}{g_x \cdot g \cdot d^3 / 8 \cdot \sin \psi \left(\psi - \frac{1}{2} \sin 2\psi \right)} \quad / 12 /$$

Используя уравнения теплопередачи и теплоотдачи

$$\beta \cdot \alpha_{cm} \cdot \rho_{cm} (W_1 - W_{10}) = \left(\frac{1}{\alpha_x} + \frac{1}{\alpha_{cm}} \right)^{-1} (t_0 - t_x) \quad / 13 /$$

$$\left(\frac{1}{\alpha_x} + \frac{1}{\alpha_{cm}} \right)^{-1} (t_0 - t_x) = \alpha_x (t_{cm} - t_x) \quad / 14 /$$

методом последовательных приближений можно определить температуру на границе раздела фаз и все остальные неизвестные величины.

При определении коэффициента теплоотдачи в паровой фазе

было использовано решение Бобе Л.С., полученное на основе предельных законов трения и теплообмена при вдуве/отсосе/ А.И.Леонтьевым и С.С.Кутателадзе.

Для квазишнородного пограничного слоя относительное изменение интенсивности массообмена при наличии и отсутствии поперечного потока вещества:

$$\psi_D = St_D \cdot St_{D0} \cdot (z_1 - w_{10}) = f(\beta_D') \quad /15/$$

где диффузионный фактор проницаемости поверхности раздела фаз определяется соотношением:

$$\beta_D' = dG / \rho_{cm} \cdot v_{cm} \cdot dF \cdot St_{D0} \quad /16/$$

Для ламинарного пограничного слоя: $\psi_D = \beta_D'$ /17/

Для турбулентного пограничного слоя:

$$\psi_D = \frac{(1 + 0.25 \cdot \beta_D')^2}{(1 - 0.25 \cdot \beta_D')^{0.4}} ; \quad \beta_D' = \frac{\beta_D}{(1 - 0.25 \cdot \beta_D')^{0.4}} \quad /18/$$

Тогда коэффициент массоотдачи определяется:

$$\beta = St_{D0} \cdot \psi_D \cdot v_{cm} \quad , \text{ где } /19/$$

$v_{cm} = v_{cm} \cdot Re \cdot F_{cm}$ - скорость пара в данном сечении,

F_{cm} - площадь живого сечения пара.

Пренебрегая тепло- и массоотдачей к поверхности придонного слоя можно определить α_{nn} коэффициент теплоотдачи через плёнку конденсата по известному уравнению:

$$\alpha_{nn} = 0.683 \sqrt{1/(t_0 - t_{cm})} d_{cm} [z_1 a_1 \beta_1 + (1 - z_1) a_2 \beta_2] \quad /20/$$

где a_1 ; a_2 ; β_1 ; β_2 - комплексы теплофизических величин соответственно для 1-го и 2-го компонентов смеси и жидкости.

Передача тепла от стенки к охлаждающей воде определяется известными уравнениями в зависимости от режима движения жидкости:

для ламинарного режима - $Nu_n = 0.16 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.58} \quad /21/$

для турбулентного режима - $Nu_n = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad /22/$

для переходной области - $Nu = Nu_n \left(\frac{Re}{2100} \right)^{1.17} \left(\frac{Pr}{0.7} \right)^{0.14} \quad /23/$

Согласно принятой модели в расчетах используются эквивалентные геометрические размеры:

$$F_{cm} = \frac{(\pi - \varphi) d^2}{4} \left[1 + \frac{\sin 2\varphi}{2(\pi - \varphi)} \right]$$

- площадь живого сечения паровой смеси ; / 24 /

$$F_{ж} = \frac{\varphi \cdot d^2}{4} \left[1 - \frac{\sin 2\varphi}{2\varphi} \right]$$

- площадь живого сечения конденсата ; / 25 /

$$P_{cm} = d(\pi - \varphi) \left[1 - \frac{\sin 2\varphi}{\pi - \varphi} \right]$$

- периметр, занятый паровой смесью / 26 / ;

$$P_{ж} = d \cdot \varphi \left[1 + \frac{\sin \varphi}{\varphi} \right]$$

- периметр жидкости в прицонном слое / 27 / ;

$$d_{эcm} = \frac{d \left[1 + \frac{\sin 2\varphi}{2(\pi - \varphi)} \right]}{1 + \frac{\sin \varphi}{\pi - \varphi}}$$

- эквивалентный диаметр паровой смеси / 28 / ;

$$d_{эж} = \frac{d(1 - \frac{\sin 2\varphi}{2\varphi})}{1 + \frac{\sin \varphi}{\varphi}}$$

- эквивалентный диаметр жидкости прицонного слоя / 29 / .

Для определения скорости изменения концентрации в паре по длине трубы используется уравнение баланса концентраций в жидкой и паровой фазах. Согласно рис.1 для элементарного участка это уравнение имеет вид:

$$G \cdot W_1 = (G - dG)(W_1 - dW_1) + z dG \quad /30/$$

откуда после некоторых преобразований получаем

$$dW_1 = W_1 - (G_{cm} \cdot W_1 - z_1 \cdot dG_{cm}) / (G_{cm} - dG_{cm}) \quad /31/$$

Приведенная модель реализовывалась на ЭЦМ ЕС 1022 на языке Фортран - IV .

В третьей главе приведено описание методики проведения эксперимента, схемы экспериментальной установки и схемы измерений, дана оценка погрешности измерений, а также приведены результаты экспериментальных исследований.

Основными элементами установки рис.2 являются конденсатор 1, испаритель 2, пароперегреватель 3 и объёмный расходомер 4. Пар образовывался в испарителе 2, поступал в конденсатор 1, конденсировался и, проходя объёмный расходомер, возвращался в испаритель. Таким образом движение теплоносителя осу-

шествию за счет разности удельных весов пара и жидкости. Охлаждающая вода подавалась из градирни, конденсировала теплоноситель, поступала в мерную ёмкость и возвращалась в градирню. Опыты проводились при температурах насыщения 20, 30, 40, 50°C, удельные тепловые потоки составляли $9 \cdot 10^2 - 8 \cdot 10^4$ Вт/м² в диапазоне концентраций $R = 22,0 - 100\%$. Регулирование тепловых потоков производилось изменением расхода охлаждающей воды и мощностью электронагревателей. Для предотвращения потерь в окружающую среду установка изолировалась слоем асбеста и слоем базальтовой ваты. Перед заправкой рабочим веществом установка тщательно очищалась, опрессовывалась и вакуумировалась. Для осушения и дегазации хладоны в установку поступали через фильтр, заполненный цеолитом марки *№-А-2М*.

Испаритель представлял собой кожухотрубный аппарат, поверхность теплообмена которого образована медными оребренными трубами, в которые вставлены электрические нагреватели, общей мощностью 17 кВт. Образующийся в испарителе насыщенный пар перегревался на 0,1 - 0,2°C электрическим пароперегревателем.

Экспериментальный конденсатор представлял собой змеевиковый теплообменник типа "труба в трубе", состоящий из шести секций каждая длиной 1 м. Конденсация теплоносителя происходила во внутренней медной трубе $d = 20/3$ мм. В кольевом зазоре между внутренней и наружной стальной трубой $d = 32/3,5$ противотоком проходила охлаждающая вода. Секции конденсатора соединялись между собой калачами $R = 180$ мм. Фланцевые соединения между секцией и калачом уплотнялись прокладками из фторопласта.

Температуры пара, стенки и охлаждающей воды измерялись на входе и на выходе из каждой секции с помощью медь-констан-

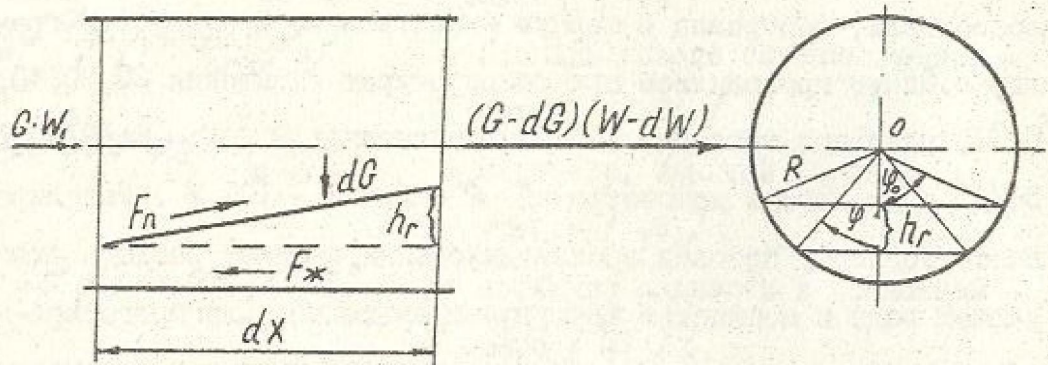


Рис. 1. Физическая модель процесса

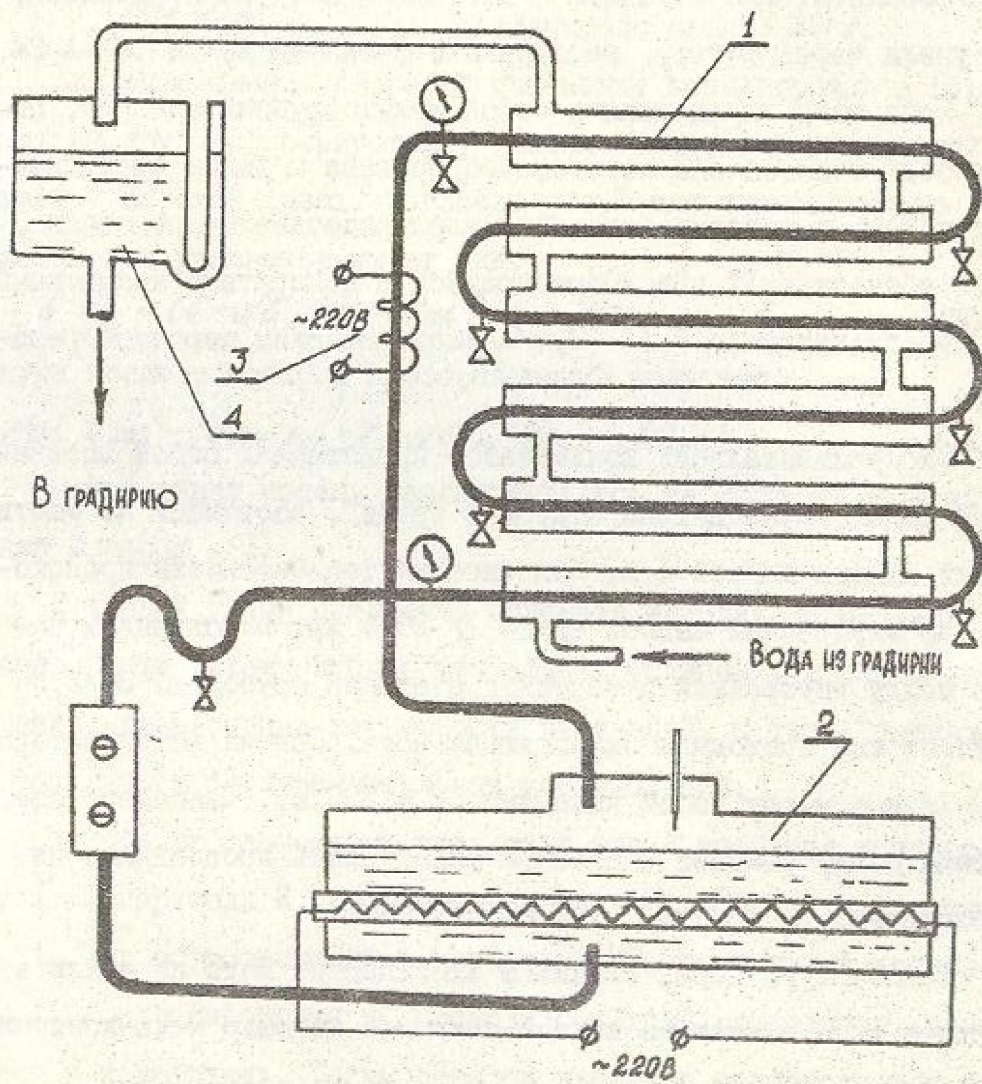


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

тановых термопар диаметром 0,2 мм. Измерение ТЭДС термопар проводилось потенциометром Р-306 в блоке с зеркальным гальванометром И. 17/5. Для измерения давления конденсирующегося пара на входе и выходе из экспериментального участка устанавливались образцовые манометры МО класса 0,4 с пределами измерений 0 - 25 кг/см². Расход электроэнергии измерялся комплектом К-50. Определение состава смеси осуществлялось на входе и выходе из каждой секции с помощью лабораторного хроматографа УХ-1 с детектором по теплопроводности. Тепловой поток определялся по расходу охлаждающей воды и её подогреву. Проверка теплового баланса проводилась по расходу конденсата и по расходу электроэнергии. Расхождение не превышало 6 %.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации определялся по известной зависимости: $\alpha = Q_{\text{конд.}} / F_{\text{конд.}} (\bar{t}_n - \bar{t}_{\text{ст}}^{\text{вн}})$ [32]. Показания термопар на каждом участке усреднялись. При определении температуры стенки трубы учитывалась поправка на глубину зачеканки термопар. Длину участка конденсации определяли по показаниям термопар и расчетным способом. Полученные экспериментальные данные обрабатывались в виде зависимости $\alpha = f(\bar{q})$. Результаты обработки приведены на рис. 3. Поле экспериментальных точек можно условно разделить на четыре области: - первой области при $\bar{q} < 5000$ Вт/м² опытные данные для чистых фреонов и их смесей расслоились по концентрациям; - вторая область - автомодельная при $\bar{q} = 5000 + 14000$ Вт/м², где также качественно оказывает влияние концентрация; - третья область - переходная; - в четвертой области - при $\bar{q} > 14000$ Вт/м² влияние концентрации сказывается незначительно и есть положительная степень влияния теплового потока на теплоотдачу.

Первая область соответствует ламинарному течению плёнки

конденсата, когда влияние скорости пара на теплоотдачу невелико. При этом термическое сопротивление конденсации в большей степени определяется диффузионной составляющей неконденсирующегося компонента смеси. Во второй области её автомоделльность можно объяснить компенсацией утолщения плёнки её волновым течением. В третьей области при проведении опытов не удалось установить значения величин, характеризующих процесс. Четвертая область соответствует турбулентному течению плёнки конденсата. По всей видимости, при больших тепловых потоках диффузионное сопротивление значительно меньше термического сопротивления пленки конденсата. Данные, приведенные на рис.3 являются осредненными для всего участка конденсации, поэтому их физическое толкование носит сугубо качественный характер, так как приведенная закономерность не учитывает переменность величины поверхности конденсации с изменением φ .

В четвертой главе дано обобщение и анализ результатов исследований, приведена методика расчета теплообменного аппарата. При обработке было замечено, что экспериментальные данные для чистых фреонов и всех смесей в пределах погрешности эксперимента аппроксимируются одной экспоненциальной зависимостью / рис.4 /, которая имеет две области влияния геометрического симплекса.

В результате обработки получены следующие зависимости для I области - $0 < L/d < 250$

$$Nu_2 / Nu_1 = 1.05 \exp(-0.0012 L/d) \quad /33/$$

для II области - $250 < L/d < 430$

$$Nu_2 / Nu_1 = 3.3 \exp(-0.0058 L/d) \quad /34/$$

Отсутствие зависимости Nu_2 / Nu_1 от концентрации компонентов в бинарных смесях на рис.4 говорит о том, что теплообмен при конденсации смесей внутри трубы практически не зависит от

продольной диффузионной составляющей массопереноса, а только от поперечной и позволяет вести дальнейшую обработку экспериментальных данных только по начальному участку трубы, предполагая, что влияние геометрического симплекса для всей трубы будет постоянным. Экспериментальные данные обрабатывались в виде функции

$$Nu/We^{-0,25} = f(Gd \cdot Pr \cdot K) \quad /35/$$

/рис.5/. Статистическая обработка данных позволила получить для различных областей следующие эмпирические зависимости.

I область: $1,4 \cdot 10^{10} < Gd \cdot Pr \cdot K < 3,5 \cdot 10^{10}$
$$Nu = 4 \cdot 10^{10} (Gd \cdot Pr \cdot K)^{-0,82} \cdot We^{-0,25} \quad /36/$$

II область: $3,5 \cdot 10^{10} < Gd \cdot Pr \cdot K < 10^{11}$
$$Nu = 92 \cdot We^{-0,25} \quad /37/$$

III область: $10^{11} < Gd \cdot Pr \cdot K$
$$Nu = [110 - 1400 W_2^{1,4} \exp(-59 W_2)] We^{-0,25} \quad /38/$$

Полученные экспериментальные зависимости /36-38/ можно перенести на весь змеевик, если их уточнить уравнениями /33,34/ для соответствующих областей геометрического симплекса L/d .

Анализ результатов исследования проводился с помощью сопоставления результатов эксперимента с известными литературными данными /рис.6-8/, а также путем сопоставления эксперимента с результатами моделирования /рис.9/. Как видно из рисунков 6-9 получено удовлетворительное качественное и количественное совпадение сопоставляемых величин; количественное различие /рис.6/ объясняется различными условиями проведения опытов.

Таким образом результаты эксперимента кроме количественных закономерностей позволили установить следующий механизм конденсации фреонов внутри трубы. Гомогенная смесь паров сразу же после входа в трубу начинает совместно конденсироваться,

Рис. 4. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине змеевика

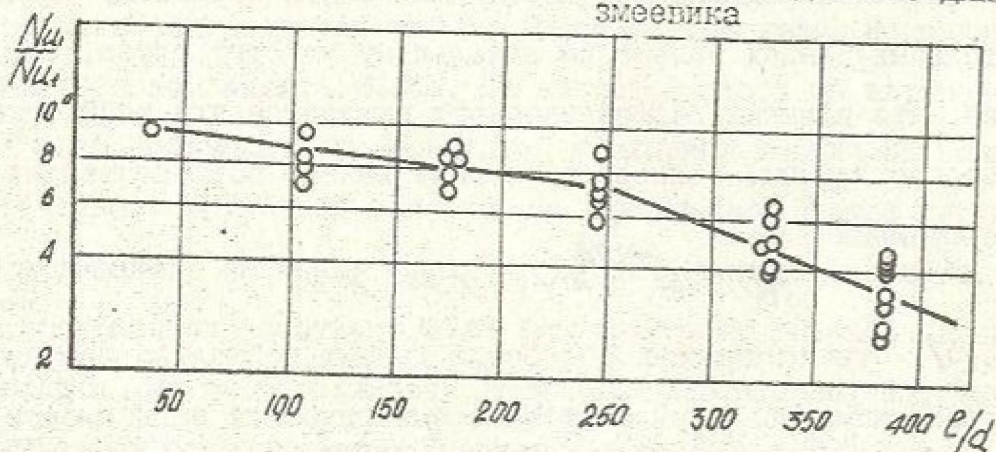
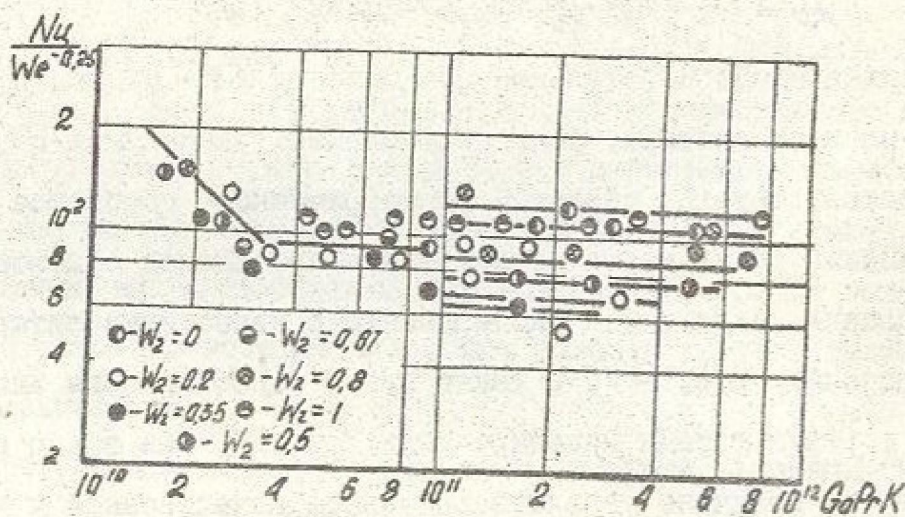


Рис. 5. Результаты исследования теплоотдачи при конденсации смесей брeонов внутри горизонтальной трубы



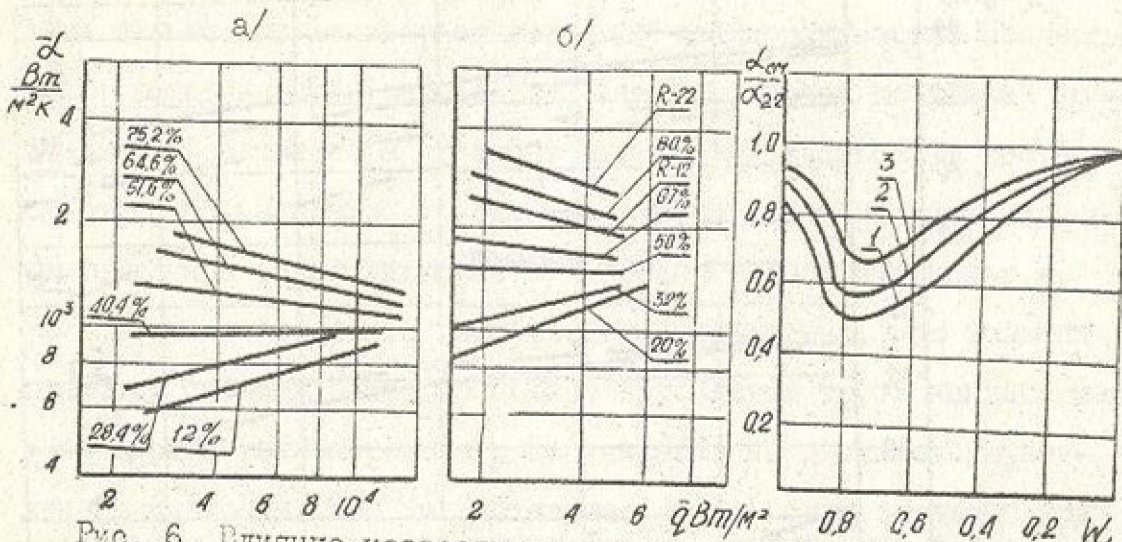


Рис. 6. Влияние неазеотропности и теплового потока на теплоотдачу при конденсации смесей фреонов:
а/ - данные Козицкого
б/ - данные автора

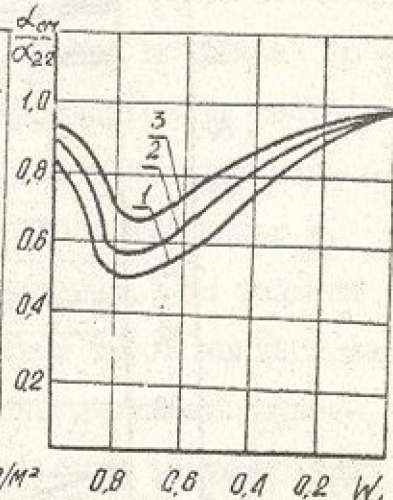


Рис. 7. Влияние неазеотропности на конденсацию паров смесей фреонов:
1-данные Пучкова Б.В.
2-данные автора
3-данные Доманского Р.А.

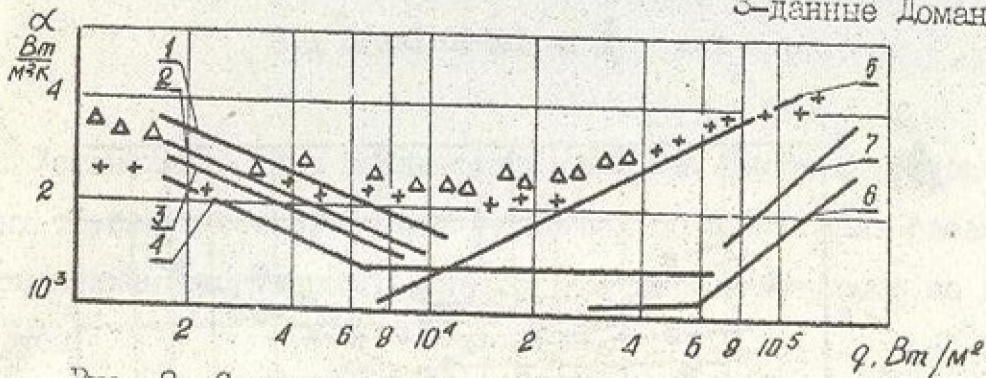


Рис. 8. Сопоставление результатов эксперимента по конденсации фреонов с данными других авторов:
1 - расчет по формуле Нуссельта с учетом ψ ;
2 - расчет по формуле Нуссельта для горизонтальных труб ; 3 - расчет по формуле Чойко и Левина ; 4 - данные Ширлева ; 5 - расчет по формуле Волкова ; 6 - расчет по формуле Консетова ; 7 - расчет по формуле Бойко ;
Данные автора: + - R-12
Δ - R-22

О. В. 14740
14769 В 1014769

Одесский техн. институт
Институт выш. математики
Одесса
БИБЛИОТЕКА

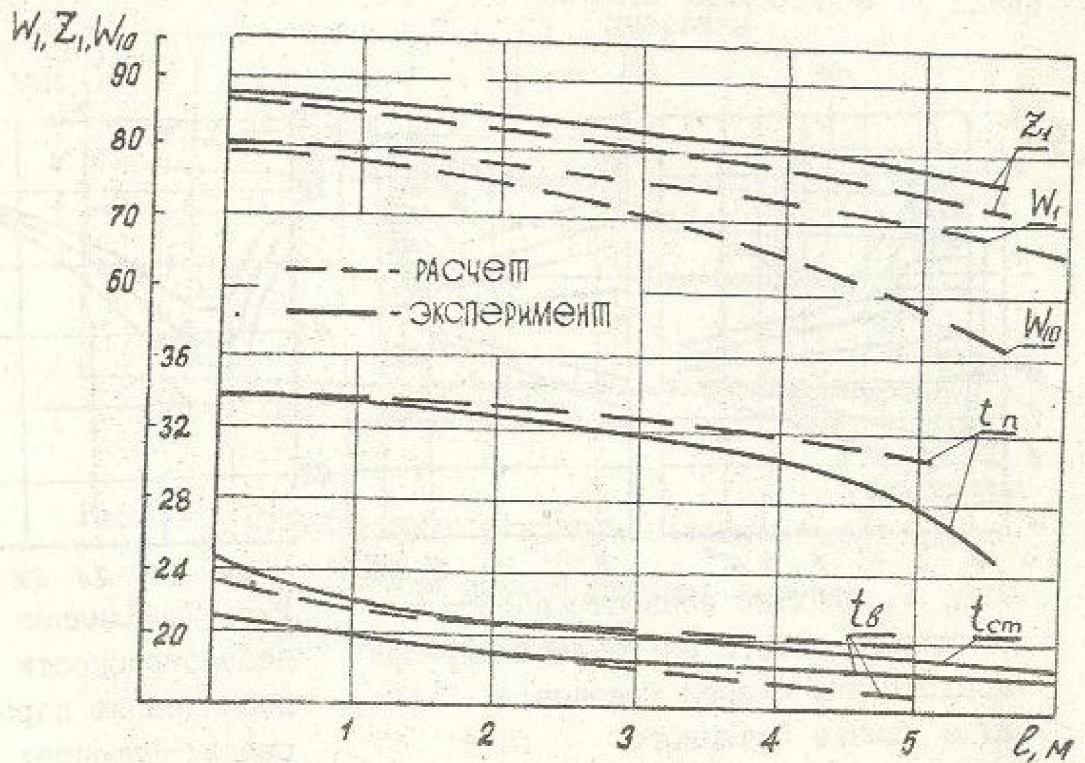


Рис. 9. Локальные температуры и концентрации компонентов при конденсации паров фреонов при $\bar{q} = 14900 \text{ Вт/м}^2$

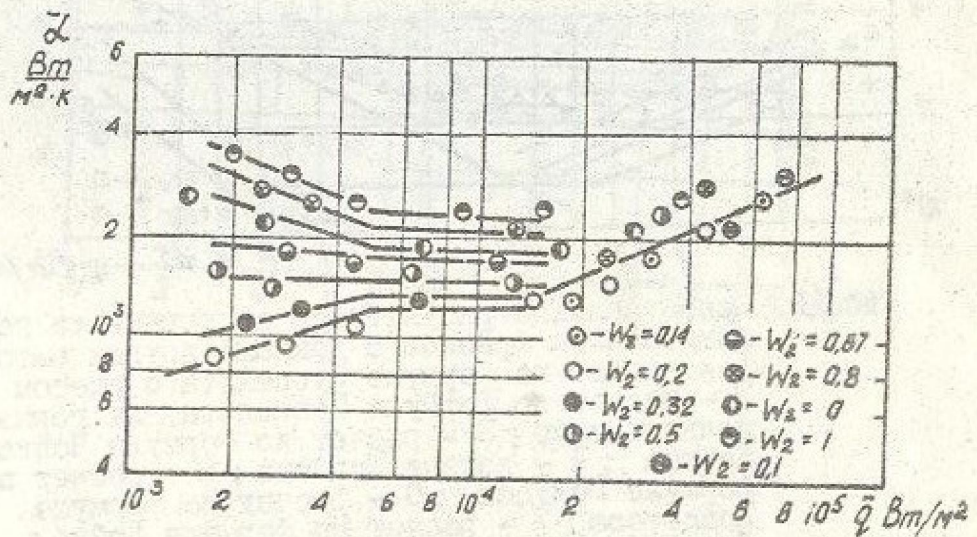


Рис. 3. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от теплового потока

при этом из-за разных физических характеристик паров отдельных компонентов возникает диффузионное сопротивление массопереносу, которое влияет заметным образом на процесс теплопередачи только при ламинарном движении пленки жидкости. Концентрация компонентов в паре и жидкости изменяется по длине конденсации, состав пара на входе в трубу соответствует составу жидкости на выходе из трубы. По мере конденсации идет нарастание ширины ручья жидкости в придонном слое, что ведет к уменьшению эффективной поверхности конденсации. При больших тепловых потоках возможно полное затопление трубы конденсатом с переходом теплопереноса с конденсации на вынужденную конвекцию жидкости. Эта же физическая модель была заложена при математическом описании процесса конденсации пара в горизонтальном змеевике. Хорошее совпадение расчетных зависимостей с экспериментальными данными свидетельствует о правильном представлении механизма конденсации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что конденсация бинарных паров в горизонтальных трубах имеет существенные особенности, которые связаны с изменением концентрации компонентов пара и жидкости по длине трубы.
2. Установлено заметное уменьшение коэффициентов теплоотдачи по длине трубы за счет нарастания ширины ручья жидкости в придонном слое. Наиболее существенно теплоотдача снижается при полном затоплении трубы конденсатом.
3. Разработана физическая и математическая модель конденсации бинарных смесей фреонов в трубе, позволяющая учесть изменение температур, состава паровой и жидкой фаз вдоль поверхности

конденсации с учетом изменения физических свойств обеих фаз, взаимосвязь совместных процессов теплообмена и динамику стекания пленки конденсата. Исследование модели проведено на ЭЦМ ЕС-1022 и позволило установить количественное влияние режимных факторов и длины трубы на величины средних и локальных коэффициентов теплоотдачи.

4. В результате экспериментальных исследований получены количественные закономерности, устанавливающие взаимосвязь локальных и средних коэффициентов теплоотдачи от режимных характеристики процесса и длины трубы. Получены новые эмпирические зависимости для оценки эффективной длины змеевиков, когда затопление каналов не оказывает существенного влияния на теплоперенос. Получены новые эмпирические зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи при конденсации для ламинарного режима течения пара, когда существенное влияние на теплоперенос оказывает диффузионное сопротивление слабоконденсирующегося компонента.

5. Разработана модель процесса конденсации бинарной смеси хладонов внутри трубы, основанная на анализе комплексных экспериментальных исследований коэффициентов теплоотдачи при конденсации смесей паров на начальном участке трубы от режимных характеристик паровой смеси. Для перехода к средним коэффициентам теплоотдачи используется опытное уравнение изменения коэффициентов теплоотдачи по длине трубы.

6. Установлено, что всю область возможного изменения безразмерного параметра $Go \cdot Pr \cdot K$ можно разделить на три участка для каждого из которых наиболее существенное влияние вносится отдельными сопротивлениями массопереносу.

Основное содержание работы опубликовано в следующих работах:

1. Теплоотдача при конденсации фреона-12 внутри горизонтальной трубы./В.Ф.Чайковский, Р.А.Бахтиовин, И.К.Дуканов, Ю.Г.Бохановский.- В кн.: Холодильная техника и технология. - Киев,:Техника, 1976, № 23, с.63.- 65 .
2. Дуканов И.К., Бохановский Ю.Г. Теплоотдача при конденсации фреонов-12,22 и их смесей внутри змеевикового конденсатора. - В кн.: Тез. докл. Всесоюз. научн.конф."Совершенствование процессов машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха". Ташкент. 1977, с. 37.
3. Бохановский Ю.Г. Теплоотдача при конденсации фреонов-12, 22 и их смесей внутри змеевикового конденсатора. - В кн.: XXI Сиб. теплофиз. семинар. Новосибирск, 1978, с.357-359.
4. Смирнов Г.Ф., Доманский Р.А., Бохановский Ю.Г. Приближенная модель позонного расчета теплообмена при полной конденсации бинарной смеси внутри горизонтального змеевикового конденсатора. - В кн.: Тез. докладов III Всесоюз. научн.-техн. конф. по холодильному машиностроению. М., ЦИТИХИМВЕРТЕМАШ, 1982, с. 71 - 72 .
5. Бохановский Ю.Г., Доманский Р.А. Позонный расчет процесса теплопередачи при полной конденсации бинарной смеси внутри горизонтальной трубы.- В кн.: Холодильное машиностроение. - М.: ЦИТИХИМВЕРТЕМАШ, 1983, № 6 , с. 19-20.
6. Бохановский Ю.Г. Обобщение экспериментальных данных по конденсации бинарных смесей R12-R22 внутри горизонтальной трубы.- В кн.: Тез. докл. Всесоюз. семинара "Использование искусственного холода для сокращения потерь пищевых продуктов - важное средство в решении Продовольственной программы страны". М., 1983, с. 27 - 28 .

