

Автореферат  
КВ2

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
имени М.В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи  
Для служебного пользования

Экз. № 00092

КРИЦКИЙ Валерий Иванович

УДК 664:621.1.002.52

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЙ  
ПИЩЕВЫХ И ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ НА БАЗЕ ТЕПЛОВЫХ  
ТРУБ

Специальность 05.18.12 - процессы и аппараты пищевых  
производств

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

Одесса - 1989

ДСП. Исх. №	5
Осн.	л.
23	17
	29 г.

Работа выполнена в Одесском технологическом институте  
пищевой промышленности им.М.В.Ломоносова

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор Чайковский В.Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Леончик Б.И.  
кандидат технических наук  
Кузнецов П.В.

Ведущая организация: НИО Продмаш, г.Одесса

Защита состоится " 23 " марта 1989 г. в 14<sup>30</sup> часов  
на заседании специализированного совета Д 068.35.01  
при Одесском технологическом институте пищевой промышленности  
им.М.В.Ломоносова, 270039, г.Одесса, ул.Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского  
технологического института пищевой промышленности им.М.В.Ломо-  
носова.

18 1989 г.

ОНАХТ 24.03.11  
Совершенствование те



v017968

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Предприятия пищевой и перерабатывающей промышленности при использовании 25-26 млн. т. условного топлива в год занимают одно из ведущих мест по объему потребления топливно-энергетических ресурсов в нашей стране. При этом из 55 % теряемой химической теплоты топлива, около 35 % безвозвратно уносится с дымовыми газами. Поэтому утилизация теплоты дымовых газов и отработавшего агента сушки является актуальной задачей в отрасли.

Анализ путей совершенствования теплотехнологий в таких традиционно энергоемких отраслях как металлургия, энергетика, химическая промышленность и т.д., показал, что в СССР и других индустриально развитых странах проявляется значительный интерес к использованию тепловых труб и теплообменных аппаратов на тепловых трубах при утилизации тепловых стоков. Тепловые трубы, работающие по замкнутому испарительно-конденсационному циклу, являются высокоэффективными теплопередающими устройствами, обладающими целым рядом преимуществ: низким внутренним термическим сопротивлением, автономностью, высокой изотермичностью теплопередающей поверхности и надежностью в работе. В ТОТТ достаточно просто реализуется рациональная схема движения сред, их несложно очищать от загрязнений, они просты в монтаже и эксплуатации и могут быть использованы в широком диапазоне температур.

Все эти достоинства делают весьма перспективным применение ТТ и ТОТТ в теплотехнологиях пищевых и перерабатывающих производств. Однако их широкое внедрение сдерживается, в настоящее время, отсутствием надежной методики расчета таких аппаратов, учитывающей как специфику теплообмена внутри ТТ, так и решение внешних задач передачи теплоты на границах ТТ.

Изложенное и определяет актуальность настоящей диссертационной работы.

Цель работы - создание высокоэффективного теплообменного аппарата с тепловыми трубами для утилизации тепловых стоков на предприятиях АПК и разработка методов его расчета.

Задачи работы. Поставленная цель обуславливает решение следующих задач.

1. Провести анализ существующих источников вторичного тепла на предприятиях АПК и обосновать возможность их утилизации с применением ТОТТ.

2. На основе тепловых моделей внутренних и внешних процессов,

отражающих специфику работы ТТ, разработать методику расчета теплообменных аппаратов на тепловых трубах.

3. Изготовить опытный образец ТОТТ и провести производственные испытания на предприятиях АПК.

Научная новизна. Наиболее существенные новые научные результаты:

- разработана методика расчета теплообменника на тепловых трубах, включающая расчет контактного термического сопротивления в зоне сопряжения тепловой трубы с основанием накатного оребрения и расчет теплоотдачи при конденсации в канальных тепловых трубах;
- обоснована модель контактной теплопередачи, учитывающая макро- и микрогеометрию поверхностей, свойства контактирующих материалов и межконтактной среды и усилия прижатия в зоне контакта;
- на основе предложенной методики, разработан и изготовлен опытный образец ТОТТ для предприятий АПК;
- проведены производственные испытания опытного образца теплообменника в составе зерносушильной установки ДСП - 32;
- экспериментально определены величины КТС и теплоотдачи при конденсации на профилированных структурах ТТ.

Практическая ценность работы:

Представленные в работе исследования проводились в рамках Координационного плана работ стран членов СЭВ по проблеме "Технологии и оборудование для энергоемких производств", включены в Координационный план НИР Минхлебопродуктов СССР, в Государственный план экономического и социального развития УССР (шифр ИГЗН).

Теплообменник-утилизатор на тепловых трубах использовался в составе зерносушильной установки ДСП-32 от в течении заготовительных кампаний 1987-88 г.г. Утилизация тепла на зерносушилке ДСП-32 теплообменником дает экономию топлива на сумму 2,99 тыс. рублей в месяц.

Разработанный теплообменник-утилизатор на ТТ рекомендован Министерством хлебопродуктов УССР к широкому внедрению на хлебопекарных, макаронных и хлебоприемных предприятиях отрасли.

Методика расчета контактного термического сопротивления внедрена в НИО Прикладной механики (г. Красноярск) при расчете контактных разъединителей систем терморегулирования с тепловыми трубами. Экономический эффект от внедрения составил 55 тыс. рублей.

В работе защищается следующее научное положение.

Использование в системах " газ - воздух " теплообменного оборудования на базе тепловых труб в системах утилизации низкопотен-

циального тепла и подготовки агента сушки является рациональным путем снижения энергозатрат при производстве и переработке продуктов питания.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОТИП им. М.В. Ломоносова в период с 1982-1988 г.г.; Всесоюзных научно-технических конференциях по тепловым трубам (Киев 1985, 1987 г.г.); выездных совещаниях подсекции "Тепловые трубы" Научного совета по комплексной проблеме "Теплофизика и теплоэнергетика" АН СССР (г. Одесса 1985, 1987 г.г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографии и приложения. Основное содержание изложено на 172 стр. машинописного текста, содержит 38 рис., 19 таблиц, список литературы 133 наименований, из них 15 иностранные, приложение на 23 стр.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

##### Пути совершенствования теплотехнологий пищевых производств.

Большинство технологических процессов пищевых производств связано с тепловой обработкой продукта. При этом до 35 % теплоты, расходуемой на термообработку, безвозвратно теряется с тепловыми стоками, что в значительной мере влияет на энергоемкость пищевых производств.

Утилизация теплоты и последующее ее использование в технологических процессах позволит существенно снизить энергетические затраты при производстве и переработке продуктов питания. Однако, решение этой задачи связано с определенными трудностями: во-первых, большая часть тепловых стоков пищевых производств обладает низким термическим потенциалом (табл. I), что затрудняет их утилизацию с помощью традиционного оборудования, во-вторых, непосредственное использование отработанного теплоносителя, как правило, невозможно вследствие сильной переувлажненности и высокой степени запыленности и, в-третьих, использование обычных теплообменников для решения этих задач, зачастую, нецелесообразно, так как требует установки дополнительных перекачивающих устройств.

Вместе с тем, в мировой практике при решении задач обеспечения тепловых режимов и утилизации вторичных источников энергии все большее применение находят ТТ и ТОТТ.

Таблица I

Параметры тепловых стоков печного и сушильного оборудования предприятий АПК

Отрасль промышленности	Тип оборудования, марка	Параметры тепло-вых стоков	Потери теплоты, %
Хлебопекарная	Туннельные печи: БН-25; 40; 50; ПХС-25; 25М; 40М; ПХК-16; 25; 40; 50.	$t = 150-360^{\circ}\text{C}$ $V = 86,3-254 \text{ м}^3/\text{ч}$	24,4-47,7
Макаронная	Б6-ЛКС; ЛС-2А; ЛБМ	$t = 35-50^{\circ}\text{C}$ $V = 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\varphi = 65-80\%$	25 - 45
Овощесушильная	Конвейерные сушилки: Г4-КСК-15; 30; 45; 90	$t = 40-85^{\circ}\text{C}$ $V = 18500-55000 \text{ м}^3/\text{ч}$	20-33,5
Молочная	Распылительные сушилки: ОСВ	$t = 60-80^{\circ}\text{C}$ $v = 0,2-1,0 \text{ м/с}$	23 - 35
Мясная	Опалочные печи: ССП-2; ССП-2А	$t = 300-400^{\circ}\text{C}$ $V = 110-120 \text{ м}^3/\text{ч}$	40,6
Зерноперерабатывающая	Шахтные сушилки: ДСП-24СН; ДСП-32	$t = 45-60^{\circ}\text{C}$ $V = 3500-30000 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\varphi = 65-80\%$	30-40

Анализ теплотехнологий пищевых производств показал, что ТТ и ТОТТ могут быть успешно использованы при утилизации тепловых стоков в хлебопекарной, крахмало-паточной, зерноперерабатывающей, овощесушильной, мясной и молочной промышленности. Однако широкое внедрение ТОТТ сдерживается отсутствием надежных методик расчета таких аппаратов.

Анализ предложенных схем подключения ТОТТ в теплотехнологии пищевых и перерабатывающих производств в виде тепловых моделей позволил выделить факторы, оказывающие определяющее влияние на эффективность работы ТОТТ. Такими факторами являются: внутреннее термическое сопротивление самих ТТ и внешние термические сопротивления, определяемые условиями теплообмена на границах ТТ. Методика расчета ТОТТ должна учитывать каждый из этих факторов.

На основании анализа современного состояния исследований теплообмена внутри и на границах ТТ выбраны направления и обоснованы задачи работы.

Контактный теплообмен в элементах аппаратов с тепловыми трубами

В утилизаторах типа "газ-воздух" ТТ выполняются, как правило, оребренными, что позволяет существенно повышать эффективность теплообменников за счет увеличения теплопередающей поверхности. Наиболее перспективно применение индивидуального спирально-накатного оребрения ТТ. Однако, при использовании этого способа оребрения, возникает КТС в зоне сопряжения корпуса ТТ с основанием оребрения, которое может увеличивать общее термическое сопротивление. В настоящее время общепринятая методика для расчета КТС отсутствует, поэтому были проведены самостоятельные аналитические и экспериментальные исследования.

В предложенной модели зона контакта корпуса ТТ с основанием оребрения рассматривается как чередование участков фактического контакта металлов и пустот, заполненных низкотеплопроводной средой. Причем, в местах фактического контакта основание оребрения обладает определенной неплоскостью по отношению к корпусу ТТ (рис. I (а, б)). Термическое сопротивление фактического контакта металлов ( $R_m$ ) можно представить как сопротивление контактного слоя неоднородной структуры с различной тепловой проводимостью твердых фаз и межконтактной среды. Неоднородность структуры контактного слоя является результатом случайной шероховатости сопрягаемых поверхностей (рис. I (в)). Термическое сопротивление зазора ( $R_c$ ) зависит от коэффициента теплопроводности среды ( $\lambda_c$ ), заполняющей зазор и его толщины ( $\delta_c$ ). Тогда, с учетом деформации контактного слоя общее термическое сопротивление контакта определяется из соотношения:

$$R_k^{-1} = R_m^{-1} + R_c^{-1} = \frac{\langle \lambda_k \rangle \cdot \Psi_k}{\delta_k} + \lambda_c \left[ \frac{2}{3} h_0 + (h_1 + h_2)(1 - \varepsilon_k) \right]^{-1} \quad (I)$$

Для оценки величины коэффициента теплопроводности контактного слоя  $\langle \lambda_k \rangle$  использовалось стохастическое уравнение теплопроводности и уравнение обобщенной проводимости сред с микронеровной структурой. В случае, когда в зоне контакта перенос тепла осуществляется только теплопроводностью,  $\lambda_k$  является случайной функцией, представимой в виде суммы математического

Модельное представление зоны контакта

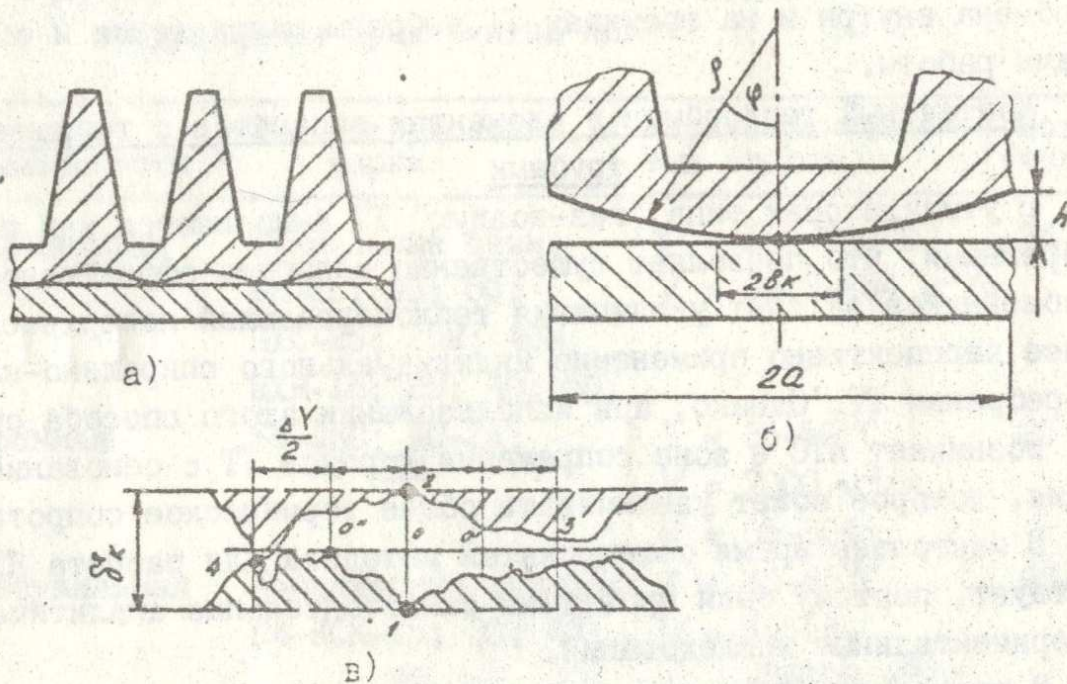


Рис. 1

Влияние межконтактной среды на КТС

Влияние давления на КТС

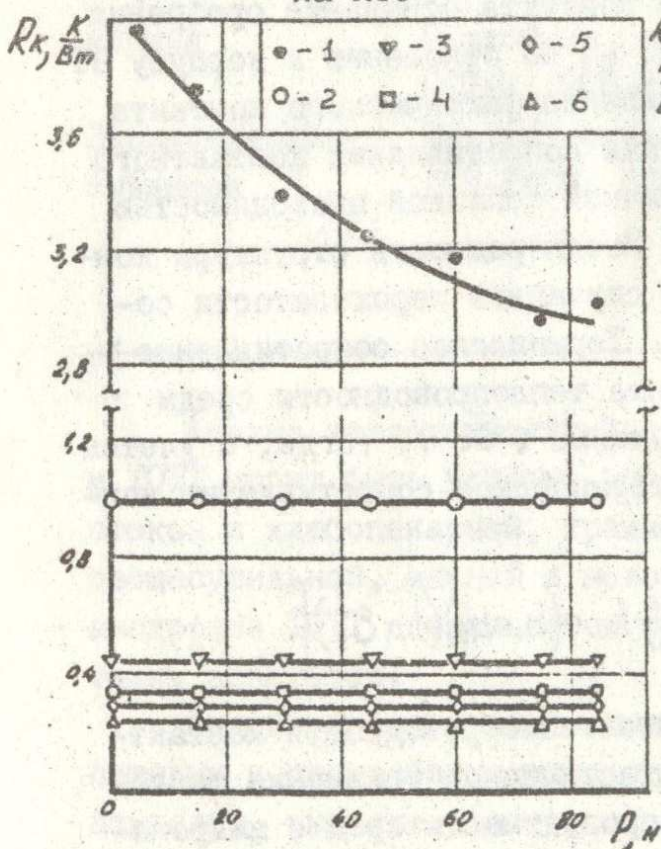


Рис. 2

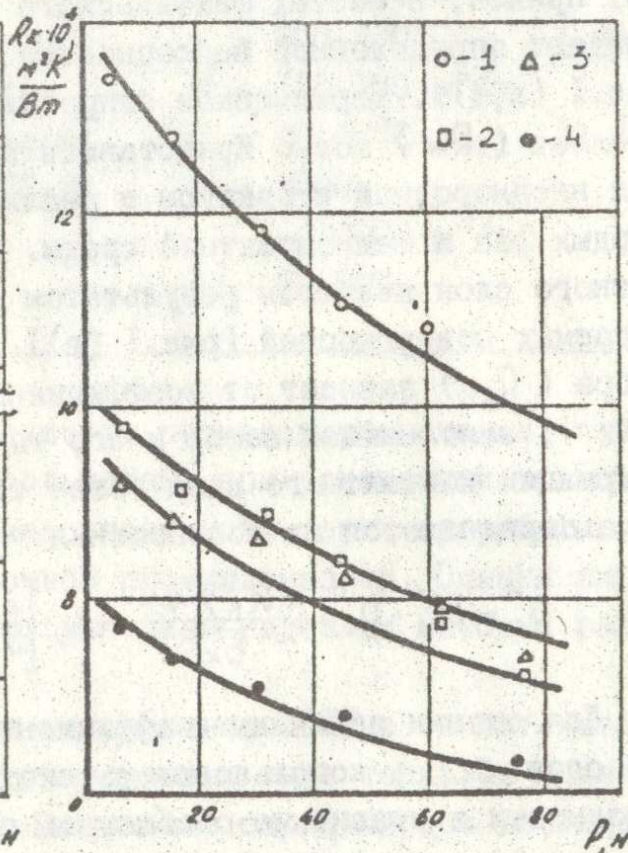


Рис. 3

1 - воздух; 2 - масло; 3 - паста СК-73(0,1); 4 - " - СК-67; 5 - " - КТТ-8; 6 - " - СК-73(0,05)

Эксперимент: 1- $H_0=70 \cdot 10^{-6}$  м; 2- $H_0=47 \cdot 10^{-6}$  м; 3- $H_0=45 \cdot 10^{-6}$  м; 4- $H_0=37 \cdot 10^{-6}$  м; 5- расчет по методике

ождения  $\langle \lambda \rangle$  и флуктуаций  $\tilde{\lambda}$  :

$$\lambda_k = \langle \lambda \rangle + \tilde{\lambda}(x) \quad (2)$$

Для оценки величины  $\langle \lambda \rangle$  рекомендуется преобразованная формула В.И.Оделевского:

$$\langle \lambda \rangle = \lambda_{cm} + \left( \lambda_{cm}^2 + \frac{1}{2} \lambda_{cm} \cdot \lambda_{12} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Относительные деформация ( $\epsilon_k$ ) и площадь контакта ( $\psi_k$ ) получены на основе положений теории Герца.

Таким образом, расчет общего термического сопротивления контакта ведется с учетом стохастической структуры зазора на основе трехкомпонентной модели с учетом теплофизических свойств материала корпуса ТТ ( $\lambda_{m1}$ ), накатного оребрения ( $\lambda_{m2}$ ) и среды ( $\lambda_c$ ), начальной неплоскостности ( $h_0$ ) и шероховатости поверхностей ( $h_1$  и  $h_2$ ). В результате эксперимента получены значения  $R_k$  для образцов ТТ, отличающихся микро- и макрогеометрией поверхности при различных заполнителях межконтактного зазора в зависимости от контактного давления (рис.2). Результаты экспериментальных исследований согласуются с расчетами по предложенной методике (рис.3).

#### Теплообмен при конденсации на профилированных поверхностях тепловых труб

На эффективность работы ТУТТ помимо условий внешнего теплообмена существенное влияние оказывает внутреннее термическое сопротивление самих ТТ, определяемое, в первую очередь, интенсивностью теплоотдачи в зонах испарения и конденсации. Для интенсификации теплообмена в ТТ используются различные типы капиллярнопористых структур, например, каналные, служащие для равномерного распределения жидкости по поверхности и ее транспортировки из конденсатора в испаритель. Канальные капиллярные структуры при высоких коэффициентах теплоотдачи отличает технологичность изготовления, дешевизна, отсутствие дополнительного контактного сопротивления с внутренней стенкой ТТ. Поэтому, в случаях, когда нет необходимости в организации движения жидкости внутри ТТ против сил гравитации, их использование предпочтительней по сравнению с другими типами капиллярных структур.

Анализ литературных источников показал, что несмотря на значительное количество работ по исследованию теплообмена на таких

поверхностях, в настоящее время отсутствует общепринятая методика для расчета теплоотдачи при конденсации в канальных ТТ. Сравнение результатов экспериментальных и рассчитанных по известным методикам данных по конденсации на мелкопористых трубах показывает их существенное расхождение. В связи с этим автором были проведены самостоятельные экспериментальные и аналитические исследования процесса конденсации в канальных ТТ.

Согласно принятой тепловой модели, поверхность условно разбивается на два участка: ребро и межреберный канал. При этом жидкость будет удерживаться в канавке если капиллярные силы преобладают над гравитационными. Согласно расчетам в канальных структурах ТТ это условие выполняется всегда, следовательно конденсация и стекание пленки будут происходить на поверхности, представляющей чередование металлической поверхности с участками заполненными жидкостью. На рис. 4 приведены возможные варианты такой модели для гравитационных ТТ в вертикальном (рис. 4(а)) и горизонтальном (рис. 4(б)) положении.

Руководствуясь указанными соображениями, схему передачи тепла при конденсации на канавках можно представить в виде (рис. 4(в)), а термическое сопротивление процесса:

$$R_{kg} = \frac{1}{\alpha'_{kg} \frac{b-S}{b} + \alpha''_{kg} \frac{S}{b}} \quad (4)$$

Коэффициент  $\alpha'_{kg}$  рассчитывается по известной формуле Нуссельта с поправкой на затопление части структуры при ручейковом течении конденсата. А  $\alpha''_{kg}$  определяется отношением эквивалентной теплопроводности смоченного канала к его высоте:

$$\alpha''_{kg} = \frac{\lambda_z}{h} \quad \text{где} \quad \lambda_z = \lambda_{ж} \frac{S}{b} \left[ 1 + C_1 \left( \frac{h}{S} \sqrt{\frac{b}{S}} \right)^m \right] \quad (5)$$

Такая задача теплопроводности через слой жидкости к ребру канала, когда перенос тепла осуществляется через ребро прямоугольного профиля с переменным по высоте коэффициентом теплоотдачи решена методом электротепловой аналогии в работах Бурдо О.Г. в широком диапазоне геометрических параметров и соотношений  $\lambda_{ж}/\lambda_{м}$ .

Сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными показывает, что модель удовлетворительно описывает результаты опытов (рис. 5).

Влияние плотности теплового потока  
на коэффициент теплоотдачи при кон-  
денсации

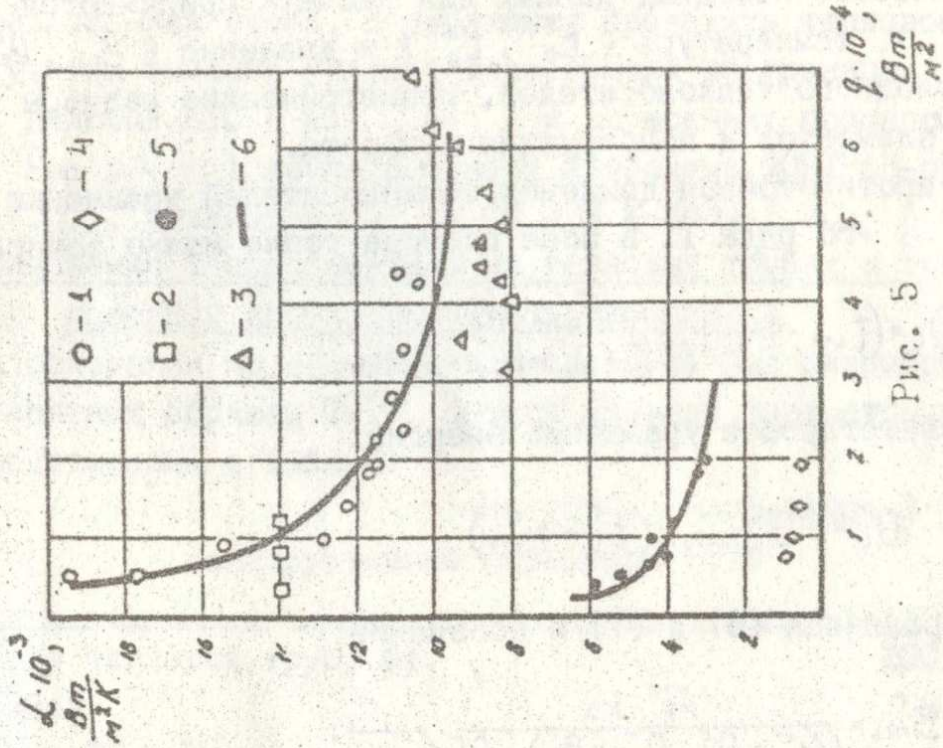
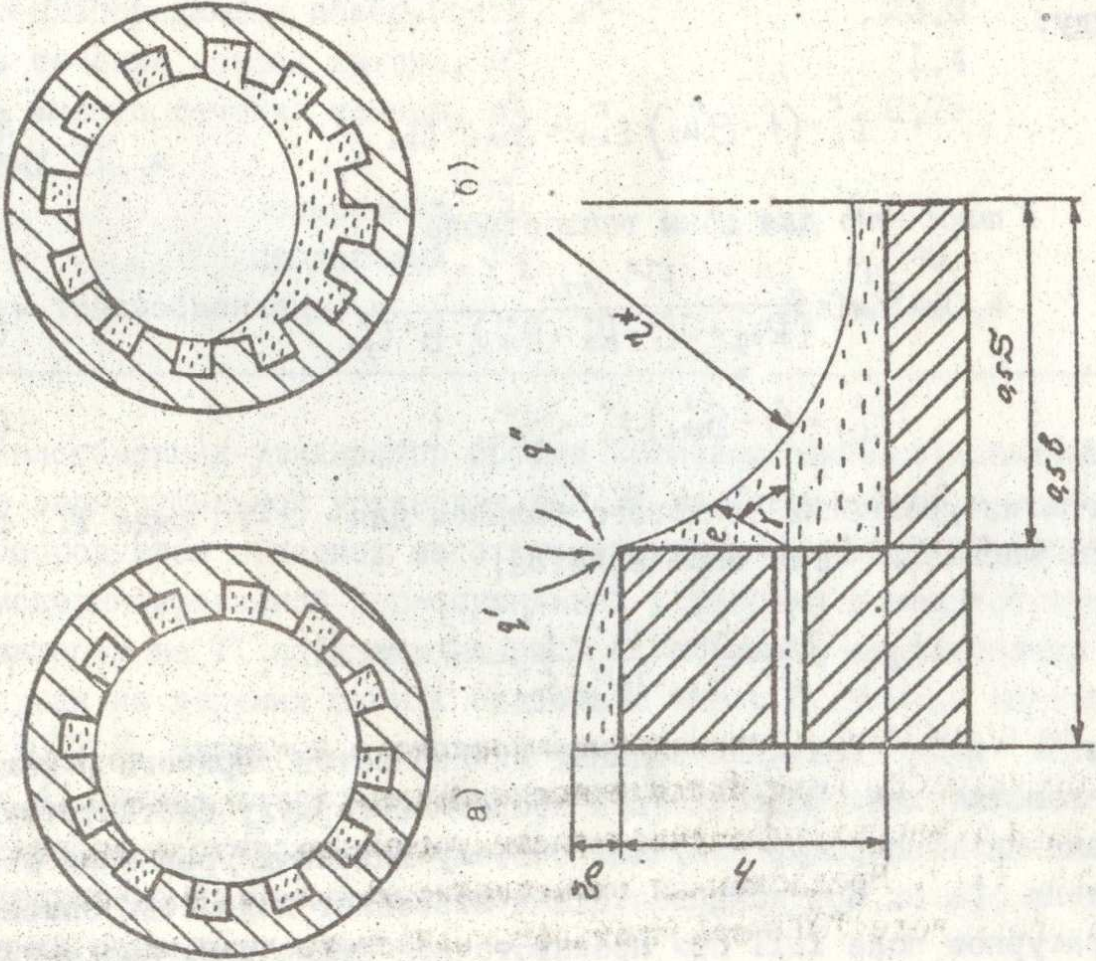


Рис. 5

Экспериментальные данные: 1- автор ( $\text{NH}_3$ );  
2- Шлифт; 3- Zhang; 4- Риферт ( $\text{H}_2\text{O}$ );  
5- автор ( $\text{R22}$ ); 6- расчет по методике.

Модель конденсации



а)

Рис. 4

Методика теплового расчета теплообменника на тепловых трубах

В качестве исходных данных для расчета принимаются расход ( $G^r, G^x$ ), температура ( $t_o^r, t_o^x$ ) и давление ( $P_o^r, P_o^x$ ) горячего и холодного теплоносителей, геометрические размеры теплообращающих элементов и конструкция аппарата.

При противоточном движении теплоносителей уравнение теплоотдачи для  $L$ -го ряда ТТ в зоне подвода тепла можно записать:

$$Q_L = (t_{i-1}^r - t_{s,i}) (R_{op}^{kr} + R_k^r + R_{ct}^r + R_u) \cdot l; \quad (6)$$

соответствующее уравнение энергии:

$$Q_L = -G^r \cdot C_{pi}^r \cdot (t_L^r - t_{i-1}^r) \quad (7)$$

Приравнявая (6) и (7) и обозначив:

$$S_{mi}^r = \frac{F_{Li}^r \cdot m_i}{(R_{op}^{kr} + R_k^r + R_{ct}^r + R_u) \cdot G^r \cdot C_{pi}^r}; \quad (8)$$

получим значение для температуры горячего теплоносителя в  $L$ -ом ряду:

$$t_i^r = (1 - S_{mi}^r) \cdot t_{i-1}^r + S_{mi}^r \cdot t_{s,i} \quad (9)$$

Аналогично для зоны теплоотвода:

$$S_{mi}^x = \frac{F_{Li}^x \cdot m_i}{(R_{kg} + R_{ct}^x + R_k^x + R_{op}^{kx}) \cdot G^x \cdot C_{pi}^x}; \quad (10)$$

$$t_{i-1}^x = (1 - S_{mi}^x) \cdot t_i^x + S_{mi}^x \cdot t_{s,i} \quad (11)$$

Тогда из уравнения теплового баланса для  $L$ -го ряда ТТ, температура насыщения  $t_{s,L}$  определяется:

$$t_{s,L} = \frac{t_{i-1}^r \cdot S_{mi}^r \cdot W^r + t_{n-i}^x \cdot S_{m,n-i}^x \cdot W^x}{S_{mi}^r \cdot W^r + S_{m,n-i}^x \cdot W^x}; \quad (12)$$

где  $W^r$  и  $W^x$  значения водяных эквивалентов горячего и холодного теплоносителей. Подставляя в последнюю формулу соответствующие значения температур получаем систему линейных уравнений относительно  $t_{s,L}$ . Предложенная схема позволяет полностью описать температурное поле ТУТТ при противоточной схеме движения теплоносителей.

При прямоточном движении теплоносителей расчет параметров в зоне подвода теплоты проводится аналогично.

Предложенная схема, позволяющая проводить тепловой расчет ТОТТ с учетом внешних условий теплообмена на границах ТТ ( $R_{op}^{kr}$ ,  $R_{op}^{ka}$ ), включая КТС ( $R_k^c$ ,  $R_k^a$ ) и внутренних процессов в ТТ ( $R_{in}$ ,  $R_{kg}$ ,  $R_{ct}$ ) легла в основу алгоритма ФОРТРАН-программы расчета ТОТТ, реализованной на СМ ЭВМ М-4030-1 ОС.

Применение теплообменника на тепловых трубах в теплотехнологиях агропромышленного комплекса

На основании проведенных исследований был разработан и изготовлен опытный образец ТОТТ. Конструктивные параметры теплообменника представлены в табл.2.

Таблица 2

Конструктивные параметры ТОТТ

Количество тепловых труб, шт.	200
Число рядов	8
Компоновка ТТ в пучке	шахматная
Направление движения сред	противоточное
Общая теплопередающая поверхность, $m^2$	323,3
Площадь сечения каждой камеры, $m^2$	1,4
Площадь живого сечения камеры, $m^2$	0,75
Шаг между ТТ, м	
поперечный, $S_1$	0,055
продольный, $S_2$	0,048
Габариты теплообменника, м	2,0x1,4x0,4

Теплообменник-утилизатор прошел производственные испытания в составе зерносушильной установки ДСП 32 на Тернопольском комбинате хлебопродуктов в период заготовительных компаний 1987-1988 г.г. Схема модернизированной зерносушильной установки с теплообменником-утилизатором на ТТ показана на рис.8. По схеме, отработавший агент сушки из верхних окон 1 осадочных камер 2 сушилки направляется в ТОТТ 3. Нагретый в теплообменнике воздух поступает в теплоагрегат 4, откуда после смешивания со свежим агентом вентиляторами 5 нагнетается в сушильные зоны. Конструкция теплообменника позволяла оперативно производить очистку от загрязнений во время технологических остановок сушилки.

Характерные эпюры распределения температур в ТОГТ при производственных испытаниях

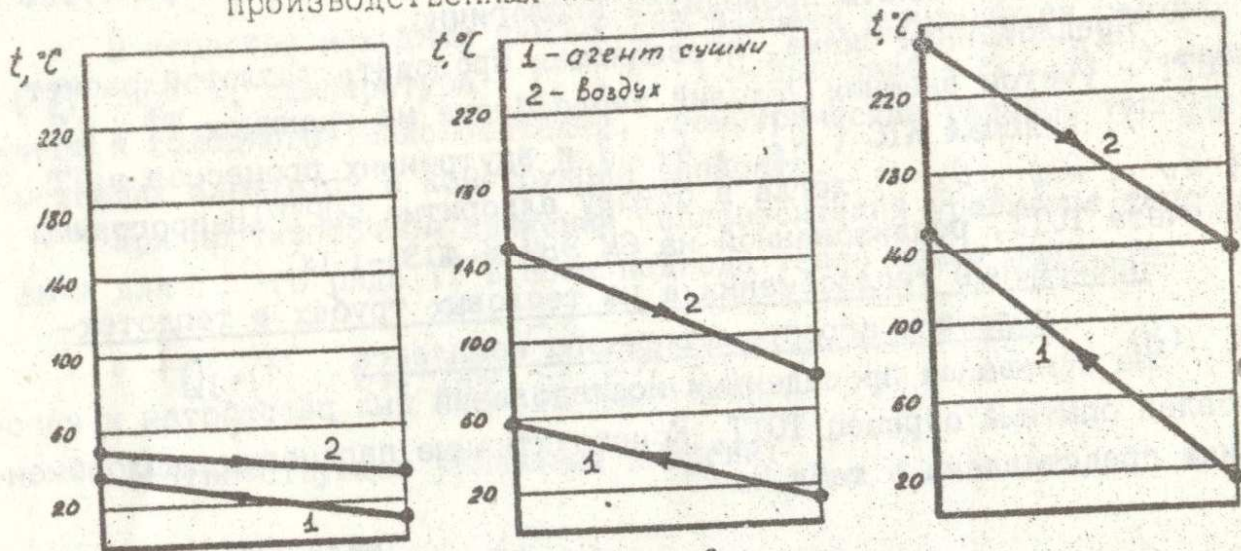


Рис. 6

Распределение температур в теплообменнике

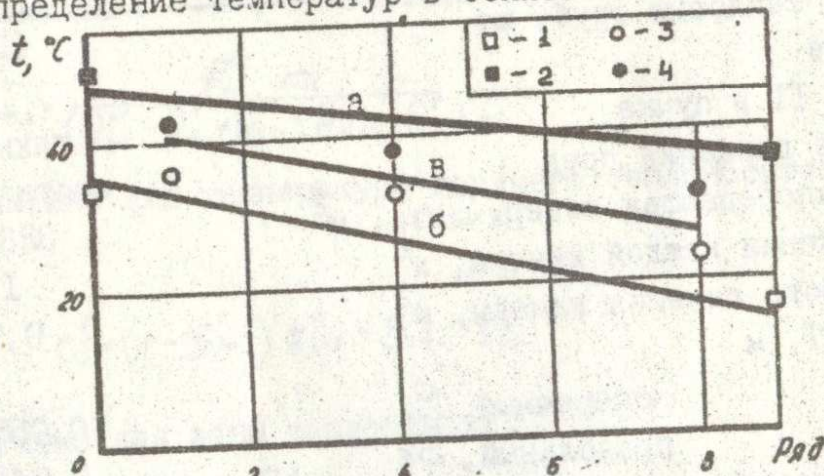


Рис. 7

Эксперимент: 1-воздух; 2-газ; 3-конденсаторы ТТ; 4-испарители ТТ.  
Расчет: а - газ; б - воздух; в -  $t_s$ .

Схема зерносушилки с утилизацией тепла агента сушки

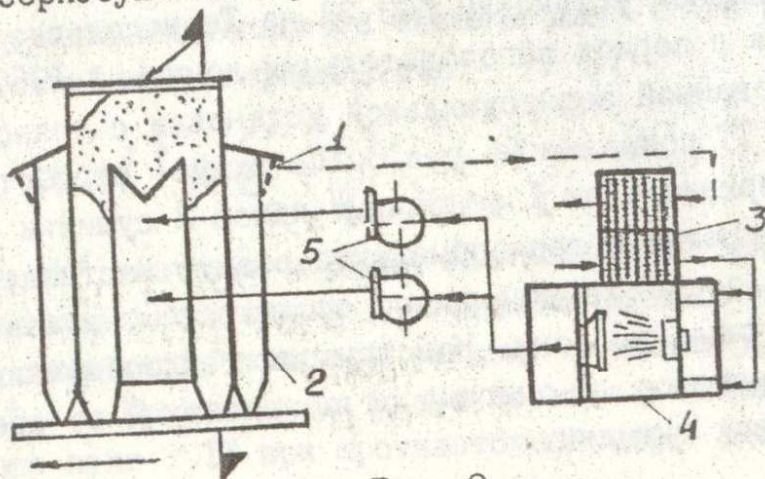


Рис. 8

— — агент сушки

- - - отработанный агент

Проведены также испытания теплообменника в режиме калорифера с использованием в качестве горячего теплоносителя топочных газов, поступающих в ТОТТ непосредственно из теплоагрегата. Условия испытаний ТОТТ в различных режимах работы представлены в табл.3.

Таблица 3  
Условия проведения испытаний теплообменника

Теплоносители	
Горячий поток	Холодный поток
$t_r^{\text{вх}} = 45 + 285^{\circ}\text{C}$	$t_x^{\text{вх}} = 6 + 17^{\circ}\text{C}$
$t_r^{\text{вых}} = 42,5 + 115^{\circ}\text{C}$	$t_x^{\text{вых}} = 26 + 150^{\circ}\text{C}$
$v_r = 0,8 + 12,3 \text{ м/с}$	$v_x = 0,7 + 15,7 \text{ м/с}$
$\varphi_r^{\text{вх}} = 85 + 90\%$	
$\varphi_r^{\text{вых}} = 60 + 65\%$	

На рис.6 представлены характерные эпюры распределения температур горячего и холодного теплоносителей в камерах теплообменника при различных режимах его работы в составе зерносушилки.

Результаты поверочного расчета теплообменника, проведенного в соответствии с предложенной методикой показали удовлетворительное (в пределах  $\delta, 3\%$ ) согласование с экспериментальными данными (рис.7).

Результаты производственных испытаний показали эффективность использования ТОТТ при утилизации тепловых стоков в теплотехнологиях агропромышленного комплекса.

#### ВЫВОДЫ

1. Использование в теплотехнологиях пищевых и перерабатывающих производств ТТ и ТОТТ, отличающихся высокими теплотехническими характеристиками, технологичностью и надежностью в эксплуатации, является перспективным направлением при утилизации теплоты в широком диапазоне температур.
2. Эффективность ТОТТ определяется высокими коэффициентами теплопередачи ( $80-160 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ), которые в 3-4 раза выше, чем в обычных гладкотрубных калориферах.
3. Наличие КТС в зоне сопряжения корпуса ТТ с основанием оребрения

в биметаллических ребристых трубах, может существенно (до 10%) снижать эффективность теплообменника.

4. На эффективность передачи тепла ТОТТ влияет внутреннее термическое сопротивление ТТ, определяемое наличием и типом капиллярной структуры, внешнее термическое сопротивление, зависящее от компоновки ТТ, типа оребрения и режимных параметров, а также контактное термическое сопротивление в биметаллических оребренных трубах.

5. Предложенная методика теплового расчета ТОТТ, учитывающая специфику внутренних процессов передачи тепла в ТТ, условия теплообмена на границах ТТ, включая контактную теплопередачу, позволяет с достаточной степенью точности производить расчеты таких аппаратов.

6. Производственные испытания модернизированной зерносушильной установки ДСП-32 показали, что использование четырех модулей теплообменника, утилизирующих до 80 кВт теплоты каждый, дает экономический эффект 2.99 тыс. руб в месяц за счет экономии топлива, что подтверждается соответствующими актами внедрения.

Основные положения диссертации представлены в следующих работах:

1. Автоматизированная система теплотехнических экспериментов. Л.М. Сычук, В.И. Крицкий, С.А. Малашевич, Т.С. Гужва. // Тезисы докл. II Всесоюз. конф. "Проблемы энергетики теплотехнологии". - М., 1987. - с. 79.

2. Бурдо О.Г., Алейников В.И., Крицкий В.И. Совершенствование теплотехнологий агропромышленного комплекса на основе тепловых труб и термосифонов. // Тезисы докл. II Всесоюз. конф. "Проблемы энергетики теплотехнологии". - М., 1987. - с. 114.

3. Бурдо О.Г., Доманский Р.А., Крицкий В.И. Конденсация аммиака и хладонов внутри профилированной трубы. // Тезисы докл. Всесоюз. конф. "Искусственный холод в отраслях агропромышленного комплекса". - М. - с. 35.

4. Бурдо О.Г., Крицкий В.И., Мохамед Абдель Вирас Хабиб. Теплообменник на тепловых трубах для предварительного подогрева зерна перед сушкой. // Разработка и совершенствование технологических процессов, машин и оборудования для производства, хранения и транспортировки продуктов питания. - М., 1987. - с. 29-30.

5. Контактное термическое сопротивление в системах охлаждения агрегатированных блоков РЭА. О.Г. Бурдо, Н.В. Науменко, Г.В. Резников, В.И. Крицкий. М., 1988. - 18 с. - Деп. в НИИЭИР. - 1988. - Вып. I. - № 3-8321.

Условные обозначения

$Q$  - половина шага оребрения;  $h$  - высота, неплоскостность;  
 $\epsilon_k$  - относительная деформация;  $\Psi_k$  - площадь фактического контак-  
та;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности;  $\rho$  - плотность;  $\alpha$  - коэф-  
фициент теплоотдачи;  $S$  - ширина;  $r_{\kappa}$  - радиус кривизны мениска  
жидкости;  $Q$  - тепловой поток;  $q$  - плотность теплового потока;  
 $t_s$  - температура насыщения;  $\nu$  - кинематический коэффициент  
вязкости;  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения;  $F$  - площадь  
поверхности;  $R$  - термическое сопротивление;  $C_p$  - теплоемкость;  
 $p$  - давление;  $Nu$  - число Нуссельта;  $Re$  - число Рейнольдса;  
 $Pr$  - число Прандтля; ТТ - тепловая труба; ТООТТ - теплообменник  
на тепловых трубах; ТС - термическое сопротивление; кд - конденса-  
тор; и - испаритель; ст - стенка; к - контакт; м - металл; с - сре-  
да; ор - оребрение; г - горячий; х - холодный; о - начальный; э -  
эквивалентный.

*Урсу*

v 0 17968

