

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Баламирзоев Назим Лиодинович
Должность: И.о. ректора
Дата подписания: 21.08.2023 11:35:05
Уникальный программный ключ:
2a04bb882d7edb7f479cb266eb4aaaedebeea849



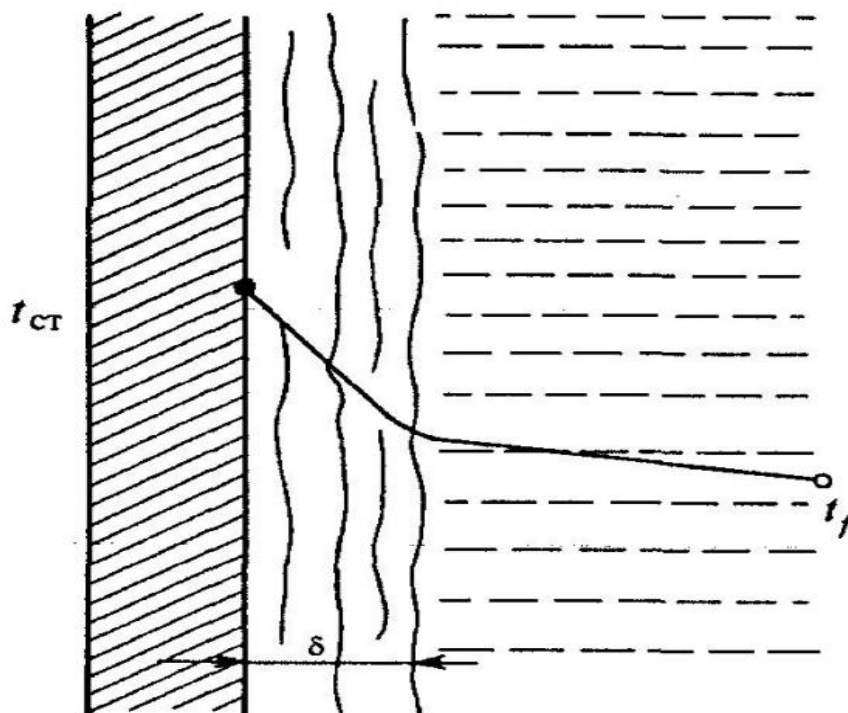
МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ

ФГБОУ ВО «ДАГЕСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ,
ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ И ТОВАРОВЕДЕНИЯ

М.Э.Ахмедов, А.Ф.Демирова

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ



МАХАЧКАЛА 2021



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «ДАГЕСТАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

М.Э.Ахмедов, А.Ф.Демирова

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

для студентов направления подготовки магистров
19.04.02–Продукты питания из растительного сырья и
аспирантов направления 19.06.01 – Промышленная экология и
биотехнологии

МАХАЧКАЛА 2021

УДК 664.002.2. (075.8)
ББК. 36.81я73

Тепловые процессы и аппараты пищевых производств: учебное пособие для студентов направления подготовки магистров 19.04.02 – Продукты питания из растительного сырья. // Махачкала, ИПЦ ДГТУ, 2019, 121 с.

Описаны тепловые процессы и аппараты для переработки растительного сырья с учетом последних достижений в науке и технике.

Учебное пособие предназначен для студентов и магистрантов направления подготовки «Продукты питания из растительного сырья».

Авторы: Ахмедов М.Э., д.т.н., Демирова А.Ф., д.т.н.

Рецензенты: **1. Исригова Т.А.**, д.с.-х.н., профессор, проректор по НИР ДагГАУ,

2. Касьянов Г.И., д.т.н., профессор кафедры технологии продукции животного происхождения Кубанского государственного технологического университета, заслуженный изобретатель РФ

Рег. № 4627

Печатается по постановлению Ученого совета Дагестанского государственного технического университета

СОДЕРЖАНИЕ	
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1.ГЛАВА 1 ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА.....	6
1.1 Общие сведения о тепловых процессах.....	7
1.2 Теплопроводность.....	9
1.3. Тепловое излучение.....	12
1.4. Передача теплоты конвекцией.....	16
1.5. Опытные данные по теплоотдаче.....	21
1.5.1. Теплоотдача без изменения агрегатного состояния теплоносителей.....	21
1.5.2. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния теплоносителей.....	29
1.6. Сложный теплообмен.....	37
1.7. Теплопередача.....	39
ГЛАВА 2. НАГРЕВАНИЕ, ОХЛАЖДЕНИЕ И КОНДЕНСАЦИЯ.....	51
2.1. Нагревание.....	51
2.2. Охлаждение.....	56
2.3. Конденсация.....	57
2.4. Теплообменные аппараты.....	59
2.5. Выбор типа теплообменного аппарата.....	80
2.6. Расчет теплообменных аппаратов.....	82

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс в пищевой промышленности связан с формированием новых знаний и идей, технологическим освоением научных открытий, изобретений, результатов исследований и разработок, внедрением передовых технологий, прогрессивной техники, а также с другими видами инновационной научно-технической деятельности.

Разработка и внедрение прогрессивных технологий и нового оборудования связаны с глубоким исследованием закономерностей физико-химических процессов в аппаратах, предназначенных для переработки сырья и производства пищевых продуктов.

В курсе «Тепловые процессы и аппараты пищевых производств» изучаются технологические процессы превращения сырья в продукты питания с использованием теплоты.

Современное учение о процессах и аппаратах опирается на прочный фундамент химии, физики, математики, механики, теплотехники, электротехники, технической кибернетики, материаловедения, и других дисциплин.

Любой технологический процесс, несмотря на различие методов, представляет собой ряд взаимосвязанных типовых технологических стадий, протекающих в аппаратуре определенного класса. Процессы пищевой технологии достаточно сложны и обычно представляют собой сочетание гидродинамических, тепловых, массообменных (диффузионных), биохимических и механических процессов.

По существу, курс является теоретической основой пищевой технологии, позволяющей проанализировать и рассчитать процессы, определить оптимальные параметры, разработать и рассчитать аппаратуру для их проведения.

Глава 1

ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

В тепловых процессах взаимодействуют не менее чем две среды с различными температурами. Среда с более высокой температурой,

Теплообмен — самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты от более нагретых тел к менее нагретым. Движущая сила любого теплообменного процесса разность температур между более нагретым и менее нагретым телами, при наличии которой теплота самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики переходит от более нагретого тела к менее нагретому. Теплообмен представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами, в результате которого интенсивность движения частиц более нагретого тела снижается, а менее нагретого — возрастает.

Технологические процессы, скорость протекания которых определяется скоростью подвода или отвода теплоты, называют тепловыми процессами. К тепловым процессам относятся нагревание, охлаждение, испарение и конденсация.

Нагревание — повышение температуры перерабатываемого материала путем подвода к нему теплоты.

Охлаждение — понижение температуры перерабатываемого материала путем отвода от него теплоты.

Испарение — перевод в газообразное состояние какой-либо жидкости путем подвода к ней теплоты.

Конденсация - сжижение паров какого-либо вещества путем отвода от них теплоты.

Тепловые процессы в пищевых производствах используют для сообщения продуктам специфических качественных показателей, концентрирования растворов, достижения промышленной стерильности продуктов длительного хранения, создания и поддержания вакуума в различных аппаратах, растворения твердых веществ,

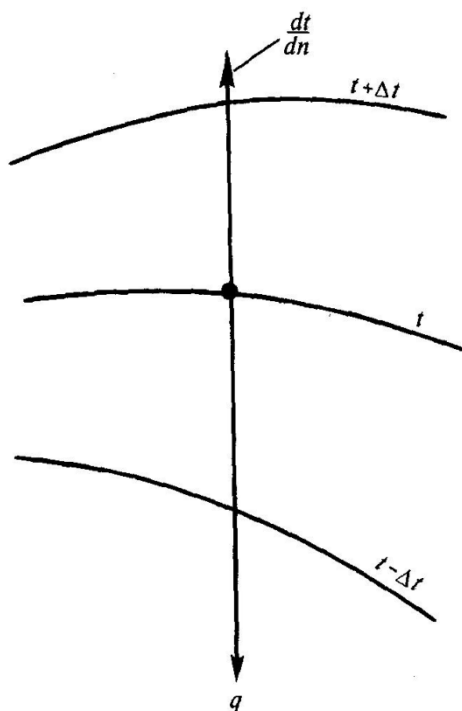
кристаллизации растворенного вещества, замораживания продуктов, интенсификации массообменных процессов и др.

1.1. Общие сведения о тепловых процессах

Тела и среды, которые участвуют в тепловых процессах, называют *теплоносителями*.

В тепловых процессах взаимодействуют не менее чем две среды с различными температурами. Среда с более высокой температурой, отдающая при теплообмене теплоту, называется греющим теплоносителем, а среда с более низкой температурой, воспринимающая при теплообмене тепло, —

холодильным агентом (хладагентом).



Поток внутренней энергии, передаваемой от более нагретого тела к менее нагретому в результате их соприкосновения или взаимного облучения через среду, называют тепловым потоком. Установление зависимости между тепловым потоком и распределением температур в средах относится к числу основных задач теории теплообмена.

Совокупность значений температур в данный момент времени для всех точек рассматриваемой среды называют температурным полем.

Температурное поле выражается функцией вида

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (1.1)$$

Зависимость (1.1) представляет собой уравнение неустановившегося (нестационарного) температурного поля. Установившееся (стационарное) температурное поле характеризуется уравнением

$$t = f(x, y, z). \quad (1.2)$$

Температура - скалярная величина, а температурный поток, связанный с направлением переноса теплоты, представляет собой векторную величину.

Если соединить точки, лежащие в одной плоскости и имеющие одинаковые температуры, то получим линии постоянных температур (изотермы). Геометрическое место точек в пространстве с одинаковыми температурами представляет собой изотермическую поверхность. Такие поверхности никогда не пересекаются. Пусть разность температур между двумя близлежащими изотермическими поверхностями составляет Δt (рис. 1.1). Кратчайшим расстоянием между этими поверхностями является расстояние по нормали Δn . При приближении изотермических поверхностей отношение $\Delta t/\Delta n$ стремится к пределу

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{dt}{dn} = \text{grad}t. \quad (1.3)$$

Производную температуры по нормали к изотермической поверхности называют температурным градиентом, являющимся вектором, направление которого соответствует повышению температуры. Величина температурного градиента характеризует наибольшую скорость изменения температуры в данной точке температурного поля. Передача теплоты всегда происходит по линии температурного градиента, но тепловой поток направлен в сторону, противоположную этому градиенту.

Известны три принципиально различных способа распространения теплоты: теплопроводность (в твердых телах и тонких пограничных слоях жидкости или газа); конвекция (в движущихся жидкостях, газах и сыпучих телах); излучение (между двумя телами через промежуточную среду путем электромагнитных колебаний).

Рис. 1.1. К определению температурного градиента в выражении закона Фурье

1.2. Теплопроводность

Теплопроводность представляет собой перенос теплоты вследствие беспорядочного движения молекул (газы, капельные жидкости), атомов (в кристаллической решетке твердых тел) и диффузии свободных электронов (в металлах) при непосредственном соприкосновении этих частиц друг с другом.

Основной закон теплопроводности — закон Фурье, который гласит, что количество теплоты dQ , передаваемой теплопроводностью через элемент поверхности площадью dF , перпендикулярный тепловому потоку, за время $d\tau$ прямо пропорционально температурному градиенту dt/dn , площади поверхности dF и времени $d\tau$:

$$dQ = -\lambda \frac{dt}{dn} dF d\tau (1.4)$$

Количество теплоты, передаваемой через единицу площади поверхности в единицу времени называют плотностью теплового потока и определяют по выражению:

$$q = \frac{Q}{F\tau} = -\lambda \frac{dt}{dn} (1.5)$$

Знак «минус» перед правой частью уравнений (1.4) и (1.5) указывает на то, что теплота перемещается в сторону падения температуры.

Коэффициент теплопроводности показывает, какое количество теплоты проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу площади поверхности теплообмена при падении температуры на 1 градус на единицу длины нормали к изотермической поверхности.

Согласно уравнению (1.4)

$$[\lambda] = \left[\frac{dQdn}{dt dF d\tau} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}} \right] (1.6)$$

Величина λ характеризует способность тела проводить теплоту путем теплопроводности и зависит от природы вещества, его структуры, температуры и других факторов.

При обычных условиях лучшими проводниками теплоты являются металлы и худшими - газы.

Процесс распространения теплоты теплопроводностью может быть описан математически дифференциальным уравнением

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) (1.7)$$

Уравнение (1.7) определяет распределение температур в любой точке тела, через которое теплота передается теплопроводностью, и называется уравнением Фурье или дифференциальным уравнением теплопроводности. Это уравнение выведено на основе закона сохранения энергии, при этом принято допущение, что теплота распространяется в среде, физические свойства которой – плотность ρ , теплоемкость c и теплопроводность λ – не изменяются по направлениям и во времени.

Обозначив $\frac{\lambda}{c\rho}$ и изменяя выражение в скобках уравнения (1.7) через оператор Лапласа, получим уравнение теплопроводности в виде

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t (1.8)$$

Коэффициент пропорциональности «а» в уравнении (1.8) называют коэффициентом температуропроводности

$$[a] = \left[\frac{\lambda}{c\rho} \right] = \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

При установившемся процессе передачи теплоты теплопроводностью $\partial t / \partial t = 0$ уравнение (1.8) принимает вид

$$a \nabla^2 t = 0 \text{ или } \nabla^2 t = 0. \quad (1.9)$$

Уравнения (1.8) и (1.9) описывают распределение температур при передаче теплоты теплопроводностью в самом общем виде без учета формы тела и других условий. Для конкретных условий эти уравнения должны быть дополнены граничными условиями.

Для плоской стенки при установившемся процессе передачи теплоты теплопроводностью

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}) F \tau, \quad (1.10)$$

а при непрерывном процессе

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}) F; \quad (1.11)$$

для цилиндрической стенки при установившемся процессе передачи теплоты теплопроводностью

$$Q = \frac{2\pi L \tau (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2})}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}}} \quad (1.12)$$

где δ – толщина плоской стенки; $t_{\text{ст}1}$ и $t_{\text{ст}2}$ – температура поверхностей стенки; τ – время; L – длина; $t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}$ – отношение наружного диаметра цилиндрической стенки к внутреннему.

Отношение λ / δ называют тепловой проводимостью стенки, а обратную величину λ / δ — термическим сопротивлением.

Стенки теплообменных аппаратов часто состоят из нескольких слоев различных материалов неодинаковой толщины. При установившемся

тепловом режиме количество теплоты, проходящей через каждый слой, одинаково. Поэтому уравнение теплопроводности плоской многослойной стенки при установившемся режиме будет иметь вид

$$Q = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\delta_i} F \tau (t_1 - t_2) \tau, (1.13)$$

где t_1 и t_2 , и, температуры на противоположных поверхностях многослойной стенки.

1.3. Тепловое излучение

Процесс переноса энергии теплового излучения в пищевых продуктах сопровождается поглощением и рассеянием излучения. Под энергией теплового излучения (лучистой энергией) понимают энергию, переносимую электромагнитным излучением, которое испускается всеми телами, имеющими температуру выше абсолютного нуля. Обычно к тепловому относится излучение, приходящееся в основном на инфракрасную область спектра с длинами волн от 0,75 до 1000 мкм.

Из всей лучистой энергии Q , попадающей на поверхность тела, часть ее $Q_{\text{п}}$ поглощается телом, часть Q_0 , отражается и часть $Q_{\text{пр}}$ проходит через него:

$$Q = Q_{\text{п}} + Q_0 + Q_{\text{пр}} (1.14)$$

или в долях

$$\frac{Q_{\text{п}}}{Q} + \frac{Q_0}{Q} + \frac{Q_{\text{пр}}}{Q} = 1 (1.15)$$

При $Q_{\text{п}}/Q = 1$ тело полностью поглощает все падающее на него излучение. Такие тела называют абсолютно черными.

При $Q_0/Q=1$ тело отражает полностью падающее на него излучение. Такие тела называют абсолютно белыми.

При $Q_{\text{пр}}/Q=1$ тело пропускает полностью через себя падающее излучение. Такие тела называют абсолютно прозрачными.

В реальных условиях абсолютно черных, белых и прозрачных тел не существует. Все тела в природе, которые поглощают, отражают и пропускают ту или иную часть падающего излучения, называют серыми телами.

Закономерности теплового излучения описываются законами Стефана - Больцмана, Кирхгофа и Ламберта.

Закон Стефана — Больцмана. Количество энергии, излучаемое телом в единицу времени во всем интервале длин волн (от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$) единицей площади поверхности F тела, характеризует лучеиспускательную способность тела

$$E = \frac{Q_{\lambda}}{F} \quad (1.16)$$

где Q_{λ} – энергия, излучаемая телом, которая зависит от длины волны λ и температуры T .

Характеристикой энергии излучения по длинам волн служит спектральная интенсивность, или интенсивность излучения – лучеиспускательная способность тела в интервале длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$, отнесенная к этому интервалу $d\lambda$:

$$I = \frac{dE}{d\lambda} \quad (1.17)$$

Проинтегрировав выражение (1.16), можно установить связь между E и I :

$$E = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I d\lambda. \quad (1.18)$$

Лучеиспускательную способность абсолютно черного тела в зависимости от температуры можно выразить соотношением

$$E_0 = K_0 T^4 \quad (1.19)$$

где K_0 - константа излучения абсолютно черного тела, Вт/(м² · К⁴); $K_0 = (4,19 \dots 5,67)10^{-8}$.

Для удобства практических расчетов принимают

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1.20)$$

где C_0 , — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $C_0 = 5,67$ Вт/(м² · К⁴).

Уравнение (1.20) носит название закона Стефана — Больцмана, который гласит, что лучеиспускательная способность абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени его абсолютной температуры.

Для реальных серых тел закон Стефана — Больцмана имеет вид

$$E = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.21)$$

где $\varepsilon = C/C_0$ — степень черноты серого тела, величина которой изменяется от нуля до единицы; C - коэффициент излучения серых тел.

Закон Кирхгофа. Этот закон устанавливает соотношение между лучеиспускательной и лучепоглощательной способностями тел.

Рассмотрим процесс обмена лучистой энергией между параллельно установленными телами: абсолютно черным и серым. Абсолютно черное тело имеет температуру T_0 , лучеиспускательную способность E_0 и поглощательную $A_0 = 1$; серое тело имеет характеристики соответственно T , E , A , при этом $T > T_0$.

Излучение E попадает на абсолютно черное тело и полностью поглощается им. Излучение E_0 попадает на серое тело, при этом часть его $E_0 A$ поглощается, а другая часть, равная $E_0(1 - A)$, отражается на абсолютно

черное тело и поглощается им. Таким образом, абсолютно черное тело получает суммарное количество энергии

$$q = E + E_0(1 - A) - E_0 = E - E_0A. \quad (1.22)$$

Если $T = T_0$, то количество энергии, переданное от одного тела к другому, равно нулю и, следовательно,

$$E - E_0A = 0; E = AE_0 \text{ и } \frac{E}{A} = E_0 \quad (1.23)$$

Равенство (1.23) является выражением закона Кирхгофа, который гласит, что отношение лучеиспускательной способности тел к их поглотительной способности для всех тел одинаково, равно лучеиспускательной способности черного тела при той же температуре и зависит только от температуры.

Закон Ламберта. Этот закон характеризует изменение интенсивности излучения по различным направлениям и записывается в виде

$$dQ = (1/\pi)Ed\psi\cos\varphi F_1, \quad (1.24)$$

где φ — угол, образованный прямой, соединяющей излучающие элементы dF_1 и dF_2 , и нормалью к элементу dF_1 ; $d\psi$ — телесный угол, под которым виден элемент dF_2 , изэлемента dF_1

При взаимном излучении двух твердых тел, имеющих различные температуры T_1 и T_2 , количество теплоты, передаваемой от более нагретого тела к менее нагретому, определяется по уравнению

$$Q_{1-2} = C_{1-2}F\tau \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi, \quad (1.25)$$

где C_{1-2} — коэффициент взаимного излучения; $C_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}}C_0$, здесь $\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты, равная произведению степеней черноты обменивающихся лучистой теплотой тел ($\varepsilon_1\varepsilon_2$); φ — средний угловой коэффициент, который определяется положением в пространстве и расстоянием между ними; значения φ приведена в справочной литературе,

Если одно тело, излучающее теплоту, заключено внутри другого, то $\varphi = 1$. В этом случае

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_0} \right)} \quad (1.26)$$

1.4 Передача теплоты конвекцией

Конвекцией называют перенос теплоты вследствие движения и перемешивания макроскопических объемов газа или жидкости. Такой перенос теплоты возможен в условиях естественной или свободной конвекции, обусловленной разностью плотностей в различных точках объема жидкости (газа) и возникающей вследствие разности температур в этих точках, или в условиях вынужденной конвекции при принудительном движении всего объема жидкости или газа.

Перенос теплоты конвекцией тем интенсивнее, чем более турбулентно движется вся масса жидкости (газа) и чем энергичнее осуществляется перемешивание ее частиц.

В ядре потока перенос теплоты осуществляется одновременно теплопроводностью и конвекцией. Совместный перенос теплоты этими способами называют конвективным теплообменом. Механизм переноса теплоты в ядре потока при турбулентном движении среды характеризуется интенсивным перемешиванием, которое приводит к выравниванию температур в ядре до некоторого среднего значения $t_{\text{ср}}$. По мере приближения к стенке интенсивность теплоотдачи падает. Это объясняется тем, что вблизи стенки образуется тепловой пограничный слой, где перенос теплоты по нормали к стенке осуществляется только теплопроводностью. Для интенсификации конвективного теплообмена желательно, чтобы тепловой пограничный слой был возможно тоньше.

Основной закон теплоотдачи - закон Ньютона, согласно которому количество теплоты dQ , переданной от теплообменной поверхности к

окружающей среде или, наоборот, от окружающей среды к поверхности, прямо пропорционально площади поверхности теплообмена dF , разности температур стенки поверхности $t_{ст}$ и окружающей среды $t_{0.c}$ и времени $d\tau$, в течение которого осуществлялся теплообмен, т. е.

$$dQ = \alpha(t_{ст} - t_{0.c})dFd\tau, (1.27)$$

где α – коэффициент пропорциональности, который называют коэффициентом теплоотдачи.

Величина α характеризует интенсивность переноса теплоты между поверхностью тела и окружающей средой:

$$[\alpha] = \left[\frac{Q}{F(t_{ст} - t_{0.c})} \right] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{с}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

Таким образом, коэффициент теплоотдачи α показывает, какое количество теплоты передается от 1 м^2 поверхности стенки к жидкости (газу) или от жидкости (газа) к 1 м^2 поверхности стенки в течение 1 с при разности температур между стенкой и жидкостью (газом), равной единице. Уравнение (1.27) для непрерывного процесса конвективного теплообмена принимает вид

$$dQ = \alpha dF(t_{ст} - t_{0.c}). \quad (1.28)$$

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов (скорости жидкости w , ее плотности ρ и вязкости μ , удельной теплоемкости c , теплопроводности λ , коэффициента объемного расширения β , геометрических размеров Γ , шероховатости стенки ε , и поэтому невозможно получить расчетное уравнение для α , пригодное для всех случаев теплоотдачи. Лишь путем обобщений опытных данных с помощью теории подобия можно получить обобщенные (критериальные) уравнения,

позволяющие рассчитывать α для условий конкретного теплообменного процесса.

Исходной зависимостью для обобщения опытных данных по теплоотдаче служит дифференциальное уравнение конвективного теплообмена (уравнение Фурье-Кирхгофа), которое выражает в общем виде распределение температур в движущейся жидкости. Такое уравнение

получают, приравняв субстанциональную производную, выражающую изменение температур элемента одновременно во времени и в пространстве, связанное с перемещением этого элемента из одной точки в другую

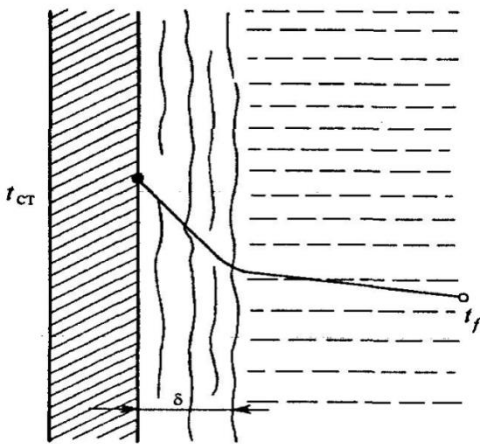


Рис. 1.2. Схема конвективного теплообмена

$$\frac{Dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z, \quad (1.29)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z = a \nabla^2 t \quad (1.30)$$

где w_x, w_y, w_z — скорости перемещения частицы в направлении координатных осей.

Для твердого материала $w_x = w_y = w_z = 0$ и уравнение (1.30) превращается в дифференциальное уравнение теплопроводности.

Для полного математического описания процесса уравнение (1.30) должно быть дополнено уравнением, характеризующим условие на границе раздела движущейся среды и твердого тела.

На рис. 1.2 показан характер изменения температуры в движущейся среде при конвективном теплообмене. У поверхности твердого тела имеется

пограничный слой толщиной δ , через который теплота распространяется теплопроводностью. Количество переданной через этот слой теплоты от теплообменной поверхности к ядру жидкостного потока (с температурой t_f) можно определить по закону Фурье – уравнением (1.5). Это же количество теплоты распространяется в ядре потока и определяется законом Ньютона – уравнением (1.14). Приравнявая эти уравнения, получим уравнение, характеризующее условие на границе,

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{0,c}) \quad (1.31)$$

Однако для подавляющего большинства встречающихся на практике случаев уравнения (1.30) и (1.31) неразрешимы, поэтому не могут быть применены для непосредственного определения численных значений коэффициентов теплоотдачи. В связи с этим в расчетной практике пользуются критериальными уравнениями, полученными из уравнений (1.30) и (1.31) методами теории подобия.

В критериальные уравнения для расчета α для различных случаев теплоотдачи входят нижеследующие критерии теплового подобия.

Критерий Нуссельта. Характеризует связь между интенсивностью теплоотдачи и температурным полем в пограничном поле потока:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (1.32)$$

где l – определяющий размер.

Критерий Фурье. Характеризует связь между скоростью изменения температурного поля, размерами канала, в котором происходит теплообмен, и физическими свойствами среды в нестационарных условиях:

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{l^2} \quad (1.33)$$

где a – коэффициент температуропроводности.

Критерий Прандтля. Характеризует поле теплофизических величин потока жидкости или газа:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu}{a\rho} = \frac{c\mu}{\lambda} \quad (1.34)$$

Где ν, μ коэффициенты Кинематической и динамической вязкости; ρ - плотность; c - удельная плотность.

Критерий Пекле. Является мерой соотношения между теплотой, переносимой путем конвекции, и теплопроводностью при конвективном теплообмене:

$$Pe = \frac{wl}{a} \quad (1.35)$$

Критерий Грасгофа. Характеризует гидродинамический режим потока жидкости в условиях естественной конвекции, происходящей под влиянием разности плотностей нагретой и холодной жидкостей:

$$Gr = \frac{gl^3}{a} \quad (1.36)$$

где g - ускорение свободного падения, β — температурный коэффициент объемного расширения; Δt – разность температур горячих и холодных частиц жидкости, вызывающих естественную конвекцию.

Критерий Кутателадзе. Характеризует процесс фазового превращения при конденсации пара:

$$Ku = \frac{r}{c\Delta t}$$

где r - теплота конденсации.

Из приведенных критериев теплового подобия только критерий Нуссельта содержит искомый коэффициент теплоотдачи, не входящий в условия однозначности. Поэтому критерий Нуссельта является определяемым, остальные — определяющими.

Критериальное уравнение конвективного теплообмена можно представить в общем виде:

$$Nu = f(Re, Gr, Fo, \Gamma_1, \dots, \Gamma_n), \quad (1.37)$$

где $\Gamma_1 \dots \Gamma_n$ - критерии-симплексы.

При стационарном процессе теплообмена критерий Фурье отпадает и уравнение записывают

$$Nu = f(Re, Gr, Pr) \quad (1.38)$$

При вынужденной конвекции из критериального уравнения (1.38) исключается критерий Грасгофа, а при естественной — критерий Рейнольдса.

1.5. Опытные данные по теплоотдаче

В теплообменных аппаратах пищевых производств встречаются различные случаи теплообмена, и поэтому при расчете коэффициента теплоотдачи важно правильно установить конкретный случай теплообмена и выбрать соответствующее критериальное уравнение.

Ниже рассмотрены наиболее распространенные критериальные уравнения для расчета α при различных случаях теплообменного процесса.

1.5.1. Теплоотдача без изменения

агрегатного состояния теплоносителей

Свободное движение. Свободное движение жидкости (газа) происходит под влиянием разности плотностей нагретых и холодных частиц, которая зависит от разности температур. При свободном движении без учета направления теплового потока α рассчитывают по уравнению

$$Nu = C(GrPr)^n, \quad (1.39)$$

где C_{in} — константы, численные значения которых выбирают в зависимости от режима (величины произведения $GrPr$):

Режим	Константы	
	C	n
Ламинарный ($GrPr < 5 - 102$)	1,18	0,125
Переходный ($GrPr = 5 - 10 \dots 2: 107$)	0,54	0,25
Турбулентный ($GrPr > 2 \cdot 107$)	0,135	0,33

В качестве определяющих размеров при вычислении критериев Gr приняты: для цилиндрических и сферических тел - диаметр, для плоских плит - их высота.

В качестве определяющей температуры для нахождения значений теплофизических параметров принята средняя температура пограничного слоя, равная $(t_{ст} + t_{ж})/2$.

Значение Δt в критерии Грасгофа

$$\Delta t = t_{ст} + t_{ж}$$

где $t_{ст}$ - температура стенки; $t_{ж}$ - температура жидкости в ядре.

Вынужденное движение. Интенсивность теплоотдачи при вынужденном движении жидкости зависит в основном от режима движения. Поэтому для выбора соответствующего критериального уравнения необходимо вначале рассчитать критерий Рейнольдса.

Турбулентный режим ($Re > 10^4$). Для этой области

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.40)$$

Множителем $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ учитывается различие полей температуры, вязкости и толщины пограничного слоя при нагревании и охлаждении теплоносителя.

При движении жидкости в изогнутых трубах (змеевиках) вследствие дополнительной турбулизации потока в местах изгиба труб значение C несколько возрастает:

$$a' = a(1 + 3,54d/D) \quad (1.41)$$

где d и D — соответственно внутренний диаметр трубы и диаметр витка змеевика.

Переходный режим ($2300 < Re < 10^4$). Для этой области потока нет надежных зависимостей и значение α определяют по опытным данным. Для приближенных расчетов можно пользоваться уравнением

$$Nu = 0,008Re^{0,9}Pr^{0,43} \quad (1.42)$$

Ламинарный режим ($Re < 2300$). Ламинарное движение обычно осложняется естественной конвекцией, возникающей вследствие разности температур по сечению потока. Поэтому в уравнение входит и критерий Gr :

$$Nu = 0,17Re^{0,33}Pr^{0,43}Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{с\tau}} \right)^{0,25} \quad (1.43)$$

Вынужденное движение снаружи труб. Рассмотрим несколько характерных случаев:

движение жидкости между коаксиальными трубами (кольцевой канал):

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \left(\frac{D_{вн}}{d_{вн}} \right)^{0,45}, \quad (1.44)$$

где $D_{вн}$ и $d_{вн}$ — соответственно внутренний диаметр наружной трубы и наружный диаметр внутренней;

движение жидкости в межтрубном пространстве пучка труб:

продольное обтекание:

$$Nu = C(d_{\text{э}} Re^{0,6} Pr^{0,23}), \quad (1.45)$$

где $C = 1,16$ или $1,72$ соответственно при отсутствии и наличии поперечных перегородок в межтрубном пространстве;

$$d_{\text{э}} = \frac{D_{вн}^2 - nd_{н}^2}{nd_{н}},$$

где n - число труб;

поперечное обтекание (шахматное расположение трубок) при $Re = 200 \dots 2 \cdot 10^5$:

$$Nu = 0,4Re^{0,60}Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (1.46)$$

поперечное обтекание (коридорное расположение):

$$Nu = 0,27Re^{0,63}Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (1.47)$$

Вынужденное движение вдоль плоской стенки. Рассмотрим два случая:

При $Re > 10^5$

$$Nu = 0,037Re^{0,8}Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (1.48)$$

При $Re < 10^5$

$$Nu = 0,76Re^{0,5}Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (1.49)$$

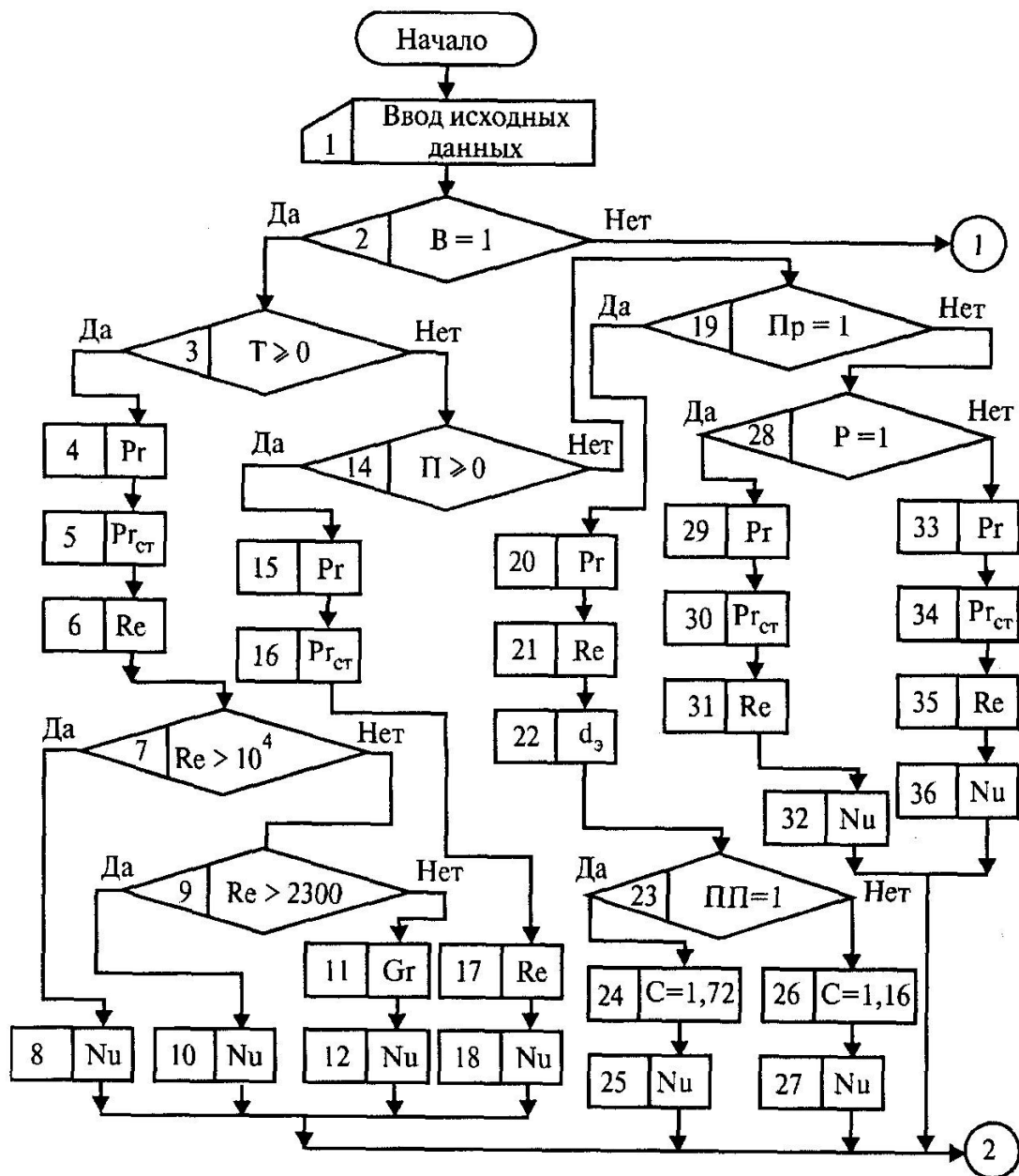


Рис. 1.3 Блок-схема алгоритма расчета при вынужденном движении

Вынужденное движение при механическом перемешивании.

В аппаратах, где мешалки создают радиальные потоки жидкости α рассчитывают по уравнению

$$Nu = CRe^m Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} \quad (1.50)$$

Где для аппаратов с рубашками $m=0,67$; $n=0,33$; $C=0,4$; для аппаратов со змеевиками $m=0,62$; $n=0,33$; для лопастных мешалок $C=1,01$; для турбинных мешалок $C=1,4$.

На рис. 1.4 приведена блок-схема расчета коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении жидкости или газа без изменения агрегатного состояния при различных случаях теплообмена.

Блок-схема расчета коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении жидкости или газа без изменения агрегатного состояния предусматривает решение широкого диапазона задач: расчет при движении жидкости или газа внутри труб и каналов, снаружи труб при их продольном обтекании, в межтрубном пространстве при пересеченном обтекании и шахматном или коридорном расположении труб, при обтекании плоской стенки и при механическом перемешивании. Расчетные формулы для определения α применены для ламинарного, переходного и турбулентного режимов движения жидкости или газа.

В блок-схему введены следующие признаки: В — вынужденное движение жидкости или газа, когда теплообменная поверхность трубчатая; Ст — вынужденное движение вдоль плоской стенки; Т-вынужденное движение внутри труб и каналов; П — движение снаружи труб; Пр — продольное обтекание снаружи труб; Р- поперечное обтекание снаружи труб; З — вид поверхности нагрева (змеевиковый или рубашечный).

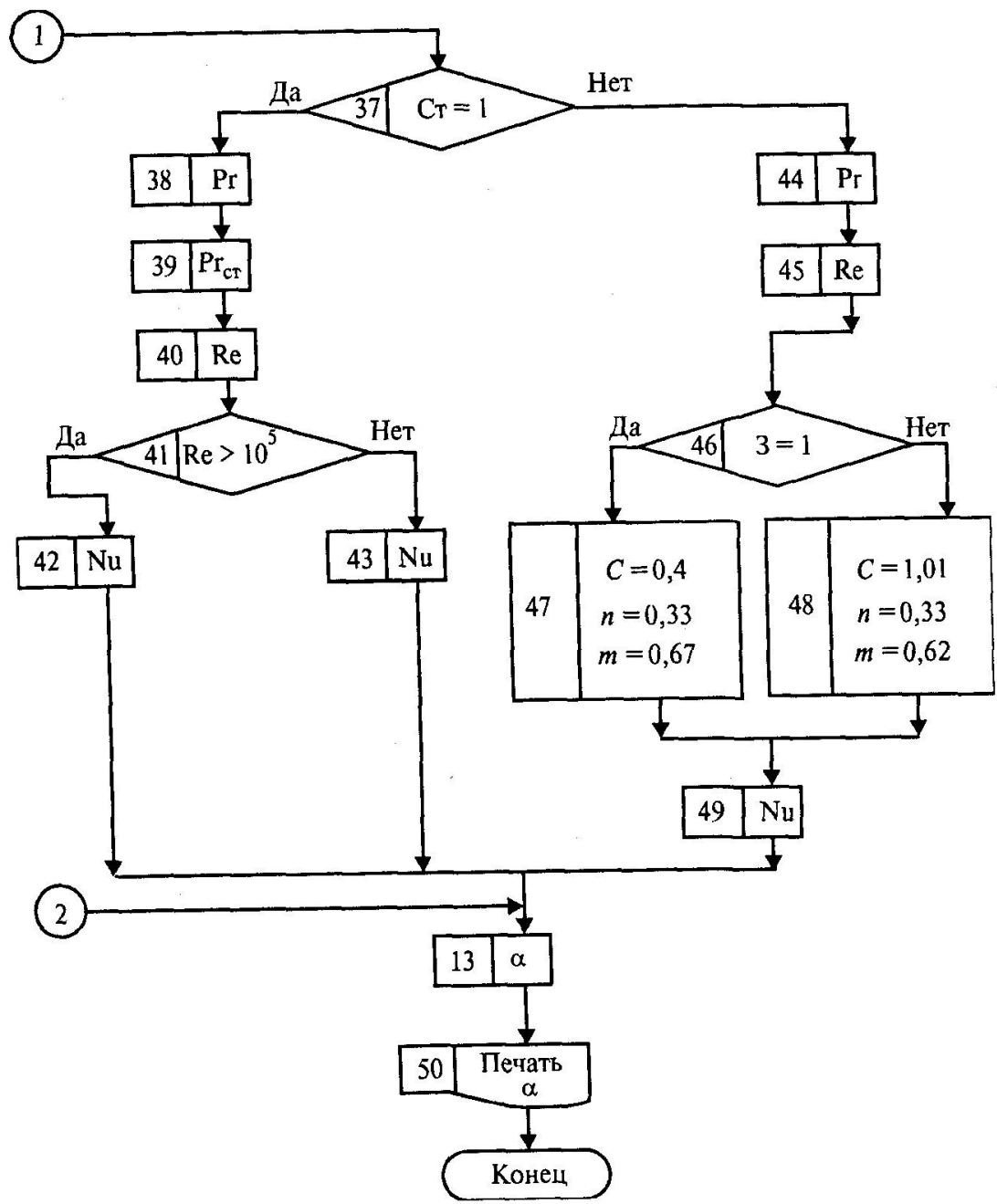


Рис. 1.4 - Блок-схема расчета коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении жидкости или газа без изменения агрегатного состояния

В случае $B = 1$ происходит вынужденное движение жидкости или газа, когда поверхность теплообмена трубчатая (блок 2). При этом осуществляется переход к блоку 3; если T больше или равно нулю, то мы имеем дело с вынужденным движением жидкости или газа внутри труб или каналов и расчет α осуществляется блоками 4...13.

Если $T < 0$, то вынужденное движение жидкости или газа осуществляется снаружи труб. При этом происходит переход к блоку 14.

Если $\Pi \geq 0$, то движение жидкости или газа происходит между коаксиальными трубами (труба в трубе) и расчет α осуществляется блоками 15...19.

Если $\Pi < 0$, то движение жидкости осуществляется в межтрубном пространстве. При этом происходит переход к блоку 19.

Если $Pr = 1$, то происходит движение жидкости или газа в межтрубном пространстве при продольном обтекании их и расчет α осуществляется блоками 20...27, причем логический блок 23 обеспечивает расчет α при наличии ($ПП = 1$) или отсутствии ($ПП \neq 1$) поперечных перегородок в межтрубном пространстве.

Если $Pr \neq 1$ (блок 19), то движение жидкости или газа осуществляется в межтрубном пространстве при поперечном их обтекании.

Если $P = 1$, то трубы расположены в пучке в шахматном порядке. При этом происходит переход к блоку 28.

а если $P \neq 1$, то расположение труб коридорное и расчет осуществляется блоками 29...36.

В случае $B \neq 1$ происходит вынужденное движение жидкости или газа, когда поверхность теплообмена не трубчатая. При этом осуществляется переход к блоку 37.

Если $St \neq 1$, то происходит вынужденное движение жидкости или газа вдоль плоской стенки и расчета осуществляется блоками 38...43.

Если $St = 1$, то происходит вынужденное движение при механическом перемешивании и расчет осуществляется блоками 44...49, причем, если $3 = 1$ (блок 46), то процесс теплообмена происходит в аппарате с двустенной поверхностью нагрева и с лопастной мешалкой; а если $3 \neq 1$, то процесс теплообмена происходит в аппарате созмеевиковой поверхностью нагрева и мешалкой.

1.5.2. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния теплоносителей

Конденсация пара. Теплоотдача при конденсации пара — одна из важных задач, которую необходимо решать при проектировании теплообменников пищевых производств.

При конденсации пара на поверхности охлаждения жидкая фаза (конденсат) выпадает или в виде сплошной пленки (пленочная конденсация), или в виде отдельных капель (капельная конденсация). Пленочная конденсация возникает на поверхностях, смачиваемых выпадающим конденсатом, капельная — на несмачиваемых поверхностях охлаждения. При капельной конденсации часть поверхности охлаждения свободна от макроскопических слоев жидкости, поэтому коэффициент теплоотдачи значительно больше, чем при пленочной конденсации. Однако осуществить капельный способ трудно.

Наибольшее распространение получила в аппаратах пленочная конденсация пара на горизонтальных и вертикальных поверхностях, которые могут быть различными по своей конструкции.

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации насыщенного пара в общем виде определяют по уравнению С. С. Кутатладзе:

$$Nu = C(PrGaKu)^n \quad (1.51)$$

При конденсации на вертикальных поверхностях коэффициент теплоотдачи:

при $(PrGaKu) < 10^{15}$

$$Nu = 1,15(PrGaKu)^{0,25}; \quad (1.52)$$

При $(PrGaKu) > 10^{15}$

$$Nu = 0,068(PrGaKu)^{0,33} \quad (1.53)$$

При конденсации на наружной поверхности горизонтальных труб

$$Nu = 0,72(PrGaKu)^{0,25} \quad (1.54)$$

Уравнение (13.50) при конденсации пара на вертикальных трубах и стенках при ламинарном стекании пленки конденсата принимает вид

$$\alpha = 2,04 \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3}{\mu\Delta tH}} \quad (1.55)$$

а при конденсации пара на наружной поверхности горизонтальной трубы

$$\alpha = 1,28 \sqrt[4]{\frac{r\rho^2\lambda^3}{\mu\Delta tH}} \quad (1.56)$$

где r — теплота конденсации, Дж/кг; ρ — плотность конденсата, кг/м³; λ — теплопроводность конденсата, Вт/(мК); μ — динамический коэффициент вязкости конденсата, кг/(м с); Δt — разность температур, К; H — высота трубы или стенки, м; d — диаметр трубы, м.

Теплоотдача при конденсации пара зависит при прочих равных условиях от скорости и направления течения пара, от состояния поверхности (шероховатости) конденсации и от содержания неконденсирующихся газов в самом паре.

На рис. 1.5 приведена блок-схема для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара. Эта схема предусматривает расчет аков для различных (гладких, оребренных) поверхностей с различным положением в пространстве, внутри и снаружи труб для всех режимов

стекания пленки конденсата, а также расчет $\alpha_{\text{кон}}$ при пленочной конденсации пара на пучках труб.

Использованные расчетные формулы (критериальные уравнения) предполагают, что конденсируемый пар не содержит неконденсирующихся газов, обеспечиваются нормальные условия отвода конденсата, а поверхность конденсации чистая.

В блок-схему введены следующие обозначения: P_r — пространственное расположение труб; P_{op} - оребрение труб; $P_{фп}$ форма пучка труб. Если $P_r = 0$, то расположение труб вертикальное, в противном случае ($P_r \neq 0$) трубы расположены горизонтально; при $P_{op}=0$ оребрения труб нет; при $P_{op} \neq 0$ трубы имеют продольное проволочное оребрение; при $P_{фп} = 0$ шахматный пучок труб, при $P_{фп} \neq 0$ коридорный пучок.

Для установления места конденсации пара введены такие понятия, как средняя трубная температура t_e и средняя межтрубная температура $t_{\text{м.ср}}$. Если $t_{\text{т.ср}} < t_{\text{м.ср}}$, то это говорит о том, что конденсация пара происходит в межтрубном пространстве, а если $t_{\text{т.ср}} > t_{\text{м.ср}}$, то, наоборот, конденсация будет внутри труб. Таким образом, логические блоки 3,6 и 20 устанавливают, где именно происходит конденсация пара.

Если трубы оребренные, то $\alpha_{\text{кон}}$ он рассчитывают с помощью блоков 16...19

В блоке 16 рассчитывают удельный тепловой поток

$$q = \alpha_k(t_{\text{мс}} - t_{\text{м.ст}}), \quad (1.57)$$

где α_k - коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве при вынужденном движении газа без изменения агрегатного состояния; $\Delta t = t_{\text{мс}} - t_{\text{м.ст}}$ — разность температур среды и стенки.

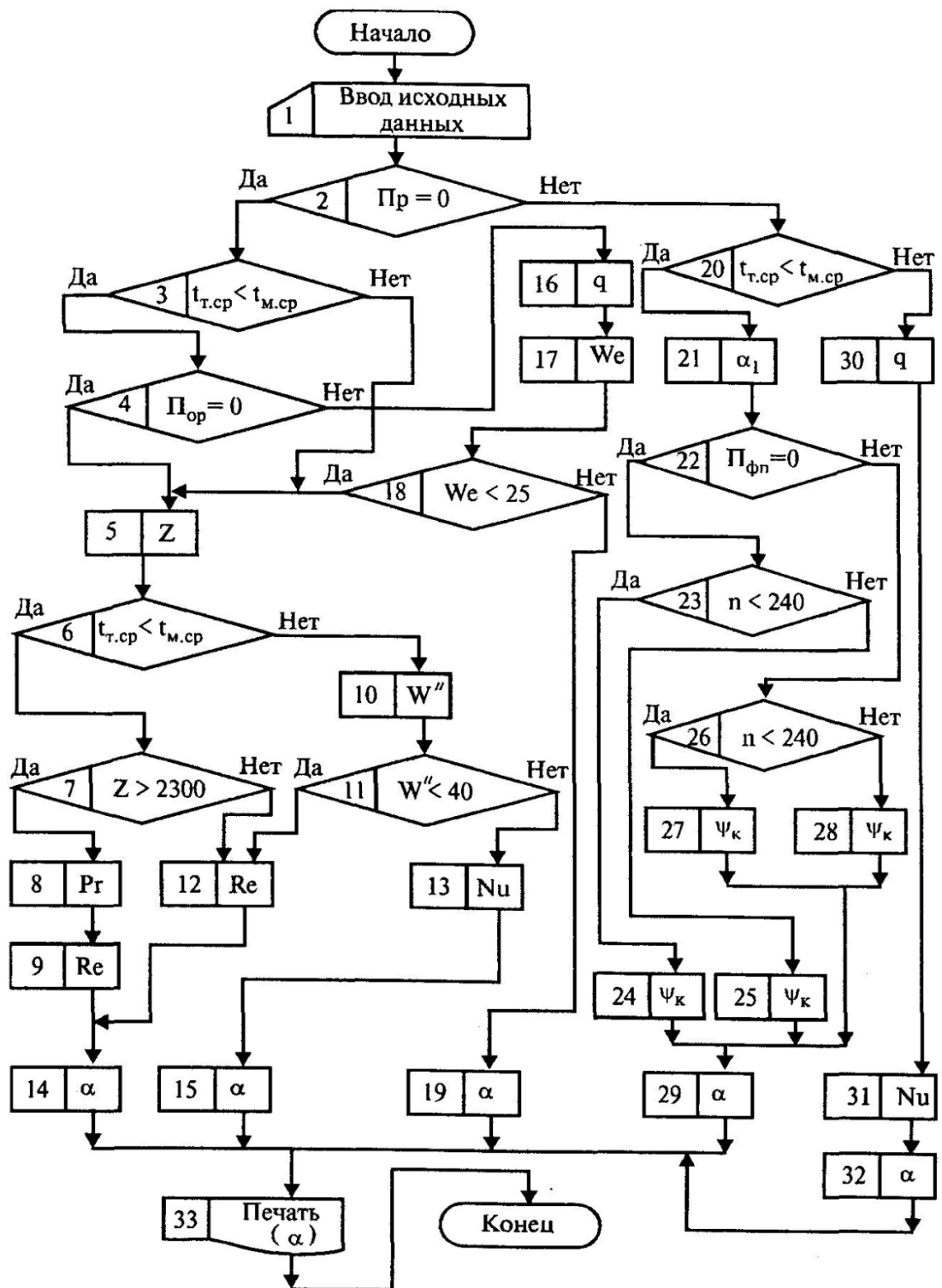


Рис. 1.5 - Блок-схема алгоритма расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара

В блоке 17 рассчитывают число Вебера

$$We = \rho w^2 d / \sigma,$$

где σ - коэффициент поверхностного натяжения,

и по величине We определяют предел применимости проволочного оребрения; при $We > 25$ $\alpha_{\text{кон}}$ рассчитывают в блоке 19 по формуле

$$\alpha_{\text{кон}} = 380 \cdot 10^6 q^{-0,76}. \quad (1.58)$$

Если трубы не оребренные или оребренные, но число $We < 25$ (т. е. оребрение существенной роли не играет), то $\alpha_{\text{кон}}$ рассчитывают в блоках 5...15 при конденсации пара снаружи и внутри вертикальных труб.

Границу ламинарного и турбулентного режимов течений пленки конденсата определяют (блок 5) путем расчета безразмерного параметра

$$Z = Ga^{0,33} \frac{\lambda_{\text{пл}} \Delta t}{r \rho \nu}. \quad (1.59)$$

где Ga — число Галилея; $\lambda_{\text{пл}}$ — теплопроводность пленки; Δt - разность температур; r - теплота конденсации; ρ - плотность конденсата; ν — кинематический коэффициент вязкости.

Для ламинарного режима ($Z < 2300$) расчет ведут по формулам

$$Re = 0,95Z^{0,78}; \quad (1.60)$$

$$Re = \alpha_{\text{кон}} \Delta t / (r \rho \nu), \quad (1.61)$$

где l - длина трубы аппарата.

Если пар конденсируется внутри труб (блок 6, $t_{\text{т.ср}} < t_{\text{м.ср}}$), то $\alpha_{\text{кон}}$ рассчитывают при помощи блоков 10...15. При скорости движения пара $W'' < 40$ она практически не влияет на теплообмен и $\alpha_{\text{кон}}$ рассчитывают по вышеуказанной формуле (блоки 12, 14); если $W'' > 40$, то $\alpha_{\text{кон}}$ находят для случая турбулентного течения пленки конденсата по формуле:

$$Nu = C Re^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1}{2} \left\{ \left[1 + x_1 \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right]^{0,5} + \left[1 + x_2 \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right) \right]^{0,5} \right\}, \quad (1.62)$$

где x_1 и x_2 - соответственно паросодержание на входе и выходе; $\rho_{ж}$ и $\rho_{п}$ соответственно плотность жидкости и пара.

При полной конденсации сухого насыщенного пара в стальной трубе $x_1 = 1$, $x_2 = 0$ и уравнение принимает вид

$$Nu = 0,024 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right) \right]^{0,5} \quad (1.63)$$

где $Re = \frac{4G_n}{\rho d \mu_{ж}}$, $Pr = c_{ж} \mu_{ж} / \lambda_{ж}$

Здесь G_n — массовый расход пара; $\mu_{ж}$, $c_{ж}$ и $\lambda_{ж}$ — соответственно динамический коэффициент вязкости, теплоемкость и теплопроводность жидкости.

При $Pr \neq 0$ (блок 2) пар конденсируется на поверхности или внутри горизонтальных труб. В этом случае окон рассчитывают при помощи блоков 20...29. Коэффициент теплоотдачи α для верхнего ряда труб определяют по формуле Нуссельта

$$\alpha_1 = 0,728 \sqrt[4]{\frac{r \rho_{пл}^2 \lambda_{пл}^3}{\mu_{ж}(t_{пл} - t_{ст})d}} \quad (1.64)$$

где $\rho_{пл}$ и $\lambda_{пл}$ — соответственно плотность и теплопроводность пленки; $t_{пл}$ и $t_{ст}$ — соответственно температура пленки и стенки; d — внешний диаметр трубы

В блоке 21 для расчета α , использована формула Нуссельта и в зависимости от числа труб n введена поправка на изменение теплоотдачи в нижних рядах труб. Для шахматного пучка ($Pr = 0$, блок 22) при $n < 240$ (блок 23) $\psi = 1,03 - 0,036\sqrt{n}$ (блок 24); при $n > 240$

$$\psi_k = 0,53 - 0,0018\sqrt{n} \quad (\text{блок 25}). \quad (1.65)$$

Для коридорного пучка ($Pr_{ф} \neq 0$, блок 22) при $n < 240$ (блок 26)

$$\psi_k = \frac{0,77 + 0,4}{\sqrt{n} - 0,33\sqrt{n}}; \quad (1.66)$$

при $n > 240$ (блок 26)

$$\psi_k = 0,45 - 0,0039\sqrt{n} \quad (\text{блок 28}). \quad (1.67)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{кон}}$ при горизонтальном расположении труб, когда конденсация происходит на поверхности труб, рассчитывают в блоке 29 по формуле

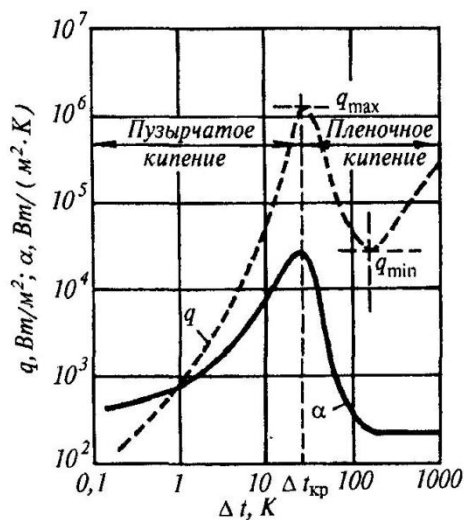
$$\alpha_{\text{кон}} = \alpha_1 \psi_k (1.68)$$

При определении $\alpha_{\text{кон}}$ при конденсации пара внутри горизонтальной трубы ($t_{\text{м.ср}} < t_{\text{т.ср}}$ блок 20) вычисляют тепловой поток, отнесенный к внутренней поверхности трубы,

$$q = \alpha_{\text{пр}}(t_{\text{пл}} - t_{\text{ст}}), \quad (1.69)$$

где $\alpha_{\text{пр}}$ - коэффициент теплоотдачи при продольном течении потока в трубе.

Для расчета $\alpha_{\text{кон}}$ сначала определяют число Нуссельта (блок 3) по формуле



$$Nu = 0,025 Re_k^{0,6} Pr^{0,4} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right)^{0,4} \quad (1.70)$$

где $Re = gl/(prv)$. Здесь $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{п}}$ - соответственно плотность жидкости и пара.

Затем рассчитывают $\alpha_{\text{кон}}$ (блок 32).

Кипение жидкости. Теплоотдача при кипении часто встречается в пищевых производствах в выпарных и ректификационных аппаратах и установках.

В процессе нагрева жидкости до температуры кипения пограничный слой ее у стенки поверхности нагрева нарушается — на мельчайших неровностях поверхности, которые называют центрами парообразования, образуются пузырьки пара. Эти пузырьки постепенно увеличиваются в объеме и, достигнув определенной величины, поднимаются к поверхности кипящей жидкости. Процесс переноса теплоты при кипении складывается из отдачи теплоты стенкой жидкости и передачи теплоты внутренней

поверхности пузырька в виде теплоты испарения. При этом жидкость должна быть чуть перегрета относительно температуры насыщения пара над поверхностью кипящей жидкости для преодоления термического сопротивления тонкого пограничного слоя жидкости на границе пузырек - жидкость.

С увеличением разности температур ($\Delta t = t_{ст} - t_{кип}$) и соответственно плотности теплового потока [$\Delta = f(\Delta t)$] интенсивность образования пузырьков возрастает. Возникающий при этом эффект перемешивания жидкости поднимающимися пузырьками приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи (рис. 13.5).

При дальнейшем увеличении Δt величина α начинает уменьшаться. Объясняется это тем, что при больших Δt или q число центров парообразования возрастает настолько, что происходит слияние образовавшихся пузырьков и поверхность теплообмена покрывается пленкой перегретого пара, плохо проводящей теплоту. Области, характеризующейся возрастанием интенсивности теплообмена, соответствует режим пузырьчатого, или ядерного, кипения, а режим, приводящий к снижению интенсивности, носит название пленочного кипения.

В точке перехода от ядерного режима к пленочному достигаются максимальные значения α и q .

Для расчета α при кипении есть множество формул, но наиболее широко применяют обобщенное уравнение С. С. Кутателадзе

$$Nu = 7,0 \cdot 10^{-4} [Re_{и} K_p]^{0,7} Pr^{0,3}, \quad (1.71)$$

где $Re_{и} = \frac{gl}{r p_{п} v_{п}}$; $K_p = \frac{p l'}{\sigma}$; $l' = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{ж} - \rho_{п})}}$ Здесь p — давление; σ - поверхностное натяжение; l' - характерный размер.

При расчете выпарных аппаратов, где кипение идет в большом объеме, обычно пользуются уравнением М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобилевича:

$$Nu = 3,25 \cdot 10^{-4} Pe_{\text{и}}^{0,6} Ga^{0,125} K_p^{0,7}, (13.71)$$

где $Pe_{\text{и}} = \frac{gl}{\alpha_{\text{п}}}$; $Ga = \frac{gl^3}{\nu^2}$ здесь $\alpha_{\text{п}}$ - температуропроводность пара.

При кипении жидкости в трубах выпарных аппаратов различают четыре основные зоны: подогрева (экономайзерная), поверхностного кипения, развитого кипения и пленочного кипения. В первой зоне жидкость нагревается до температуры кипения, во второй зоне происходит пузырьковое кипение в пристенном слое, в третьей зоне возможны различные гидродинамические режимы - развитое пузырьковое кипение, в четвертой зоне — пленочное кипение. Последний режим не характерен для выпарных аппаратов.

При оптимальных гидродинамических условиях коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости в трубах определяется по уравнению

$$Nu = 2,65 \cdot 10^{-4} Re_{\text{и}}^{0,6} Ga^{0,06} K_p^{0,84}. (1.73)$$

Для определения оптимального пьезометрического уровня при кипении жидкостей в трубах рекомендована зависимость

$$h_{\text{к.опт}} = 46,2 Re_{\text{и}}^{-0,14} Pr^{0,05} K_p^{-0,1} (d_{\text{в}}/l')^{0,4}, (1.74)$$

где $d_{\text{в}}$ - внутренний диаметр трубы.

1.6. Сложный теплообмен

Как обычно, в реальных условиях теплота передается в большинстве случаев одновременно теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Если теплота передается одновременно всеми этими способами или хотя бы двумя из них, то такой процесс называют сложным теплообменом. Типичный пример сложного теплообмена - потери теплоты стенками аппаратов в окружающую среду. При расчете теплообменных аппаратов мы сталкиваемся с потерями теплоты в окружающую среду за счет

лучеиспускания. Количественно лучеиспускание оценивают коэффициентом излучения ад: это физическая величина, равная отношению поверхностной плотности теплового потока к разности температур между излучаемой поверхностью и окружающей средой:

$$\alpha_{л} = C_0 \varepsilon [(0,01T_{ст})^4 - (0,01T_{о.с})^4] / \Delta T, (1.75)$$

Где C_0 - коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела; $C_0 = 5,67$ Вт/($м^2 \cdot К^4$); ε — степень черноты металла стенки; ΔT - разность температур между стенкой и окружающей средой, К; $\Delta T = T_{ст} - T_{о.с}$.

От нагретой поверхности аппарата теплота передается окружающей среде как лучеиспусканием $\alpha_{л}$, так и конвекцией $\alpha_{к}$. Поэтому при расчете тепловых потерь аппаратами, температура стенки которых не превышает 150 °С, суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{с} = \alpha_{л} + \alpha_{к} = 9,74 + 0,07\Delta T. \quad (13.75)$$

Для сравнительной и ориентировочной оценки коэффициентов теплоотдачи теплоносителей — от горячего теплоносителя к стенке (α_1) и от стенки к холодному теплоносителю (α_2) - можно пользоваться ориентировочными значениями коэффициентов теплоотдачи, приведенными в табл. 13.1.

13.1. Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи

Студенты нашего университета, 2005

Теплообменный процесс	Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{с}$ Вт/($м^2 \cdot К$)
Нагревание или охлаждение	1...50
воздуха	20...100
перегретого пара	200...1500
масел	500...10000

воды	
Кипение воды	4000...15000
Конденсация водяного пара	40000...120000
пленочная	500...2000
капельная	
Конденсация паров органических	
веществ	

1.7. Теплопередача

В тепловых процессах в большинстве случаев осуществляется передача теплоты от более нагретого тела к менее нагретому через разделяющую их стенку. Количество передаваемой теплоты определяется основным уравнением теплопередачи

$$dQ = KF\Delta t_{cp}d\tau(1.76)$$

где K - коэффициент теплопередачи; F - площадь поверхности теплообмена; Δt_{cp} —разность температур между теплоносителями — движущая сила процесса; $d\tau$ — продолжительность процесса.

Для установившегося непрерывного процесса уравнение имеет вид

$$Q = KF\Delta t_{cp}(1.77)$$

Основное уравнение теплопередачи применяют для расчета необходимой площади поверхности теплообмена для осуществления данного теплового процесса при заданных условиях

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}}$$

Как видно из уравнения (13.77), основными кинетическими характеристиками процесса теплопередачи являются Q , K , Δt_{cp} , которые необходимо определить, чтобы рассчитать F .

Коэффициент теплопередачи. Коэффициент теплопередачи K показывает, какое количество теплоты переходит в единицу времени от более нагретого теплоносителя к менее нагретому через разделяющую их стенку поверхности площадью 1 м^2 при разности температур между теплоносителями 1 градус.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формулам:

для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}; \quad (1.78)$$

для цилиндрической стенки

$$K = \frac{1}{d_{cp} [1/(\alpha_2 d_B) + 1/2\lambda \ln(d_H d_B) + 1/(\alpha_1 d_H)] + R_{заг}}, \quad (1.79)$$

где d_H, d_{cp}, d_B , - соответственно наружный, средний и внутренний диаметры цилиндрической стенки; α_1 и α_2 , соответственно коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности теплообмена и от поверхности теплообмена к холодному теплоносителю; δ — толщина стенки поверхности теплообмена; λ - коэффициент теплопроводности материала поверхности теплообмена; $R_{заг}$ — термические сопротивления загрязнений на поверхности теплообмена.

Размерность коэффициента теплопередачи

$$[K] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

Величину, обратную K , называют *общим термическим сопротивлением*

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг} \quad (1.80)$$

где $1/\alpha_1$, и $1/\alpha_2$, — термическое сопротивление теплоносителей, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; b . — термическое сопротивление стенки поверхности теплообмена, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

При теплопередаче через чистую металлическую стенку термическое сопротивление ее невелико и им можно пренебречь, приняв

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2}, \quad (13.81)$$

Если $\alpha_1 > \alpha_2$, то можно принять

$$K = \frac{1}{1/\alpha_2} = \alpha_2 \quad (13.82)$$

Для интенсификации процессов теплопередачи для данного аппарата следует увеличивать меньший из коэффициентов теплоотдачи или уменьшать наибольшее термическое сопротивление.

Ориентировочно коэффициент теплопередачи можно определить по табл. 1.2.

Таблица 1.2 - Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Вид теплообмена	Движение	
	Вынужденное	свободное
От газа к газу	10...40	4...12
От газа к жидкости	10...60	6...12
От конденсирующего пара		
к воде	800...3500	300...1200
к органическим жидкостям	120...310	60...170
к кипящей жидкости	-	300...2500
От жидкости к жидкости		
для воды	800...1700	140...340

Количество теплоты и расход теплоносителей. Для определения расхода теплоты и теплоносителей обычно составляют уравнение теплового баланса. В общем случае уравнение теплового баланса можно записать так:

$$Q = G_1 \Delta i_1 = G_2 \Delta i_2 + Q_{\text{пот}} \quad (1.83)$$

где Q - тепловой поток, Вт; G_1 и G_2 - массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с; Δi_1 и Δi_2 , - изменение удельных энтальпий теплоносителей, Дж/кг; $Q_{\text{пот}}$ - потери теплоты в окружающую среду, Вт.

$$Q_{\text{пот}} = F_{\text{из}} \alpha_c (t_{\text{ст}} - t_{\text{о.с}}), \quad (1.84)$$

где $F_{\text{из}}$ - площадь поверхности аппарата, контактирующего с окружающей средой м^2 , α_c - суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием от поверхности аппарата к окружающей среде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В зависимости от конкретных условий протекания процесса изменения энтальпии определяют по-разному.

Если не изменяется агрегатное состояние теплоносителей, то

$$\Delta i = c(t_2 - t_1), \quad (1.85)$$

где c - средняя массовая удельная теплоемкость теплоносителя в интервале температур t_1 и t_2 , $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

В этом случае уравнение (1.83) принимает вид

$$Q = C_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = x_{пот} G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}), \quad (1.86)$$

где c_1, c_2 - удельные теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К); $x_{пот}$ - коэффициент потерь теплоты; $x_{пот} = 1,03...1,05$.

Из уравнения (1.86) могут быть найдены значения массового расхода теплоносителей:

если задано G_2 , то

$$G_1 = \frac{x_{пот} G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н})}{c_1 (t_{1н} - t_{1к})} \quad (1.87)$$

если задано G_1 , то

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_{1к} - t_{1н})}{x_{пот} c_2 (t_{2н} - t_{2к})} \quad (1.88)$$

При изменении агрегатного состояния теплоносителя, например при конденсации пара, изменение энтальпии выразится уравнением

$$\Delta t = c_n (t_1 - t_{нас}) + r + c_{конд} (t_{нас} - t_{1к}), \quad (1.89)$$

где t_1 и $t_{1к}$ - температуры теплоносителя, °С; c_n и $c_{конд}$ - удельные теплоемкости пара и конденсата, Дж/(кг · К); $t_{нас}$ - температура изменения агрегатного состояния теплоносителя (например, температура насыщения пара), °С; r - удельная теплота изменения агрегатного состояния, Дж/кг.

Массовый расход греющего пара при его конденсации (греющий теплоноситель) для подогрева продукта при неизменном агрегатном состоянии продукта определяется по уравнению

$$Q = D(i_1'' - i_1') = x_{пот} G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}),$$

$$D = x G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) / (i_1'' - i_1'), \quad (1.90)$$

Где i_1'' и i_1' – удельные энтальпии пара и конденсата, Дж/кг.

Движущая сила тепловых процессов. Движущая сила тепловых процессов — разность температур теплоносителей. Под действием движущей силы теплота передается от более нагретого теплоносителя к менее нагретому. Температуры теплоносителей обычно и меняются вдоль поверхности теплообмена, разделяющей их стенки. При этом температуры теплоносителей могут оставаться постоянными во времени и выражаться зависимостью

$$t = f(F), \quad (1.91)$$

что характеризует установившиеся процессы теплообмена.

При неустановившихся процессах теплообмена возможны два случая:

температуры в каждой точке поверхности стенки изменяются только во времени;

температуры теплоносителей изменяются и во времени, и вдоль поверхности теплообмена

$$t = f(\tau, F). \quad (1.92)$$

Движущая сила процессов теплопередачи при переменных температурах теплоносителей изменяется в зависимости от вида взаимного направления движения их. В непрерывных процессах теплопередачи возможны следующие варианты направления движения жидкостей относительно друг друга вдоль разделяющей их стенки:

1) параллельный ток или прямоток (рис. 1.6, а), при котором теплоносители движутся в одном направлении;

2) противоток (рис. 1.6, б), при котором теплоносители движутся против друг друга;

3) перекрестный ток (рис. 1.6, в), при котором теплоносители движутся взаимно перпендикулярно один другому;

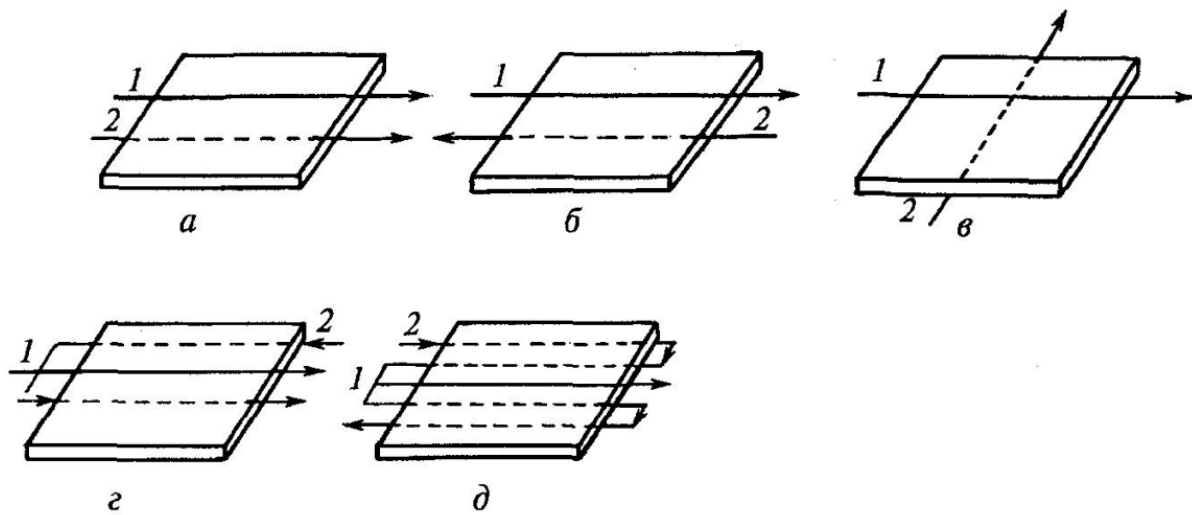


Рис. 1.6. Схемы направлений движения теплоносителей 1 и 2 при теплообмене: а — прямоток; б — противоток; в — перекрестный ток; г, д — смешанный ток

4) смешанный ток (рис. 13.6, г, д), при котором один из теплоносителей движется в одном направлении, а другой - как прямотоком, так и противотоком кпервому.

Как видно из рис. 13.5, выражение Δt_{cp} (средняя движущая сила) в основном уравнении теплопередачи (13.76) будет зависеть от относительного направления движения теплоносителей.

На рис. 1.7 показан характер изменения температур теплоносителей при прямотоке. Один теплоноситель охлаждается от температуры $t_{1н}$ до $t_{1к}$, другой нагревается от $t_{2н}$ до $t_{2к}$.

Количество теплоты, переданной в единицу времени от первого теплоносителя ко второму на произвольно выделенном элементе теплообменной поверхности, можно определить по основному уравнению теплопередачи

$$dQ = K(t_1 - t_2)dF. \quad (1.93)$$

В результате теплообмена на элементе поверхности температура первого теплоносителя понизится на

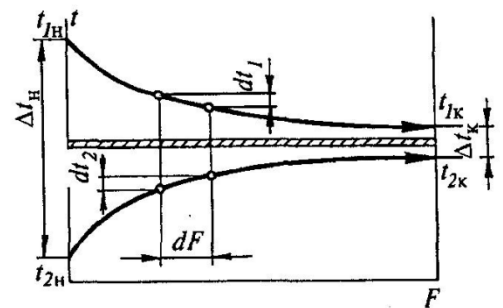


Рис. 1.7. Изменение температуры теплоносителей при прямотоке

$$dt_1 = -\frac{dQ}{G_1 c_1}, \quad (1.94)$$

а второго теплоносителя повысится на

$$dt_2 = -\frac{dQ}{G_2 c_2}, \quad (1.95)$$

где G_1 и G_2 - массовые расходы первого и второго теплоносителей; c_1 и c_2 - удельные теплоемкости первого и второго теплоносителей.

Вычитая уравнение (1.95) из уравнения (1.94), получаем

$$d(t_1 - t_2) = -dQ \left(\frac{1}{G_1 c_1} - \frac{1}{G_2 c_2} \right) \quad (1.96)$$

Подставляя значения dQ из уравнения (1.93), получаем

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -K \left(\frac{1}{G_1 c_1} + \frac{1}{G_2 c_2} \right). \quad (1.97)$$

Составив уравнения теплового баланса, можно найти общее количество теплоты, переданной в единицу времени:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к});$$

$$Q = G_2 c_2 (t_{2н} - t_{2к}). \quad (1.98)$$

Подставляя значения $G_1 c_1$ и $G_2 c_2$ из уравнения (1.98) в уравнение (1.97), получим

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -\frac{K}{Q} [(t_{1н} - t_{1к}) + (t_{2к} - t_{2н})] dF. \quad (1.99)$$

В результате интегрирования уравнения (1.99) при постоянном K имеем

$$Q = KF \frac{(t_{1H} - t_{2H}) - (t_{1K} - t_{2K})}{\ln \frac{t_{1H} - t_{2H}}{t_{1K} - t_{2K}}}, (1.100)$$

или

$$Q = KF \frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}}, (1.101)$$

где $\Delta t_H = \Delta t_{max}$; $\Delta t_K = \Delta t_{min}$

При сравнении уравнений (13.77) и (13.101) можно написать, что

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max}/\Delta t_{min})}. (1.102)$$

При незначительных изменениях температур теплоносителей, когда

$$\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} \leq 2,$$

среднюю разность температур можно вычислить как среднеарифметическую

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} + \Delta t_{min}}{2}. (1.103)$$

При перекрестном и смешанном потоке теплоносителей среднюю движущую силу можно вычислить по формуле с поправочным коэффициентом ϵ :

$$\Delta t_{cp} = \epsilon \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max}/\Delta t_{min})} (1.104)$$

Коэффициент ϵ находят по графикам в зависимости от соотношения температур теплоносителей (см. рис. 13.6). Значения P и R на этих графиках определяют по формулам Боумана:

$$P = \frac{t_{2K} - t_{2H}}{t_{1H} - t_{2K}}; (1.105)$$

$$P = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}} \quad (1.106)$$

Правильный выбор взаимного направления движения теплоносителей имеет существенное значение для наиболее экономичного проведения процессов теплообмена. Так, при сравнении прямотока с противотоком можно сказать, что при противотоке более холодный теплоноситель с той же начальной температурой, то и при прямотоке, может нагреться до более высокой температуры, близко к начальной температуре более нагретого теплоносителя, что позволяет сократить расход более холодного теплоносителя, но одновременно приводит к некоторому уменьшению средней разности температур и соответственно охлаждающей способности теплообмена. Однако экономический эффект, достигаемый за счет сокращения расхода теплоносителя при противотоке, превышает дополнительные затраты, связанные с увеличением поверхности теплообмена.

Расчет температуры стенки. При определении коэффициентов теплоотдачи, а также при расчете площади поверхности теплообмена аппарата и толщины его тепловой изоляции необходимо знать температуру стенки поверхности теплообмена или кожуха аппарата.

Средняя температура стенки ($^{\circ}\text{C}$), разделяющей два теплоносителя,

$$t_{ст} = 0,25[(t_{1н} + t_{1к}) + (t_{2н} + t_{2к})] \quad (1.107)$$

где $t_{1н}, t_{2н}$ — начальные температуры теплоносителей, $^{\circ}\text{C}$; $t_{1к}, t_{2к}$ — конечные температуры теплоносителей, $^{\circ}\text{C}$.

Средняя температура поверхности стенки может быть приближенно определена как

$$t = 0,5(t_{т} + t_{ст}) \quad (1.108)$$

где t_T - средняя температура теплоносителя, °С.

Для более точного определения температуры поверхности стенки можно использовать следующие формулы:

температура стенки со стороны горячего теплоносителя

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{ст} \quad (1.109)$$

где t_1 - температура горячего теплоносителя;

температура стенки со стороны холодного теплоносителя

$$t_{ст2} = t_2 - \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{ст} \quad (1.110)$$

где t_2 - средняя температура холодного теплоносителя

Так как для определения температур стенки (как со стороны горячего теплоносителя, так и со стороны холодного) необходимо знать отношение K/α_1 , K/α_2 и поскольку в начале расчета эти величины неизвестны, то ими задаются, а после окончания расчета проверяют их. Для проверки вычисляют разности температур теплоносителя и стенки со стороны как горячего, так и холодного теплоносителя:

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{ст1} = \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{ст} \quad (1.111)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{ст2} = \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{ст} \quad (1.112)$$

Далее вычисляют разность тепловых напоров со стороны обоих теплоносителей

$$A = \alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2 \quad (1.113)$$

Проверяют, не превышает ли разность тепловых напоров с обеих сторон поверхности теплообмена определенного наперед заданного процента (например, 5 %).

Если $[|A| - 0,05\alpha_1\Delta t_1] > 0$, то повторяют расчеты, используя уже полученные значения α_1 , α_2 , K . Повторение проводят до тех пор, пока не выполнится условие $[|A| - 0,05\alpha_1\Delta t_1] \leq 0$ (см. пример расчета теплообменника на ЭВМ).

Контрольные вопросы и задания.

1. Что такое теплообмен?
2. Что такое градиент температуры?
3. Какие способы распространения теплоты вы знаете?
4. Сформулируйте законы Фурье, Ньютона, Стефана — Больцмана, Кирхгофа и Ламберта.
5. Объясните физический смысл и приведите примеры применения критериев теплового подобия.
6. Что нужно знать, чтобы подобрать критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи?
7. Как изменится коэффициент теплоотдачи жидкости к стенке при изменении ее скорости?
8. Как влияет температурный напор на коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости?
9. Какие способы конденсации пара вы знаете и какой из них наиболее эффективный?
10. Объясните уравнение теплопередачи и приведите примеры его применения.
11. Что такое коэффициент теплопередачи и как можно его определить?
12. Объясните методику расчета количества теплоты и расхода теплоносителей.
13. Что такое средний температурный напор и как его рассчитать?
14. Перечислите способы подвода теплоносителей и назовите наиболее эффективный.
15. Как определить температуру стенки поверх ности теплообмена?

Г л а в а 2

НАГРЕВАНИЕ, ОХЛАЖДЕНИЕ И КОНДЕНСАЦИЯ

2.1. НАГРЕВАНИЕ

Нагревание, широко применяемое в пищевых производствах, осуществляют при помощи различных греющих теплоносителей (основные из которых водяной пар, горячая вода, топочные газы и нагретый воздух, высококипящие органические вещества жидкости), а также электрического тока.

Выбор греющего теплоносителя зависит в первую очередь от требуемой температуры нагрева и возможности ее регулирования. Кроме того, теплоноситель должен обеспечить достаточно высокую интенсивность теплообмена при небольших его расходах, иметь малую вязкость, но высокую плотность, теплоемкость и теплоту парообразования. Желательно также, чтобы теплоноситель был не горюч, нетоксичен, термически стоек, не оказывал разрушающего влияния на материал аппарата и вместе с тем был доступным и дешевым веществом.

Нагревание водяным паром. Водяной насыщенный пар - наиболее широко применяемый теплоноситель. Это объясняется тем, что при конденсации пара получают большое количество теплоты при относительно малом его расходе.

Важное преимущество пара — высокий коэффициент теплоотдачи при конденсации его, и поэтому сопротивление переносу теплоты со стороны пара мало, что позволяет проводить процесс нагревания при относительно малой поверхности теплообмена.

Кроме того, к преимуществам пара относится постоянство температуры его при конденсации при данном давлении, что дает возможность точно поддерживать заданную температуру или регулировать ее, изменяя давление пара.

Основной недостаток водяного пара — значительное возрастание давления с повышением температуры, вследствие чего ограничивается предел используемых температур (100...180 °С)

В пищевых производствах наиболее распространено нагревание «глухим паром», передающим теплоту через стенку аппарата.

Греющий пар определенного давления поступает в двустенную поверхность теплообменника 1 (рис. 2.1), предназначенного для нагрева жидкости. Пар, соприкасаясь с более холодной стенкой, конденсируется на ней, и пленка конденсата стекает по поверхности стенки. Для удобства удаления конденсата пар вводят в верхнюю часть аппарата, а конденсатотводят из его нижней части с помощью конденсатоотводчика 3 и регулирующих вентиля 4. Конденсатоотводчик снабжают отводной линией 5 (байпасом), наличие которой позволяет не прерывать работы аппарата при кратковременном отключении конденсатоотводчика для его ремонта или замены.

Греющий пар обычно содержит неконденсирующиеся газы, которые снижают интенсивность процесса теплообмена. Поэтому из парового объема аппарата эти газы периодически удаляют, для чего и служит продувочный вентиль 2.

Массовый расход глухого пара (кг/с)

при непрерывном нагревании определяют из уравнения теплового баланса

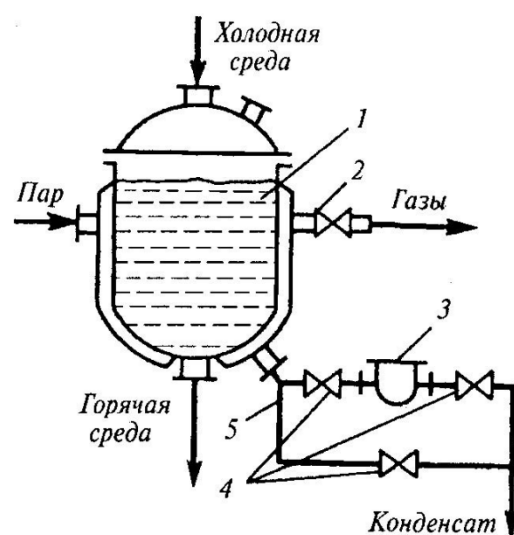


Рис. 2.1 - Схема установки для нагрева 1- теплообменник; 2- продувочный вентиль; 3 - конденсатоотводчик; 4 - вентили; 5 - отводная линия

$$D = \frac{Gc(t_k - t_n) + Q_{\text{пот}}}{i_n - i_k}, \quad (2.1)$$

где G -массовый расход нагреваемой среды, кг/с; c - удельная теплоемкость среды, Дж/(кг · К); t_n и t_k - начальная и конечная температуры нагреваемой среды, К; $Q_{\text{пот}}$ — потери теплоты в окружающую среду, Вт; i_n и i_k - удельные энтальпии греющего пара и конденсата, Дж/кг.

В тех случаях, когда допустимо смешивание нагреваемой среды с паровым конденсатом, используют нагревание острым паром, который вводят непосредственно в нагреваемую жидкость. Такой способ нагрева проще и позволяет лучше использовать теплоту пара.

Массовый расход острого пара определяют также по уравнению теплового баланса, учитывая равенство конечных температур нагреваемой жидкости и конденсата,

$$Di_n + Gc_1t_1 = Dc_2t_2 + Gc_2t_2 + Q_{\text{пот}} \quad (2.2)$$

Где t_1 и t_2 - температуры жидкости на входе в аппарат и на выходе из него, К; c_1 и c_2 удельные теплоемкости жидкости на входе в аппарат и на выходе из него, Дж/(кг · К).

Массовый расход острого пара (кг/с)

$$D = \frac{G(c_2t_2 - c_1t_1) + Q_{\text{пот}}}{i_n - c_2t_2} \quad (2.3)$$

Нагревание горячей водой. Горячую воду в качестве теплоносителя применяют для нагревания пищевых продуктов при температурах до 100 °С, а для достижения более высоких температур используют перенагретую воду, находящуюся под избыточным давлением

Преимущества горячей воды как теплоносителя - ее доступность и сравнительная дешевизна, относительно высокий коэффициент теплоотдачи и большая теплоемкость. Однако вода имеет еще и недостатки: коэффициент теплоотдачи у воды меньше, чем у конденсирующегося пара, температура воды снижается вдоль поверхности теплообмена, что ухудшает равномерность нагрева и затрудняет регулирование температуры воды.

Кроме того, для перемещения воды необходимо затратить дополнительную энергию.

Горячую воду получают в водогрейных котлах, обогреваемых газами, и паровых водонагревателях (бойлерах).

Нагревание нагретыми газами. Газы (топочные, нагретый воздух) как теплоносители известны давно, и основное преимущество их состоит в том, что их можно нагреть практически при атмосферном давлении до любой температуры и тем самым значительно увеличить движущую силу теплообменного процесса. Однако низкие значения плотности и коэффициента теплоотдачи [0...50 Вт/(м² К)), а также трудность достижения равномерного температурного поля в аппаратах ограничивают применение газов в качестве теплоносителей.

Массовый расход газообразного топлива можно определить из уравнения теплового баланса

$$B(i_1 - i_2) = Gc(t_2 - t_1) + Q_{\text{пот}} \quad (2.4)$$

где B — массовый расход газообразного топлива, кг/с; i_1 и i_2 — удельная энтальпия газов на входе в аппарат и на выходе из него, Дж/кг; c — удельная теплоемкость нагреваемой среды, Дж/(кг · К); t_1 и t_2 — температуры среды на входе в аппарат и на выходе из него, К; $Q_{\text{пот}}$ — потери теплоты в окружающую среду, Вт.

Нагревание высококипящими органическими веществами. Высококипящие органические вещества используются в качестве греющих теплоносителей в тех случаях, когда необходимо при атмосферном давлении достичь больших разностей температур. Это условие позволяет создавать аппараты открытого типа более простой конструкции. В качестве таких теплоносителей применяют тетрахлордифенил (до 300 °С), глицерин, этиленгликоль и др. Коэффициент теплоотдачи у них в условиях естественной циркуляции составляет 250...300 Вт/(м² · К).

Однако высококипящие органические вещества сравнительно дороги и поэтому не нашли широкого применения.

Расход теплоносителя можно определить из уравнения теплового баланса

$$G_B c_B t_B + G_P c_P t_P = G_B c'_B t'_B + G_P c'_P t'_P + Q_{\text{пот}}, \quad (2.5)$$

где G_B и G_P — массовые расходы соответственно теплоносителя и нагреваемого продукта, кг/с; c_B , c'_B и c_P , c'_P — удельные теплоемкости соответственно теплоносителя и продукта до и после теплообменного процесса, Дж/(кг · К); t_B , t_P , t'_B , t'_P — соответственно начальные и конечные температуры теплоносителя и продукта, К.

Тогда

$$G_B = \frac{G_P(c'_P t'_P - c_P t_P) + Q_{\text{пот}}}{c_B t_B - c'_B t'_B} \quad (2.6)$$

Нагревание электрическим током. Электрический ток как теплоноситель можно применять в очень широком диапазоне температур. Преимущества его — возможность точного поддержания и легкость регулирования заданной температуры в соответствии с технологическими режимами процесса. Кроме того, электрические нагревательные устройства проще по конструкции, компактны и удобны для обслуживания. Однако применение электрического тока для нагрева пока что относительно дорого.

В зависимости от способа превращения электрической энергии в теплоту различают омический (электрическим сопротивлением), индукционный и высокочастотный виды нагрева.

Омический нагрев — наиболее распространенный способ нагревания электрическим током. Нагрев осуществляется при прохождении тока через нагревательные элементы, выполненные в виде проволочных спиралей или лент, имеющих большое электрическое сопротивление. Выделяемая теплота через нагревательные элементы передается или стенке обогреваемого аппарата, или непосредственно рабочей среде.

Количество теплоты, которое необходимо сообщить аппарату, чтобы нагреть находящийся в нем продукт до заданной температуры, можно определить из уравнения

$$Q_{\Xi} = Gc(t_k - t_n) + Q_{\text{пот}} \quad (2.7)$$

где Q_{Ξ} — теплота, подводимая к аппарату электронагревателем, Дж; G и c — масса (кг) и удельная теплоемкость нагреваемого продукта, [Дж/(кг · К)]; t_k и t_n — конечная и начальная температуры продукта, К; $Q_{\text{пот}}$ — тепловые потери в окружающую среду, Дж.

Потребная мощность электронагревателя (Вт)

$$W = Q_{\Xi} / (\tau \eta), \quad (2.8)$$

где τ — продолжительность нагревания, с; η — КПД электронагревателя; $\eta = 0,95$.

Индукционное нагр е в а н и е основано на использовании теплового эффекта, вызываемого вихревыми токами Фуко, возникающими в толще стенок стального аппарата под воздействием переменного электрического поля.

Недостаток такого нагревания - его дороговизна.

Высокочастотное а г р е в а н и е основано на том, что молекулы материала (диэлектрика), помещенного в переменное электрическое поле, начинают колебаться с частотой поля, и при этом колебательная энергия частиц затрачивается на преодоление трения между молекулами и превращается в теплоту непосредственно в массе нагреваемого материала.

Теплота нагрева легко и точно регулируется, и процесс нагревания может быть полностью автоматизирован. Однако этот способ требует довольно сложной аппаратуры и КПД установок низок.

2.2. Охлаждение

Охлаждением называют процесс понижения температуры продукта путем отвода от него теплоты.

В качестве охлаждающего вещества обычно применяют воду, воздух и лед. При охлаждении до более низких температур применяют такие хладагенты, как аммиак, фреоны и жидкий азот. Для охлаждения паров, газов и жидкостей до 25...30 °С в пищевых производствах используют обычную воду температурой 15...20 °С либо артезианскую температурой 12...18 °С.

Для экономии охлаждающей воды часто используют оборотную воду, предварительно охлажденную путем ее испарения в градирнях.

Льдом охлаждают пищевые продукты до температуры, близкой к нулю.

Атмосферным воздухом, несмотря на его низкий коэффициент теплоотдачи, также охлаждают продукты. Для интенсификации теплообмена отвод теплоты воздухом осуществляют при его принудительной циркуляции, а поверхность теплообмена со стороны воздуха увеличивают. Применение воздушного охлаждения позволяет снизить общий расход воды, что особенно важно при ограниченных местных водных ресурсах.

Расход воды для охлаждения определяют из уравнения теплового баланса

$$Gc(t_k - t_n) = Wc_B(t_2 - t_1), \quad (2.9)$$

где G и W — массовые расходы охлаждаемой среды и охлаждающей воды, кг/с; c и c_B — удельные теплоемкости среды и охлаждающей воды, Дж/(кг · К); t_k и t_n — начальная и конечная температуры охлаждаемой среды, К; t_2 и t_1 — конечная и начальная температуры воды, К.

2.3. Конденсация

Конденсацией называют процесс перехода вещества из паро- или газообразного состояния в жидкое путем отвода от него теплоты.

Процесс конденсации применяют в пищевых производствах для получения чистых веществ, создания и поддержания низких давлений в выпарных аппаратах и установках. Пары, подлежащие конденсации, обычно отводят из аппарата, где они образуются, в отдельный закрытый аппарат, называемый конденсатором. Процесс конденсации в конденсаторах осуществляют двумя способами: первый - когда теплота отнимается от конденсирующегося пара через стенку (поверхностная конденсация) и второй - когда конденсирующийся пар непосредственно соприкасается с охлаждающей водой и получаемый конденсат смешивается с последней (конденсация при смешении теплоносителей). Поверхностную конденсацию применяют, когда конденсат представляет определенную ценность.

Расход охлаждающей воды при поверхностной конденсации можно определить из уравнений:

$$Di_n + Wc_B t_H^B = Dc_K t_K + Wc_B t_K^B + Q_{\text{пот}}; \quad (2.10)$$

$$W = \frac{D(i_n - c_K t_K) - Q_{\text{пот}}}{c_B(t_K^B - t_H^B)}, \quad (2.11)$$

где D — количество конденсирующегося пара, кг/с; i_n — удельная энтальпия пара, Дж/кг; c_B и c_K — удельные теплоемкости воды и конденсата, Дж/(кг · К); t_H^B и t_K^B начальная и конечная температуры воды, К; t_K — температура конденсата, К.

Конденсацию при смешении теплоносителей применяют для созданий низких давлений (разрежения). Таким способом конденсацию проводят в тех случаях, когда конденсат не представляет ценности.

Объем получаемого конденсата в тысячу и более раз меньше объема пара, из которого он образовался. В результате в конденсаторе создается разреженное пространство, причем разрежение увеличивается с уменьшением температуры конденсации.

Одновременно с процессом конденсации в рабочем пространстве аппарата происходит накопление воздуха и других неконденсирующихся газов, которые выделяются из жидкости, а также проникают через неплотности аппарата. По мере наполнения аппарата этими газами и возрастания их парциального давления уменьшается разрежение в аппарате. Поэтому для поддержания разрежения на требуемом уровне необходимо непрерывно удалять из конденсатора неконденсирующиеся газы.

Расход охлаждающей воды в Конденсаторе смешения можно определить из уравнения теплового баланса:

$$Di_n + Wc_B t_H = (D + W)c'_B t_K; \quad (2.12)$$

$$W = \frac{D(i_n - c'_B t_K)}{c'_B t_K - c_B t_H} \quad (2.13)$$

где D и W – массовые расходы пара и воды, кг/с; $i_{п}$ — удельная энтальпия пара, Дж/кг; $C_{в}$ и $C'_{в}$ – удельные теплоемкости воды и смеси воды с конденсатом, Дж/(кг · К); $t_{к}$ и $t_{н}$ – температуры смеси и воды, К.

2.4. Теплообменные аппараты

Общие сведения. Теплообменными аппаратами называют аппараты, в которых происходит теплообмен между теплоносителями независимо от их технологического или энергетического назначения (различные по конструкции подогреватели, конденсаторы, испарители, выпарные аппараты и др.).

По технологическому назначению теплообменные аппараты можно разделить на теплообменники, в которых передача теплоты основной процесс, и реакторы, где тепловой процесс играет вспомогательную роль.

По принципу действия теплообменники делят на рекуперативные, регенеративные и смесительные.

В *рекуперативных, или поверхностных, теплообменниках* передача теплоты между теплоносителями осуществляется через разделяющую их поверхность теплообмена – глухую стенку.

В *регенеративных теплообменниках* одна и та же теплообменная поверхность омывается попеременно греющим и холодным теплоносителями.

В *смесительных теплообменниках* процесс передачи теплоты между теплоносителями осуществляется при непосредственном их контактировании.

Наиболее распространены в пищевых производствах поверхностные теплообменники. По тепловому режиму различают поверхностные теплообменники периодического действия, в которых наблюдается нестационарный тепловой процесс, и непрерывного действия с установившимся во времени процессом.

Теплообменники с рубашками. Эти аппараты (см. рис. 2.1) имеют цилиндрические, сферические или плоские двойные стенки (паровые рубашки). В паровую рубашку подается пар.

Пар конденсируется и обогревает внутреннюю чашу аппарата, от которой и нагревается рабочая среда внутри аппарата. Для ускорения процесса теплообмена и обеспечения равномерности нагрева рабочей среды внутри аппарата устанавливают лопастные мешалки.

Паровая рубашка крепится к корпусу аппарата или болтовым соединением, или сваркой. В последнем случае затрудняется очистка поверхности теплообмена. Для удаления неконденсирующихся газов из паровой рубашки установлен продувной краник.

Аппараты с рубашками работают периодически, что является их недостатком.

Кожухотрубные теплообменники. В пищевой промышленности наиболее распространены кожухотрубные аппараты как одноходовые, так и многоходовые. Кожухотрубные теплообменники делят на одноходовые и многоходовые по трубному и межтрубному пространствам с различными направлениями потоков теплоносителей и с жесткой и нежесткой конструкцией.

Аппараты жесткой конструкции. Схема вертикального одноходового аппарата жесткой конструкции приведена на рис. 2.2, а. В кожухе 1 размещена трубчатка, состоящая из двухтрубных решеток 3 и пучка нагревательных трубок 2, концы которых развальцованы в отверстиях трубных решеток. Для подвода и удаления нагреваемого продукта аппарат имеет патрубки 9 и 4. Греющий пар проводится через патрубок 7, а конденсат удаляется через патрубок 14. Для установки аппарата служат опорные лапы 8.

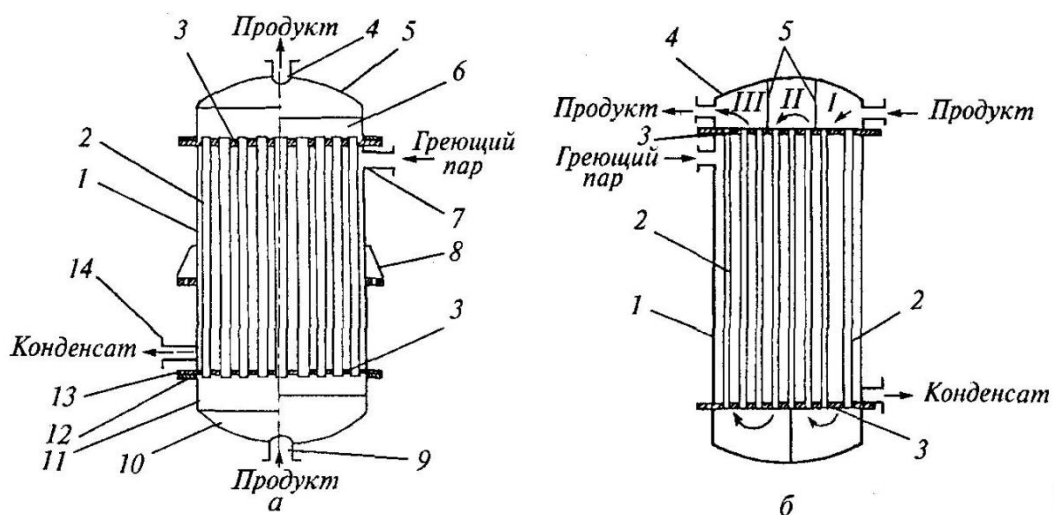


Рис. 2.2. Кожухотрубные теплообменники жесткой конструкции:

а — одноходовой аппарат: 1- кожух; 2-нагревательные трубки; 3-трубные решетки; 4, 9 — патрубки для подвода и удаления нагреваемого продукта; 5 — выпуклое днище; 6, 11 — продуктовые камеры; 7- патрубок греющего пара; 8 — опорные лапы; 10 — не отбортованное днище; 12 — фланец; 13 — прокладка; 14 — патрубок для конденсата; **б** — многоходовой аппарат по трубному пространству: 1 — кожух; 2- трубки; 3 — трубные решетки; 4 — крышка; 5 — перегородки; I, II, III — камеры; **в** — аппарат смешанного тока: 1- корпус; 2- крышки; 3 — перегородки в крышках; 4 — трубные решетки; 5 — перегородки в межтрубном пространстве; I, II — соответственно первый и второй теплоносители

Продуктовые камеры 6 и 11 состоят из цилиндрической обечайки и приваренных днищ, например сферического не отбортованного днища 10 или выпуклого днища 5 с цилиндрической отбортовкой.

В таких аппаратах трубные решетки или приваривают к кожуху, или зажимают фланцами 12 с прокладками 13.

Таким образом, кожух соединен с трубной решеткой жестко, и в такой конструкции отсутствует компенсация разности тепловых удлинений трубок и корпуса. Поэтому такие аппараты могут быть применены при сравнительно небольших разностях температур (не более 40 °С) между трубками и корпусом.

Одноходовые теплообменники из-за малой скорости движения теплоносителей работают при невысоких значениях коэффициента теплопередачи.

Большой недостаток одноходовых аппаратов — несоответствие между пропускной способностью пучка трубок и площадью поверхности нагрева. Этот недостаток определенной степени устраняется группировкой труб в отдельные пучки (ходы), а также созданием многоходовых теплообменников,

Схема четырехходового аппарата показана на рис. 2.2, б. Под крышкой установлены перегородки, образующие три камеры: I, II и III. Таким образом, продукт, проходя последовательно пучки трубок, совершает четыре хода.

Схема аппарата смешанного тока показана на рис. 14.2, в. По трубному пространству для теплоносителя I этот аппарат является двухходовым, а по межтрубному для теплоносителя II — пятиходовым. С трубными решетками трубки соединяют сваркой, пайкой и развальцовкой. При жестком соединении (сварка, пайка) трубок с трубными решетками обеспечивается высокая прочность, однако в случае выхода трубки из строя заменить ее невозможно.

Разбивка трубок аппарата на отдельные пучки (ходы) позволяет увеличить скорость перемещения теплоносителя и интенсифицировать процесс теплообмена. Целесообразно увеличивать скорость того из теплоносителей, который имеет большее термическое сопротивление.

Трубы в трубных решетках размещают несколькими способами (рис. 2.3): по сторонам и вершинам правильных шестиугольников (рис. 2.3, а) - шахматное расположение; по концентрическим окружностям (рис. 14.3, б); по сторонам и вершинам квадратов (рис. 2.3, в) - коридорное расположение. Все указанные способы преследуют одну цель - обеспечить возможно более

компактное размещение необходимой поверхности теплообмена внутри аппарата.

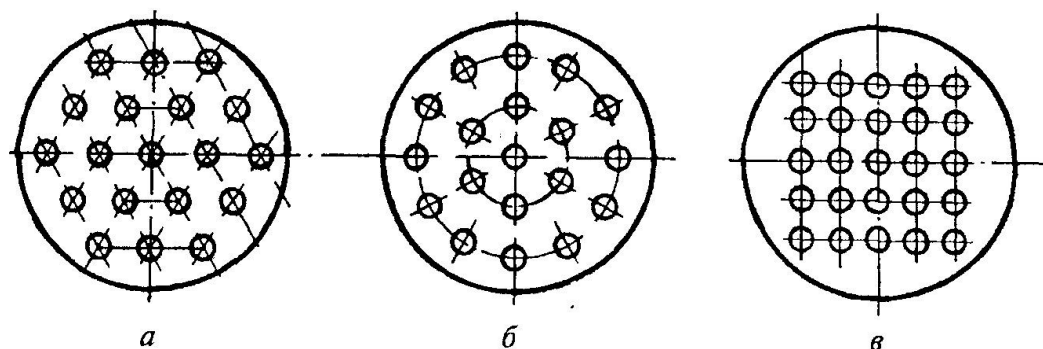


Рис. 2.3. Способы размещения труб в теплообменниках: *a* - по сторонам и вершинам правильных шестиугольников (шахматное расположение); *б* — по концентрическим окружностям; *в* — по сторонам и вершинам квадратов (коридорное расположение)

В большинстве случаев наибольшая компактность достигается при шахматном расположении трубок.

Аппараты нежесткой конструкции. В таких аппаратах предусматривается возможность компенсации разницы тепловых удлинений одной подвижной трубной решеткой; с сальниковым креплением.

Схема двухходового теплообменного аппарата с U-образными трубками показана на рис. 2.4, а. Аппараты этого типа имеют однетрубную решетку, в которой закреплены оба конца U-образных трубок 3. Теплоносители подаются в отсек под крышкой *Г* в пространство между корпусом 2 и U-образными трубками 3. Каждая трубка при нагревании может удлиняться независимо от других, компенсируя температурные напряжения.

Трубная решетка с U-образными трубками легко вынимается, что облегчает очистку наружных поверхностей трубок. Из-за отсутствия сальниковых устройств упрощается конструкция и повышается надежность аппарата.

При высоких разностях температур между корпусом и трубками возникают большие температурные напряжения, которые компенсируются линзовыми компенсаторами (рис. 2.4, б).

Схема устройства сальника у трубной решетки дана на рис. 2.5. Такое устройство позволяет подтягивать сальники во время работы. Однако при больших диаметрах аппаратов трудно обеспечить необходимую герметичность уплотнений.

Более надежны аппараты с плавающей головкой. На рис. 2.6 показана плавающая головка закрытого типа в двухходовом аппарате. Внутри кожуха 4 помещена трубчатка 5 с неподвижной трубной решеткой 1, зажатой во фланце 2 кожуха и подвижной решеткой 6, к которой при помощи фланца 7 прикреплена крышка 8, образующая продуктовую камеру 9. При удлинении трубок головка трубной решетки свободно перемещается («плавает») в пространстве нижней крышки аппарата 10.

Преимущества кожухотрубных теплообменников заключаются в компактности, невысоком расходе металла, легкости очистки труб (внутренняя поверхность) и малой занимаемой производственной площади; недостатки их - трудность очистки поверхности теплообмена (межтрубное пространство) и невысокие скорости движения теплоносителей (одноходовые аппараты).

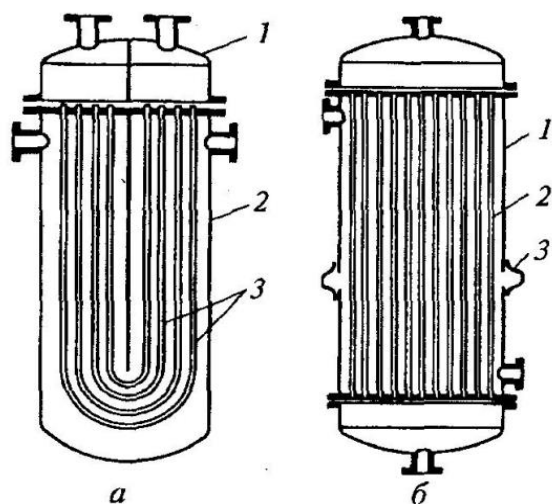


Рис. 2.4. Кожухотрубные теплообменники нежесткой конструкции:

а - с U-образными трубками: 1-крышка; 2 - корпус; 3 — U-образные трубки; б — с линзовым компенсатором:

1 - корпус; 2- греющая труба; 3- линзовый компенсатор

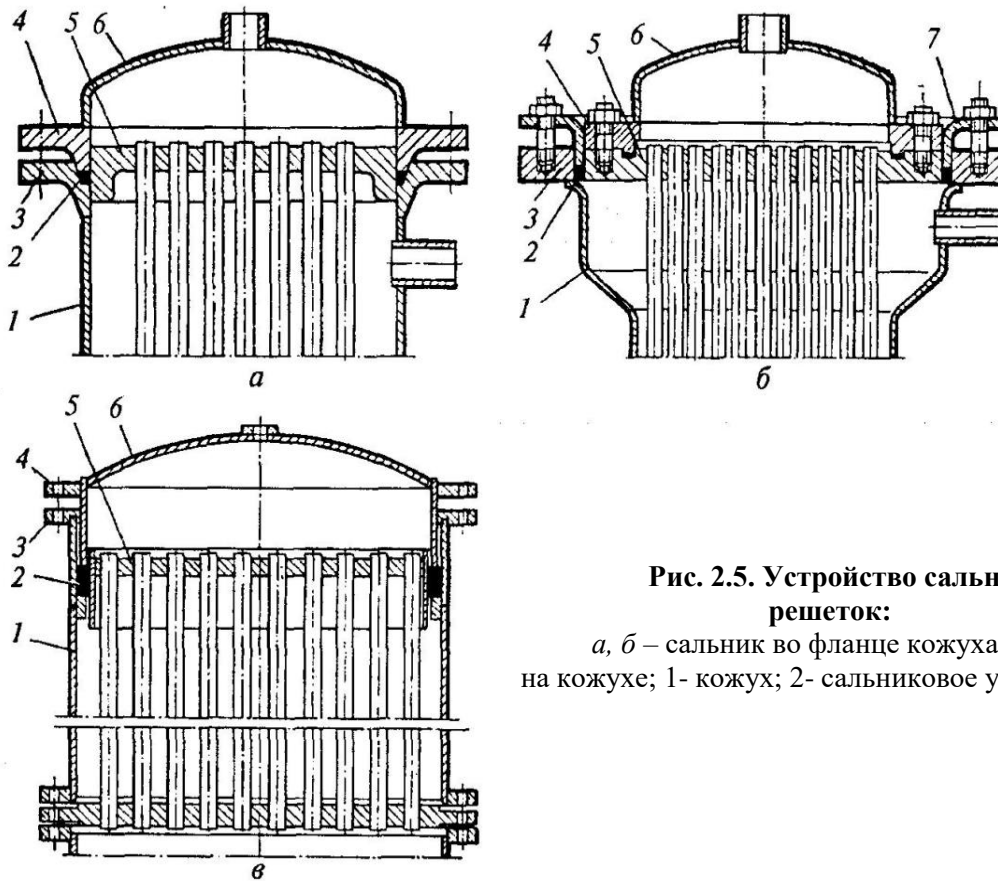


Рис. 2.5. Устройство сальников у решеток:

а, б – сальник во фланце кожуха; *в* -сальник на кожухе; 1- кожух; 2- сальниковое уплотнение;

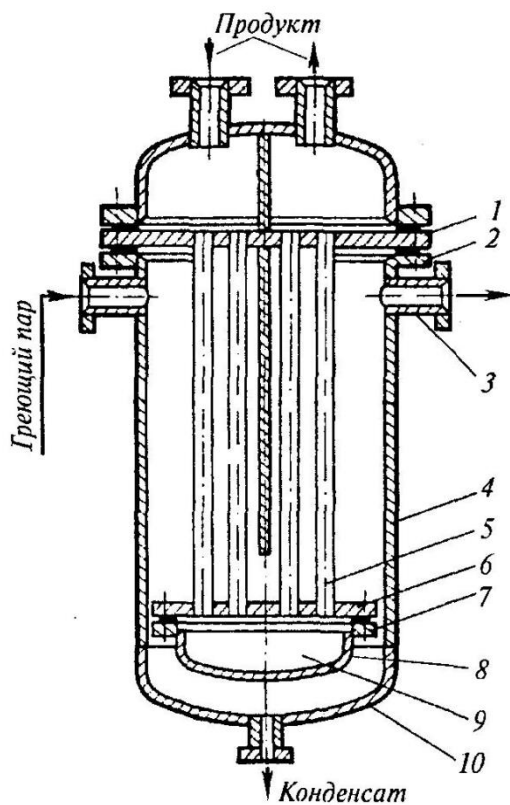


Рис. 2.6. Плавающая головка закрытого типа в двухходовом кожухотрубном теплообменнике:

1- неподвижная трубная решетка; 2 фланец кожуха; 3 штуцер для пара; 4- кожух; 5 - трубчатка; 6 - подвижная трубная решетка; 7- фланец подвижной решетки; 8 - крышка; 9 — нижняя продуктовая камера; 10 – нижняя крышка аппарата

Теплообменники типа «труба в трубе». Эти теплообменники включают несколько последовательно соединенных трубчатых элементов, состоящих из наружной трубы большего диаметра и расположенной внутри нее трубы меньшего диаметра (рис. 2.7). Один теплоноситель движется по внутренним трубам 1, а другой — по кольцевому зазору между внутренними и наружными 2 трубами.

Внутренние трубы соединены калачами 3, а наружные — патрубками 4. В этих теплообменниках достигаются высокие скорости теплоносителей, что позволяет увеличить коэффициент теплопередачи. При необходимости создания больших площадей поверхностей теплопередачи составляют батареи из нескольких секций.

Вместе с тем такие теплообменники более громоздки; их изготовление связано с необходимостью большого расхода металла на единицу поверхности теплообмена. Кроме того, у них трудно очищать межтрубное пространство.

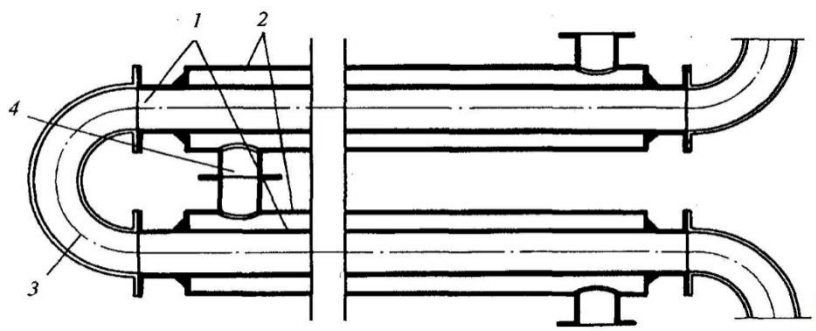


Рис. 2.7. Двухтрубный теплообменник типа «труба в трубе»:
1 – внутренние трубы; 2 – наружные трубы; 3 – калач; 4 – патрубок

Змеевиковые теплообменники. Эти аппараты можно разделить на погружные и оросительные.

Погружные теплообменники. В погружном змеевиковом теплообменнике (рис. 2.8, а) жидкость, газ или пар движутся по спиральному змеевику 1, который погружен в жидкость, находящуюся в корпусе 2 аппарата. Вследствие большого объема корпуса, в котором находится змеевик, скорость жидкости в корпусе незначительна, чем и объясняются низкие

значения коэффициента теплоотдачи снаружи змеевика. Несмотря на это, погружные теплообменники довольно широко применяют вследствие простоты устройства, доступности для очистки и ремонта, а также удобства работы при высоких давлениях.

Оросительные теплообменники. Такой теплообменник (рис. 2.8, б) представляет собой змеевик, собранный из трубок 2, соединенных между собой коленами 3. Змеевик закреплен на стойках 4. Сверху змеевика установлен распределительный желоб 1, а снизу — сборник 5.

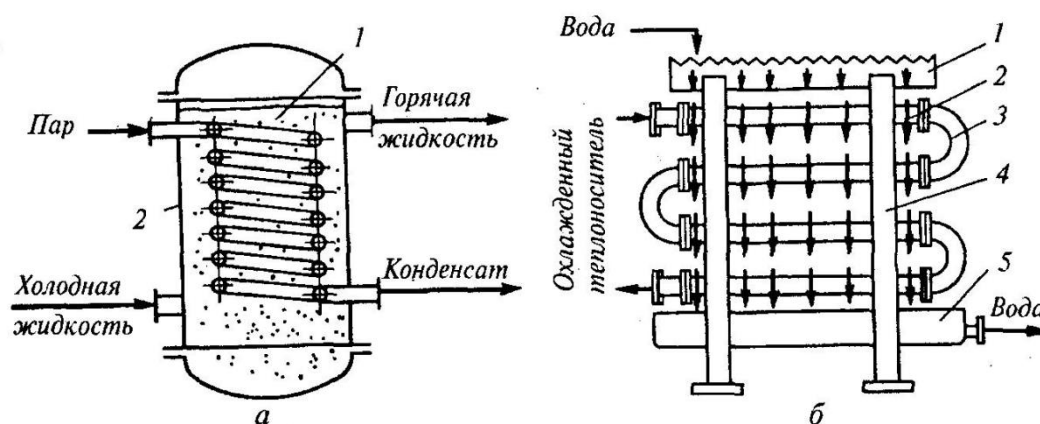


Рис. 2.8. Змеевиковые теплообменники:

а- погружной: 1 — змеевик, 2- корпус; б — оросительный: 1- распределительный желоб; 2- трубка; 3 - колено; 4 — стойка; 5- сборник

Теплоноситель движется по трубам. Охлаждающая вода поступает в распределительный желоб с зубчатыми краями, из которого равномерно перетекает на верхнюю трубу и на расположенные ниже трубы. Отработанная вода отводится из сборного желоба.

Несмотря на то, что коэффициенты теплоотдачи в оросительных теплообменниках несколько выше, чем у погружных, их существенными недостатками являются громоздкость и неравномерность смачивания наружной поверхности труб, которая приводит к нерациональному использованию поверхности теплообмена.

Оросительные теплообменники используют при небольших тепловых нагрузках и обычно устанавливают на открытых площадках.

Пластинчатые теплообменники. Основным теплопередающим элементом в пластинчатых теплообменниках служит штампованная из листа пластина с гофрированной поверхностью. Рабочая поверхность пластины по периметру имеет специальный паз, в который укладывают уплотнительную прокладку. При сжатии таких пластин в пакет между ними образуются щелевые каналы переменного сечения, по которым и перемещаются теплоносители.

Пластинчатые теплообменники по степени доступности для осмотра и механической очистки теплообменной поверхности делят на разборные, полуразборные и безразборные

У разборных аппаратов пластины жестко не скреплены одна с другой, у полуразборных пластины сварены попарно, а у безразборных все пластины по периметру сварены между собой.

Схема работы пластинчатого теплообменника приведена на рис.2.9. На двух горизонтальных штангах 7 фиксировано в вертикальном положении параллельно одна другой определенное количество пластин 15. К верхней штанге пластины подвешены, а нижняя играет роль направляющей. Обе штанги закреплены между собой стойками 9. С одной стороны аппарата на штангах подвешена плита 8, которая может свободно перемещаться с помощью винта 10. В рабочем состоянии все пластины прижаты друг к другу и образуют между собой зазоры для движения теплоносителей при помощи уплотнительных прокладок 13.

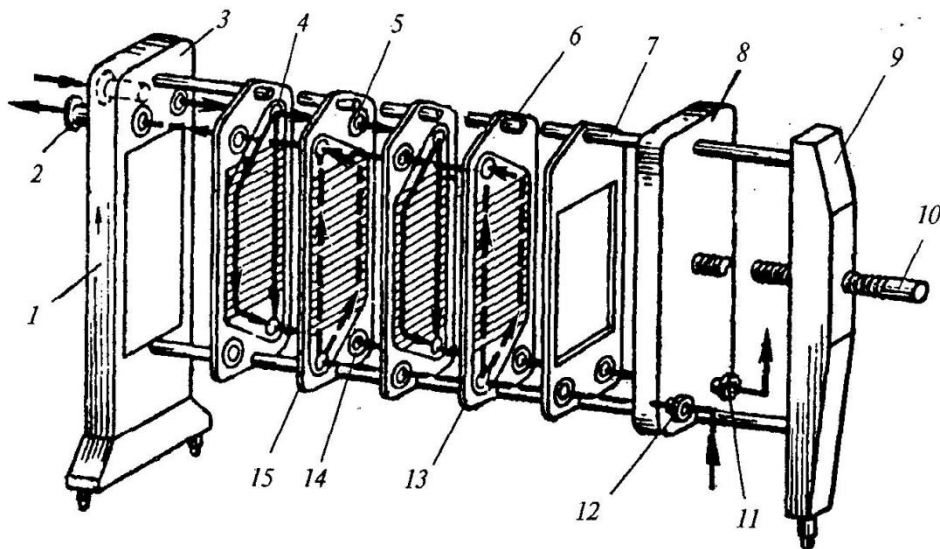


Рис.2.9. Пластинчатый теплообменник:

1, 2, 11, 12 – штуцера; 3 – стойка; 4, 14 – угловые отверстия; 5, 13 – уплотнительные прокладки; 6 – пластина; 7 – горизонтальные штанги; 8 – плита; 9 – стойка; 10 – винт; 15 – пластина

Для ввода и вывода теплоносителей служат штуцера 1, 2, 11, 12, установленные на подвижной плите 8 и стойке 3.

Путь нагреваемой жидкости в аппарате показан сплошной линией, а теплоносителя - штриховой. Нагреваемая жидкость входит в штуцер и через угловое отверстие 4 ближайшей пластины попадает в коллектор, образованный такими же отверстиями, по которому проходит до пластины 6, у которой отверстие 4 отсутствует, и распределяется по нечетным каналам между пластинами. Эти каналы сообщаются с коллектором благодаря соответствующему расположению уплотнительных прокладок 5, 13. Между пластинами продукт движется вниз, омывает их гофрированные поверхности, обогреваемые движущимся по соседним каналам теплоносителем, и уходит из каналов по нижнему коллектору, образованному угловыми отверстиями 14, а из аппарата - через штуцер 11.

Теплоноситель движется аналогично, навстречу продукту. Он входит в аппарат через штуцер 12, попадает в нижний коллектор, проходит по четным каналам и выходит из каналов в верхний коллектор, а из аппарата — через штуцер 2.

Важная особенность Пластинчатых аппаратов – практически неограниченные возможности организовывать движение жидкости между пластинами с учетом различных факторов, влияющих на работу аппарата. Это достигается варьированием схем движения потоков Жидкостей между пластинами.

Три варианта компоновки аппарата, состоящего из девяти пластин, приведены на рис. 2. 10.

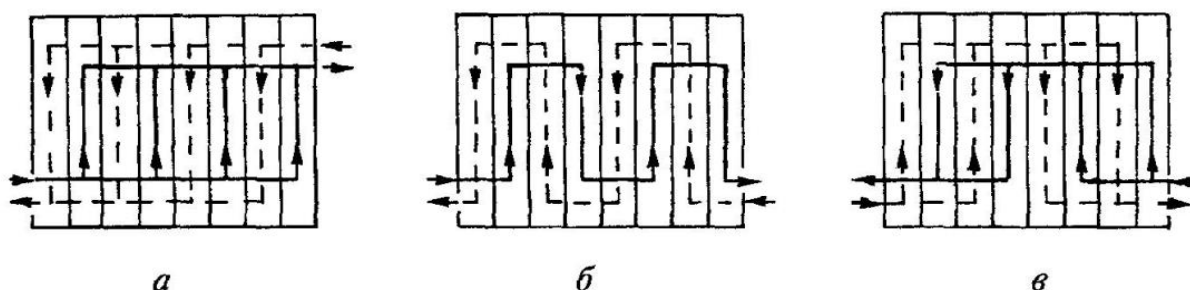


Рис. 2.10. Схемы движения жидкости в пластинчатых теплообменниках:

а — параллельное; б - последовательное; в - смешанное

Как видно из рис. 2.10, можно организовать движение теплоносителей по-разному.

Все пластины в аппарате собирают в пакеты. Пакетом называют группу пластин, между которыми жидкость движется в одном направлении.

Пластинчатые теплообменники компактны, их легко разбирать и очищать от загрязнений. В 1 м объема, занимаемого аппаратами, может содержаться до 100...300 м² теплопередающей поверхности. К недостаткам таких аппаратов относятся невозможность работы при высоких давлениях и трудность выбора эластичных химически стойких материалов для прокладок.

Спиральные теплообменники. Поверхность теплообмена у спиральных теплообменников образована двумя металлическими листами 1 и 2 (рис. 2.11), свернутыми по спирали. Внутренние концы листов приварены к глухой перегородке 3, а их наружные концы сварены друг с другом. С торцов спирали закрыты установленными на прокладках плоскими крышками 4 и 5.

Таким образом, внутри аппарата образуются два канала, по которым движутся теплоносители.

Такие теплообменники применяют для теплообмена между жидкостями и газами. Они не забиваются твердыми частицами, взвешенными в теплоносителе.

Спиральные теплообменники компактны, работают при высоких скоростях теплоносителей и характеризуются при равных скоростях сред меньшим гидравлическим сопротивлением, чем трубчатые теплообменники. Вместе с тем эти аппараты сложны в изготовлении, ремонте и чистке.

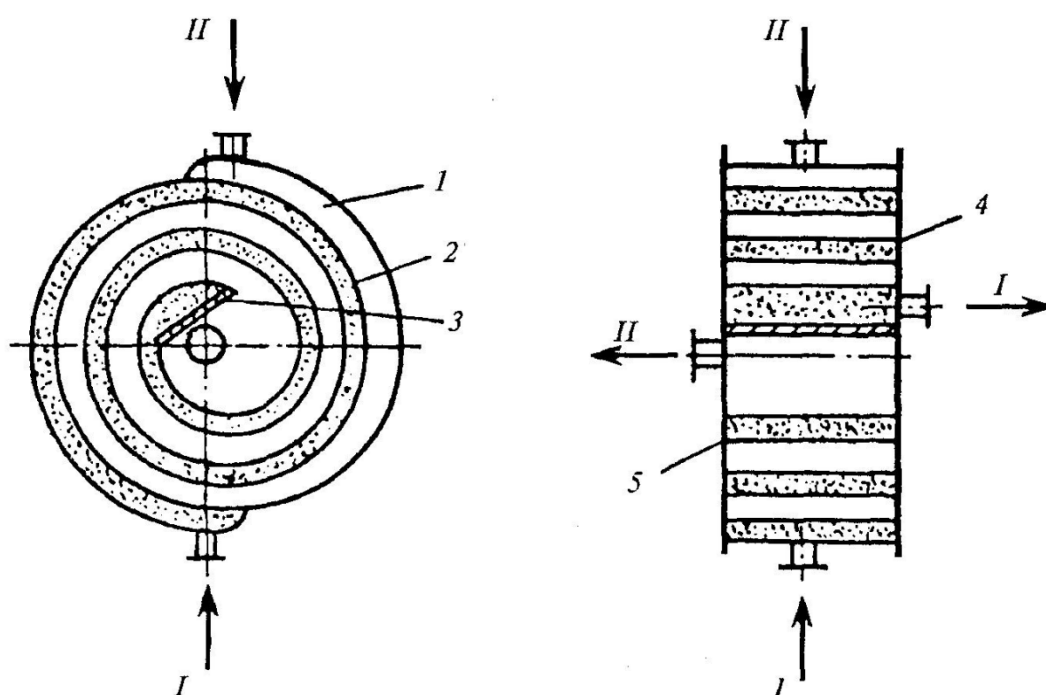


Рис. 2.11. Спиральный теплообменник:

1, 2- листы, свернутые в спираль; 3 — перегородка; 4, 5 - крышки

Оребренные теплообменники. Теплообменники с оребренными поверхностями теплообмена относятся к более эффективным аппаратам. Оребрение поверхности со стороны теплоносителя с низким значением коэффициента теплоотдачи (например, газы) позволяет значительно повысить тепловые нагрузки аппаратов.

Примером оребренного теплообменника может служить калорифер, используемый для нагрева воздуха водяным насыщенным паром. Калорифер (рис. 2.12) имеет общий коллектор 1 для подачи пара и приема конденсата, поверхность теплообмена состоит из труб с ребрами 3.

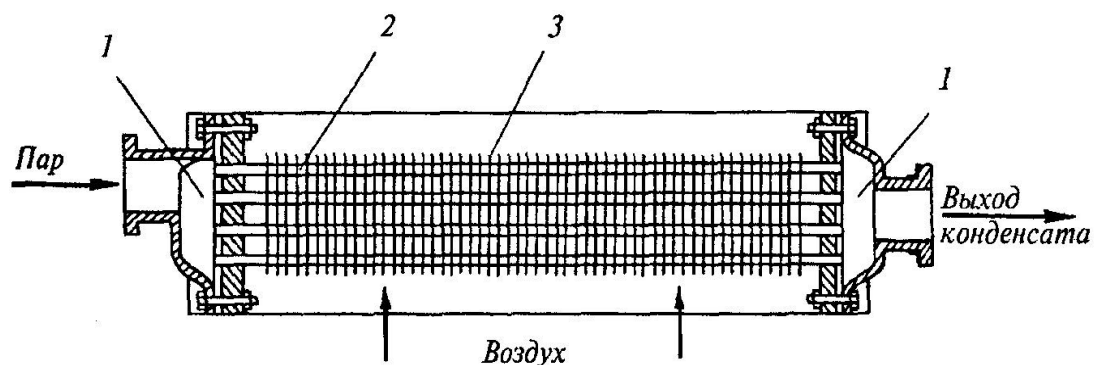


Рис. 2.12. Секция калорифера:

1- коллектор; 2- труба; 3- ребра

Смесительные теплообменники. В этих аппаратах теплоносители непосредственно контактируют один с другим. В пищевых производствах широко применяют теплообменники смешения в качестве аппаратов для конденсации водяных паров конденсаторов. Они бывают мокрого и сухого типов.

В мокрых конденсаторах охлаждающую воду, конденсат и неконденсирующиеся газы откачивают совместно из нижней части аппарата с помощью мокровоздушного насоса, в сухих – охлаждающую воду и конденсат отводят из нижней части аппарата, а воздух отсасывается вакуум-насосом из верхней части.

Мокрый прямоточный конденсатор. Этот аппарат (рис. 2.13) состоит из цилиндрического корпуса 1 с крышкой 2, на которой установлены патрубок 3 для подачи пара и распылители 4 для холодной воды. Внутренний объем аппарата соединен с мокровоздушным насосом 5. Внутри корпуса установлена перегородка 6.

Охлаждающая вода вводится в конденсатор через сопла-распылители. Распыление воды значительно увеличивает поверхность контакта (теплообмена), что приводит к интенсификации процесса конденсации пара.

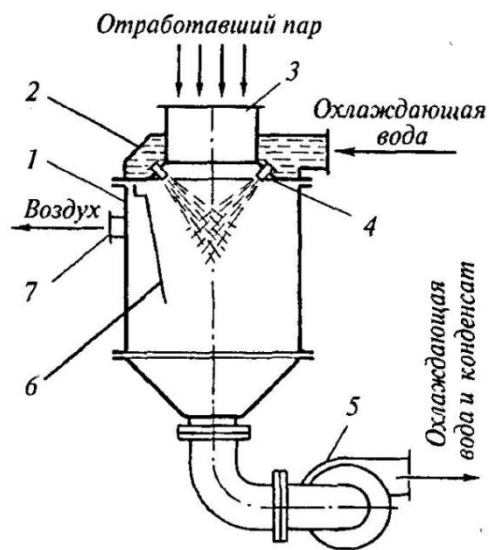


Рис. 2.13. Прямоточный конденсатор смешения:
 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – патрубок для пара; 4 – распылитель; 5 – мокровоздушный насос; 6 – перегородка; 7

Смесь конденсата, воды и неконденсирующиеся газы откачивают из аппарата мокровоздушным насосом. Неконденсирующиеся газы, выделяющиеся из смеси жидкости, удаляют через патрубок 7.

Расход охлаждающей воды можно определить из уравнений (2.12) и (2.13)

Сухой полочный барометрический конденсатор. Этот конденсатор состоит из корпуса 5 (рис. 2.14), внутри которого на определенном расстоянии одна от другой установлены сегментные полки 4, барометрической трубы 3, гидравлического затвора — колодца 2 и каплеуловителя 1. Конденсирующиеся пары поступают в нижнюю часть аппарата и поднимаются вверх, а сверху

вниз течет холодная вода. Вода протекает с полки на полку в виде тонких струй. При контактировании пара с водой происходит конденсация и смесь конденсата и воды сливается самотеком в барометрическую трубу высотой около 10 м и затем через колодец выливается в канализацию.

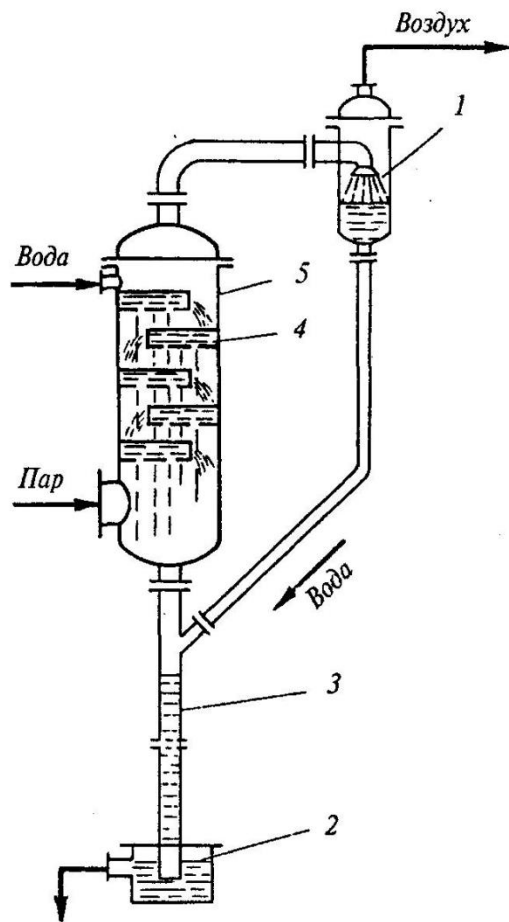


Рис. 2.14. Барометрический конденсатор:

1- каплеуловитель; 2- гидравлический затвор; 3- барометрическая труба; 4 — полки; 5 –

Неконденсирующиеся газы отсасываются через верхнюю часть корпуса конденсатора суховоздушным насосом через каплеуловитель. Барометрическая труба, в которой вода находится на уровне, соответствующем степени разрежения в конденсаторе, вместе с колодцем служит гидравлическим затвором; она обеспечивает непосредственный слив охлаждающей воды в смеси с

конденсатором без установки насоса.

Барометрические конденсаторы широко применяют для создания и поддержания низких давлений. В выпарных аппаратах и установках.

Высота барометрической трубы (м)

$$H_{\text{тр}} = h_1 + h_2 + 0,5, \quad (2.14)$$

где h_1 — высота столба жидкости, уравнивающей разность давлений в конденсаторе и атмосферного, м; $h_1 = 103,3B$ (здесь B — разрежение в конденсаторе, МПа); h_2 - высота столба жидкости, необходимая для создания динамического напора, который обеспечивает движение жидкости в трубе, м;

$$h_2 = \frac{w^2}{2g} \left(2,5 + \lambda \frac{H_{\text{тр}}}{d} \right),$$

где w — скорость движения жидкости по трубе; ее принимают равной 1...2 м/с; g - ускорение свободного падения, м/с²; λ - коэффициент гидравлического сопротивления; d — диаметр трубы, м;

$$d = \sqrt{\frac{4(D + W)}{\pi W \rho}}$$

Здесь D и W — массовые расходы воды и пара, кг/с; ρ — плотность смеси конденсата и воды.

Для выбора вакуум-насоса по производительности необходимо знать количество воздуха, содержащегося в паре и воде, а также количество воздуха, подсасываемого в конденсатор и коммуникации через неплотности уплотнений (м/с),

$$V_B = \frac{G_B R_B (273 + t_B)}{P_B}, (2.15)$$

где G_B - количество воздуха, кг/с;

$$G_B = [(0,025G + W) + 10W]10^{-3}, (2.16)$$

где $R_B = 288$ Дж/(кг · К) — газовая постоянная; t_B — температура воздуха, °С; $P_B = P_{ат} - P_{п}$ - парциальное давление воздуха, равное разности атмосферного давления и парциального давления пара в конденсаторе при температуре воздуха, Па; G - количество конденсируемого пара, кг/с.

Конденсатоотводчики. В пищевых производствах наиболее распространены поверхностные теплообменники, использующие в качестве греющего теплоносителя водяной насыщенный пар. Для отвода конденсата из парового пространства аппарата без выпуска пара применяют специальные устройства, называемые конденсатоотводчиками.

По принципу действия конденсатоотводчики делят на три вида: с гидравлическим затвором (сифоны); с гидравлическим сопротивлением (подпорные шайбы); с механическим затвором (поплавковые).

Конденсатоотводчик с гидравлическим затвором (сифон) показан на рис. 2.15. Высота гидравлического затвора (м)

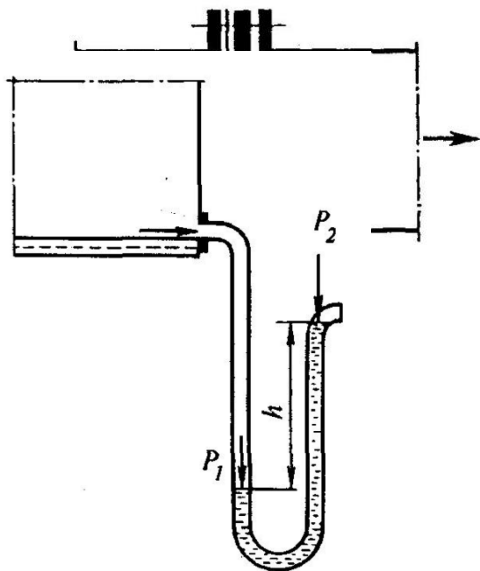


Рис. 2. 15.
Конденсатоотводчик-сифон

$$h = 100(p_1 - p_2), (2.17)$$

где p_1 — давление пара в начале гидравлического затвора, МПа; p_2 — давление окружающей среды, в которую отводится конденсат, МПа.

Такие устройства применяют в аппаратах невысоким давлением, в основном в аппаратах, работающих под вакуумом.

Недостатки таких конденсатоотводчиков - большая высота затвора и утечки пара.

Подпорная шайба (рис. 2.16) представляет собой диск 2 с одним или несколькими отверстиями, площадь сечения которых обеспечивает истечение заданного количества конденсата при заданном перепаде давления. Перед шайбой ставят конический фильтр I из проволочной сетки для предотвращения засорения отверстий. Шайбы рекомендуется использовать при давлениях не более 0,5 МПа.

Суммарную площадь отверстий шайбы определяют отдельно для прохода конденсата G и для прохода вторичного пара D' (образующегося при самоиспарении части конденсата вследствие падения давления в шайбе) по уравнению

$$D' = G(i_1 - i_2)/(i - i_2), (2.18)$$

где G и D' - массовые расходы конденсата и вторичного пара, кг/с; i_1 и i_2 - удельные энтальпии конденсата до и после конденсатоотводчика, Дж/кг; i - удельная энтальпия вторичного пара, Дж/кг.

Площадь отверстия (м²):

Рис. 2.16.
Конденсатоотводчик - подпорная шайба:

1- конический фильтр; 2- диск с отверстиями

Для прохода пара

$$F_{\text{п}} = 0,82 \cdot 10^{-2} D' \cdot \sqrt{P_2 \gamma_2}; (2.19)$$

для прохода конденсата

$$F_k = 0,367 \cdot 10^{-4} (G - D') / \sqrt{P_1 P_3}, (2.20)$$

где P_1 — давление среды до шайбы, МПа; P_2 — давление жидкости в отверстии шайбы, МПа; P_3 — давление конденсата после шайбы, МПа; γ_2 - удельный вес пара при давлении P_2 , Н/м²; $\gamma_2 = g/v$. Здесь g - ускорение свободного падения, м/с²; v - удельный объем пара при давлении P_2 , м³/кг.

Давление жидкости p_2 меньше давления до шайбы p_1 на величину потерь $\Delta p = 0,06(p_1 - p_2)$.

Недостаток подпорных шайб — неудовлетворительная работа при колебаниях давления и расхода конденсата.

Конденсатоотводчики с механическим затвором делят на устройства с закрытым и открытым поплавками.

Конденсатоотводчик с закрытым поплавком, называемый конденсационным горшком (рис. 2.17, а), состоит из корпуса 4, поплавок 3, клапана 5, стержня 2 и направляющего стакана 1.

Когда конденсат поступает в корпус, поплавок всплывает, открывая клапаном 5 выход конденсата из корпуса. Такие конденсатоотводчики применяют при давлении свыше 1 МПа.

Конденсатоотводчик подбирают по диаметру условного прохода D , в зависимости от коэффициента пропускной способности R .

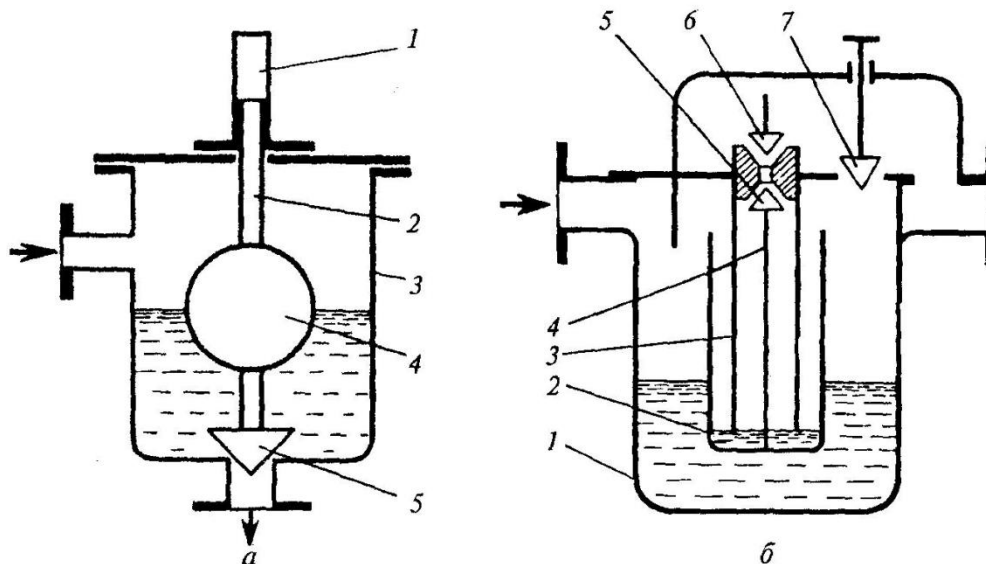


Рис.
2.17.

Конденсатоотводчики:

а — с закрытым поплавком: 1 — направляющий стакан; 2- стержень; 3 — поплавок; 4- корпус; 5- клапан; б - с открытым поплавком: 1- корпус; 2 – поплавок; 3-труба для отвода конденсата; 4 — стержень; 5 — клапан; 6 — обратный клапан; 7-продувочный вентиль

Пропускная способность может быть получена из соотношения

$$R = (18,9 \dots 22,8) G_K / \sqrt{\Delta p}, \quad (2.21)$$

где G_K - расход конденсата; Δp — разность давлений между давлением пара в аппарате и давлением в линии после конденсатоотводчика.

Конденсатоотводчик с открытым поплавком показан на рис. 2.17, б. Конденсат попадает в корпус 1. При этом поплавок 2, выполненный в виде стакана, всплывает и клапаном 5 закрывает выходное отверстие. Клапан крепится к поплавку стержнем 4. При дальнейшем поступлении в корпус конденсат начинает переливаться через край стакана, заполняя его. При этом поплавок тонет, открывая клапаном 5 выходное отверстие. Для продувки установлен вентиль 7.

По сравнению с сифонами и подпорными шайбами конденсатоотводчики с механическими затворами более сложны и менее надежны в работе. Однако они могут работать при более высоких давлениях.

2.5. Выбор типа теплообменного аппарата

При выборе типа теплообменного аппарата необходимо учесть основные требования, предъявляемые к ним.

Основное требование соответствие аппарата технологическому процессу обработки данного продукта. Оно достигается при соблюдении следующих условий: поддержание необходимой температуры и возможности регулирования ее по заданному режиму; соответствие скоростей продукта необходимой продолжительности пребывания его в аппарате; выбор материала аппарата в соответствии с химическими свойствами продукта.

Не менее важные требования к аппарату — высокая эффективность (производительность) и экономичность работы. Эти требования выполняются при соблюдении следующих условий: достаточные скорости теплоносителей для обеспечения турбулентного режима; обеспечение оптимальных условий для отвода конденсата и удаления неконденсирующихся газов; достижение соизмеримых термических сопротивлений по обеим сторонам поверхности теплообмена; предотвращение возможности загрязнения поверхности теплообмена.

Кроме того, необходимо добиваться компактности аппарата, малой массы, простоты конструкции, удобства монтажа, обслуживания и ремонта его.

Интенсификация теплообмена одно из основных направлений развития и усовершенствования теплообменных аппаратов. Как уже было сказано, эффективность теплообменного процесса определяется величиной коэффициентов теплоотдачи и термического сопротивления.

Основные способы повышения коэффициента теплоотдачи следующие.

1. Обеспечение турбулентного режима движения теплоносителей, для чего используют перемешивание, искусственное перемещение теплоносителей по различным по форме каналам, в виде тонкой пленки и др.

2. Удаление воздуха и неконденсирующихся газов из «глухих» пространств поверхностей теплообмена.

3. Своевременный и полный отвод конденсата.

4. Снижение термических сопротивлений стенок аппарата поддержанием их в чистоте.

5. Повышение средней разности температур и теплового потока в тех случаях, когда это допускается режимами обработки продукта.

6. Правильный выбор типа аппарата и способа подвода теплоносителей.

Обычно ни одна из конструкций не удовлетворяет полностью всем требованиям и приходится ограничиваться выбором наиболее подходящей конструкции.

В одноходовых трубчатых теплообменниках суммарное поперечное сечение труб относительно велико. Это дает возможность достичь высоких скоростей в трубах, естественно, при больших объемных расходах. Поэтому такие аппараты рационально использовать, когда скорость процесса определяется величиной коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве.

Многоходовые трубчатые теплообменники используют в качестве парожидкостных подогревателей, а элементные дают хорошие результаты в качестве жидкостно-жидкостных и газовой-газовых теплообменников.

"Теплообменники «труба в трубе» эффективны при небольших тепловых нагрузках для осуществления теплообмена между двумя жидкостями и между жидкостью и конденсирующимся паром.

Змеевиковые теплообменники погружного типа используют при небольших тепловых нагрузках в охлаждающих и нагревательных аппаратах, а оросительные — для охлаждения жидкостей и конденсации паров.

Пластинчатые аппараты всегда предпочтительнее аппаратов других типов при теплообмене между жидкостями, а спиральные - между жидкостями и конденсирующимся паром.

2.6. Расчет теплообменных аппаратов

Теплотехнический расчет теплообменных аппаратов с применением ЭВМ. Современное развитие технологических процессов пищевых производств немислимо без активного воздействия на материальные потоки высоких и низких температур и давлений.

В связи с этим значительно возрастает роль энергетических факторов ведения технологических процессов. К числу таких факторов относится температурное (тепловое) воздействие - эффективное средство оптимальной организации технологии производства пищевого продукта с заданными физико-химическими и органолептическими показателями качества. Значительное улучшение технологических показателей процессов сопровождается заметным повышением экономических результатов работы аппаратов и установок.

Расширение сферы применения тепловой энергии в пищевых производствах привело к созданию различных теплообменных аппаратов, к возрастанию единичной мощности их, появлению отдельных станций, потребление энергии которыми сильно возросло и составило значительную часть от общего энергопотребления предприятия.

Теплообменные аппараты и установки в настоящее время являются и наиболее крупными потребителями воды.

Из сказанного выше следует, что в связи с современными тенденциями развития систем теплоиспользования и водоснабжения комплексная оптимизация теплообменных аппаратов актуальна и может рассматриваться как путь совершенствования энергоиспользования на промышленных предприятиях.

Расчет теплообменных аппаратов и установок — трудоемкая многовариантная задача. Поэтому целесообразно использовать при расчетах теплообменных аппаратов электронно-вычислительные машины (ЭВМ),

которые позволяют сократить время расчета и повысить точность получаемых результатов.

Различают два вида расчетов поверхностных теплообменных аппаратов: проектный и проверочный. Цель проектного расчета – определение необходимой поверхности теплообмена и конструктивных размеров аппарата, в котором необходимо осуществить тепловой процесс при заданных условиях. При помощи проверочного расчета устанавливают возможность использования имеющегося в наличии теплообменного аппарата для проведения заданного теплового процесса и определяют условия, обеспечивающие оптимальный режим работы.

Ниже приведена в общем укрупненном виде блок-схема теплотехнического расчета теплообменника на ЭВМ (рис. 2.18).

Тепловой расчет поверхностного теплообменника. Как было сказано выше, поверхностные теплообменники можно использовать как аппараты для подогрева жидкостей и газов, а также как аппараты для конденсации пара.

Тепловой расчет проектируемого теплообменника выполняют в такой последовательности.

1. Определяют тепловую нагрузку и расход теплоносителей. Тепловую нагрузку (расход теплоты) и расход теплоносителей находят по уравнениям (1.83)... (1.90) теплового баланса, учитывая при этом конкретный вид теплового процесса.

2. Вычисляют среднюю разность температур.

Прежде чем найти Δt , устанавливают более эффективный способ подвода теплоносителей и затем рассчитывают по формулам (1.102)... (1.106) среднюю разность температур.

3. Находят коэффициент теплопередачи. Для определения коэффициента теплопередачи K , необходимо предварительно рассчитать коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , по обе стороны поверхности (стенки) теплообмена, а

также термические сопротивления самой стенки с учетом сопротивлений загрязнений, которые могут образоваться на поверхностях стенки.

Коэффициенты теплоотдачи рассчитывают в зависимости от вида теплового процесса и условий его протекания по критериальным уравнениям, приведенным в главе 1.

Для расчета часто бывает необходимо знать температуры стенок поверхности теплообмена, значения которых, в свою очередь, зависят от определяемой величины α . В таких случаях коэффициенты теплоотдачи обычно рассчитывают методом последовательных приближений с использованием ЭВМ, как описано в главе 1.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формулам (1.79) и (1.80).

4. Определяют необходимую площадь поверхности теплообмена.

Необходимую площадь поверхности теплообмена F для обеспечения заданного теплового процесса при заданных условиях рассчитывают по формуле (1.78).

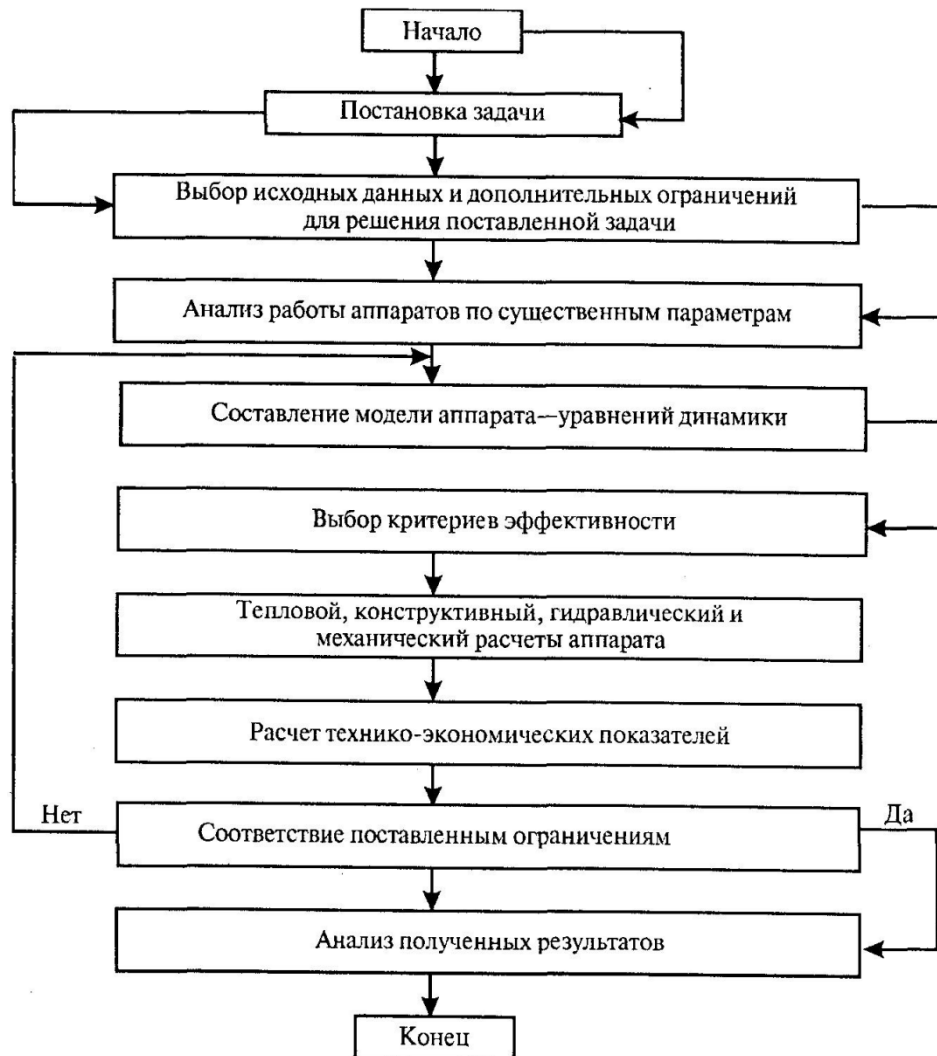


Рис.2.18. Блок-схема алгоритма теплотехнического расчета теплообменника

При использовании поверхностных теплообменников в качестве аппаратов для конденсаций пара методика расчета необходимой поверхности теплообмена приведена ниже.

Если пар, поступающий на конденсацию, перегретый, то поверхность теплообмена конденсатора складывается из трех зон, которым соответствуют стадии процесса конденсации (рис. 2. 19):