

А.Ю. Боташев,  
Р.С. Малсугенов

**КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы  
по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств»  
для обучающихся направления подготовки  
15.03.02 – Технологические машины и оборудование  
очной, заочной форм обучения

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

**СЕВЕРО-КАВКАЗСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
ГУМАНИТАРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ**

**А.Ю. Боташев,  
Р.С. Малсугенов**

**КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы  
по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств»  
для обучающихся направления подготовки  
15.03.02 – Технологические машины и оборудование  
очной, заочной форм обучения

**Черкесск  
2018**

**УДК 664**  
**ББК 36.81**  
**Б 86**

Рассмотрено на заседании кафедры «Технологические машины и переработка материалов» (протокол № 11 от «03» июля 2018 г.)

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом СевКавГГТА (протокол №15 от «30» октября 2018 г.)

**Рецензент:** З.К. Хубиева, д.т.н., профессор

**Б 86**      **Боташев А.Ю.** Конструкции и расчет рекуперативных теплообменных аппаратов: учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств» для обучающихся направления подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование очной, заочной форм обучения / А.Ю. Боташев, Р.С. Малсугенов. – Черкесск: БиЦ СевКавГГТА, 2018. –64с.

Учебно-методическое пособие разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего образования для направления подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование на основе рабочей программы дисциплины «Процессы и аппараты пищевых производств».

В учебно-методическом пособии приведена методика теплового поверочного и конструктивного расчётов рекуперативных теплообменных аппаратов, дано описание особенностей конструкции и принципа работы различных типов рекуператоров. Рассмотрены примеры расчета кожухотрубного теплообменного аппарата, секционного теплообменника типа «труба в трубе» и пластинчатого теплообменного аппарата.

**УДК 664**  
**ББК 36.81**

© Боташев А.Ю., Малсугенов Р.С., 2018  
© ФГБОУ ВПО СевКавГГТА, 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. СХЕМЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ .....	6
1.1. Рекуперативные теплообменники .....	6
2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ .....	19
2.1. Основные уравнения процесса теплообмена .....	19
2.2. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи.....	22
2.3. Определение средней величины разности температур теплоносителей..	27
2.4. Расчёт гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов.....	28
3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ .....	31
3.1. Методика проведения теплового расчета .....	31
3.2. Пример расчета секционного теплообменника «Труба в трубе».....	34
3.3. Пример расчета пластинчатого теплообменного аппарата .....	42
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	52
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	53

## ВВЕДЕНИЕ

На предприятиях по переработке сельскохозяйственной продукции одним из наиболее распространенных процессов является тепловая обработка. В зависимости от характера и цели технологического процесса тепловая обработка должна обеспечивать: поддержание температуры на определенном уровне, нагревание холодного или, охлаждение горячего продукта замораживание продукта и т.п.

Все эти процессы связаны с передачей теплоты обрабатываемому продукту (веществу) или отводом от него теплоты, т.е. с теплообменом.

Аппараты, основным назначением которых является теплообмен между веществами, называются теплообменниками.

Вещества, участвующие в теплообмене – теплоносители. Теплоноситель, который во время процесса отдаёт теплоту, называется горячим теплоносителем (теплоотдатчиком) а теплоноситель, который получает в аппарате теплоту, является холодным (теплоприемником).

Основным признаком классификации теплообменных аппаратов является способ передачи теплоты в аппарате. По этому признаку различают рекуперативные, регенеративные и смесительные теплообменные аппараты.

подавляющее большинство теплообменных аппаратов, применяемых в пищевой промышленности, являются рекуперативными теплообменными аппаратами, в которых оба теплоносителя перемещаются одновременно и тепло передается через стенку (поверхность нагрева), разделяющую их.

В зависимости от конфигурации поверхности нагрева рекуперативные теплообменные аппараты могут быть трубчатыми, пластинчатыми, спиральными и т.д. Широкое распространение получили трубчатые аппараты, к которым относятся кожухотрубные, змеевиковые, типа «труба в трубе» и пластинчатые аппараты. В зависимости от назначения аппараты различают: подогреватели, холодильники, испарители, конденсаторы.

# 1. СХЕМЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

По принципу действия теплообменники делятся на рекуперативные, регенеративные и смесительные [2, 9]. В рекуперативных теплообменниках теплоносители разделены стенкой, и теплота передается от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку. В регенеративных теплообменниках одна и та же теплообменная поверхность омывается попеременно горячим и холодным теплоносителями. При этом теплообменная поверхность аккумулирует теплоту горячего теплоносителя, а затем отдает ее холодному теплоносителю. В смесительных аппаратах передача теплоты происходит при непосредственном взаимодействии теплоносителей.

## 1.1. Рекуперативные теплообменники

Рекуперативные теплообменники в зависимости от конструкции разделяются на кожухотрубчатые, типа «труба в трубе», змеевиковые, пластинчатые, спиральные, оросительные и аппараты с рубашками [2, 5,9].

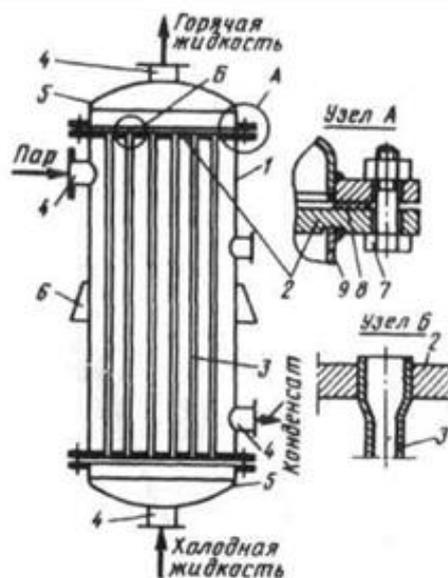
**Кожухотрубные теплообменники** наиболее широко распространены в пищевых производствах.

Кожухотрубный вертикальный одноходовой теплообменник с неподвижными трубными решетками (рис. 1) состоит из цилиндрического корпуса, который с двух сторон ограничен приваренными к нему трубными решетками с закрепленными в них греющими трубами [9]. Пучок труб делит весь объем корпуса теплообменника на трубное пространство, заключенное внутри греющих труб, и межтрубное. К корпусу прикреплены с помощью болтового соединения два днища. Для ввода и вывода теплоносителей корпус и днища имеют патрубки.

Один поток теплоносителя, например жидкость, направляется в трубное пространство, проходит по трубкам и выходит из теплообменника через патрубок в верхнем днище. Другой поток теплоносителя, например пар, вводится в межтрубное пространство теплообменника, омывает снаружи

греющие трубы и выводится из корпуса теплообменника через патрубок. Теплообмен между теплоносителями осуществляется через стенки труб.

Греющие трубы соединены с трубной решеткой сваркой либо развальцованы в ней (см. узел *Б* на рис. 1). Греющие трубы изготавливают из стали, меди или латуни. Размещают греющие трубы в трубных решетках несколькими способами: по сторонам и вершинам правильных шестиугольников (в шахматном порядке), по сторонам и вершинам квадратов (коридорное) и по концентрическим окружностям. Такие способы размещения обеспечивают создание компактной конструкции теплообменника. Шаг размещения труб зависит от внешнего диаметра трубы. При развальцовке труб в трубной решетке шаг определяют по формуле  $t=(1,3...1,5)d_H$ , где -  $d_H$  — наружный диаметр трубы.



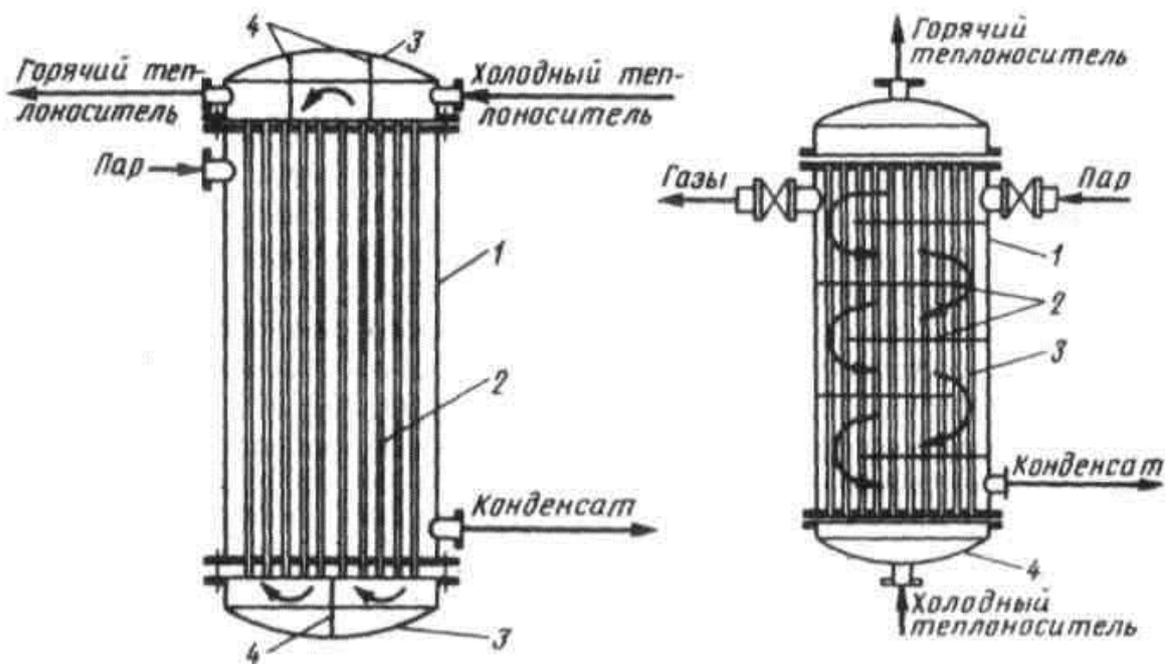
**Рис. 1.** Схема вертикального одноходового кожухотрубного теплообменника с неподвижными трубными решетками и размещение труб в трубной решетке: 1 — корпус; 2 — трубная решетка; 5 — греющая труба; 4 — патрубок; 5 — днища; 6 — опорная лапа; 7 — болт; 8 — прокладка; 9 — обечайка.

С целью интенсификации теплообмена в кожухотрубных теплообменниках пучок труб секционируют, т. е. разделяют на несколько секций (ходов), по которым теплоноситель проходит последовательно. Разбивка труб на ряд ходов достигается с помощью перегородок в верхнем и

нижнем днищах. На рис.2 показан такой многоходовой теплообменник, в котором теплоноситель проходит трубное пространство за четыре хода [9].

Этим достигается повышение скорости теплоносителя, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве. Целесообразно увеличивать скорость того из теплоносителей, который имеет большее термическое сопротивление.

Секционировать можно и межтрубное пространство за счет установки направляющих перегородок (рис. 2).



**Рис. 2.** Схемы многозаходных теплообменников

а) схема многоходового теплообменника (по трубному пространству):

1- корпус; 2 - греющая труба;  
3 - днище; 4 - перегородки

б) схема многоходового теплообменника (по межтрубному пространству):

1- корпус; 2 - перегородка;  
3-греющая труба; 4 - днище

Площадь поперечного сечения для прохода теплоносителя рассчитывают по следующим зависимостям [2]:

в трубках

$$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1, \quad (1.1)$$

в межтрубном пространстве

$$f = \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4}, \quad (1.2)$$

где  $D$  – внутренний диаметр корпуса теплообменника;

$n$  – общее количество трубок;

$n_1 = n/z$  – число трубок в одном ходе;

$z$  – число ходов

Площадь поверхности теплообмена кожухотрубного теплообменника определяется по следующей зависимости

$$F = \pi d_p l n, \quad (1.3)$$

где  $d_p$  – расчетный диаметр;

$l$  – длина трубок.

Если коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  теплоносителей различаются на порядок, то в качестве расчетного диаметра  $d_p$  принимают диаметр трубы со стороны меньшего из  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , в противном случае  $d_p = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$ .

### **Теплообменники типа «труба в трубе»**

Эти теплообменники могут быть односекционными и многосекционными. Односекционный теплообменник (рис. 3) содержит наружную трубу, внутри которой находится труба меньшего диаметра, либо находятся несколько трубок, расположенные параллельно наружной трубе. Один из теплоносителей движется по внутренним трубам, а другой теплоноситель движется в межтрубном пространстве, образованном внешней трубой и внутренними трубками. Теплообмен осуществляется через стенку внутренних трубок.

Многосекционный теплообменник этого типа состоит из ряда наружных труб большего диаметра и расположенных внутри них труб меньшего диаметра (рис. 4). Внутренние и внешние трубы секций

теплообменника соединены друг с другом последовательно с помощью колен и патрубков.

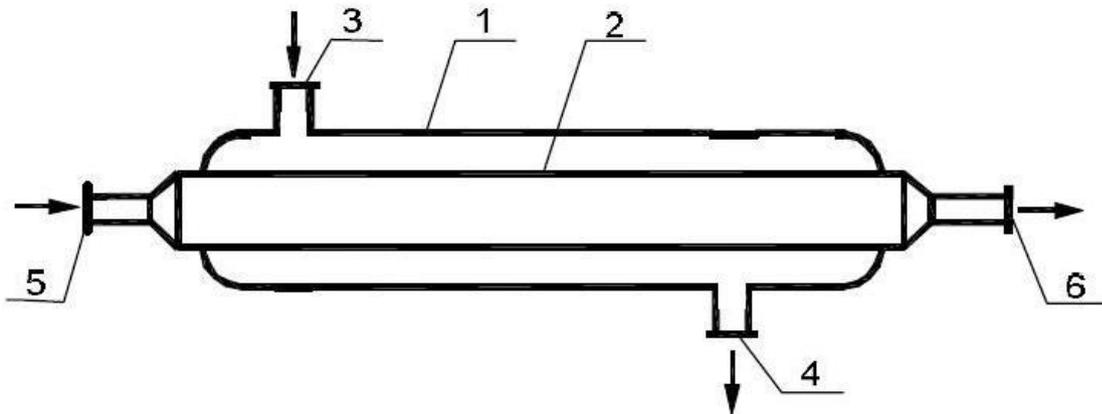


Рис. 3. Схема односекционного теплообменника типа «труба в трубе»:

1 – большая труба; 2 – малая труба; 3, 4, 5, 6 – патрубки для входа и выхода теплоносителей

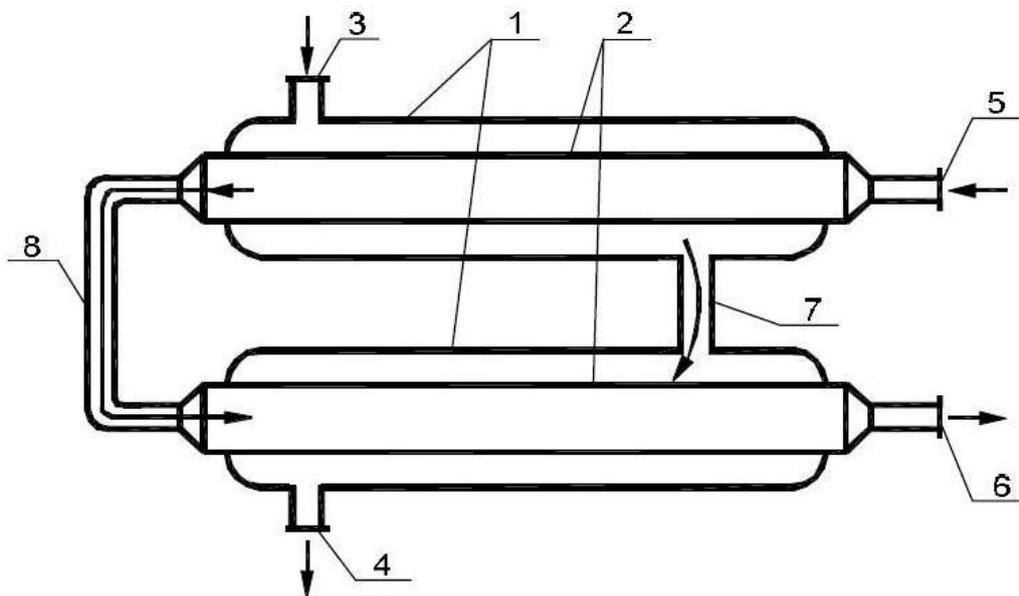


Рис. 4. Схема многосекционного теплообменника типа «труба в трубе»:

1 – большая труба; 2 – малая труба; 3, 4, 5, 6 – патрубки для входа и выхода теплоносителей; 7, 8 – перепускной трубопровод

Преимущества теплообменников типа «труба в трубе»: высокий коэффициент теплопередачи вследствие большой скорости движения обоих теплоносителей, а также простота изготовления.

Недостатки этих теплообменников заключаются в громоздкости, высокой металлоемкости, трудности очистки межтрубного пространства.

Теплообменники типа «труба в трубе» применяют при небольших расходах теплоносителей для теплообмена между двумя жидкостями и между жидкостью и конденсирующимся паром.

В теплообменных аппаратах типа «труба в трубе» площадь проходного сечения для прохода теплоносителя определяется по следующим зависимостям [2]:

в трубках

$$f = 0,25\pi d_{\text{вн}}^2 n_1, \quad (1.4)$$

в межтрубном пространстве

$$f = 0,25(\pi D^2 - \pi n d_{\text{нар}}^2) n_1, \quad (1.5)$$

где  $n$  – количество трубок внутри большой трубы;

$n_1$  – количество параллельно соединенных секций

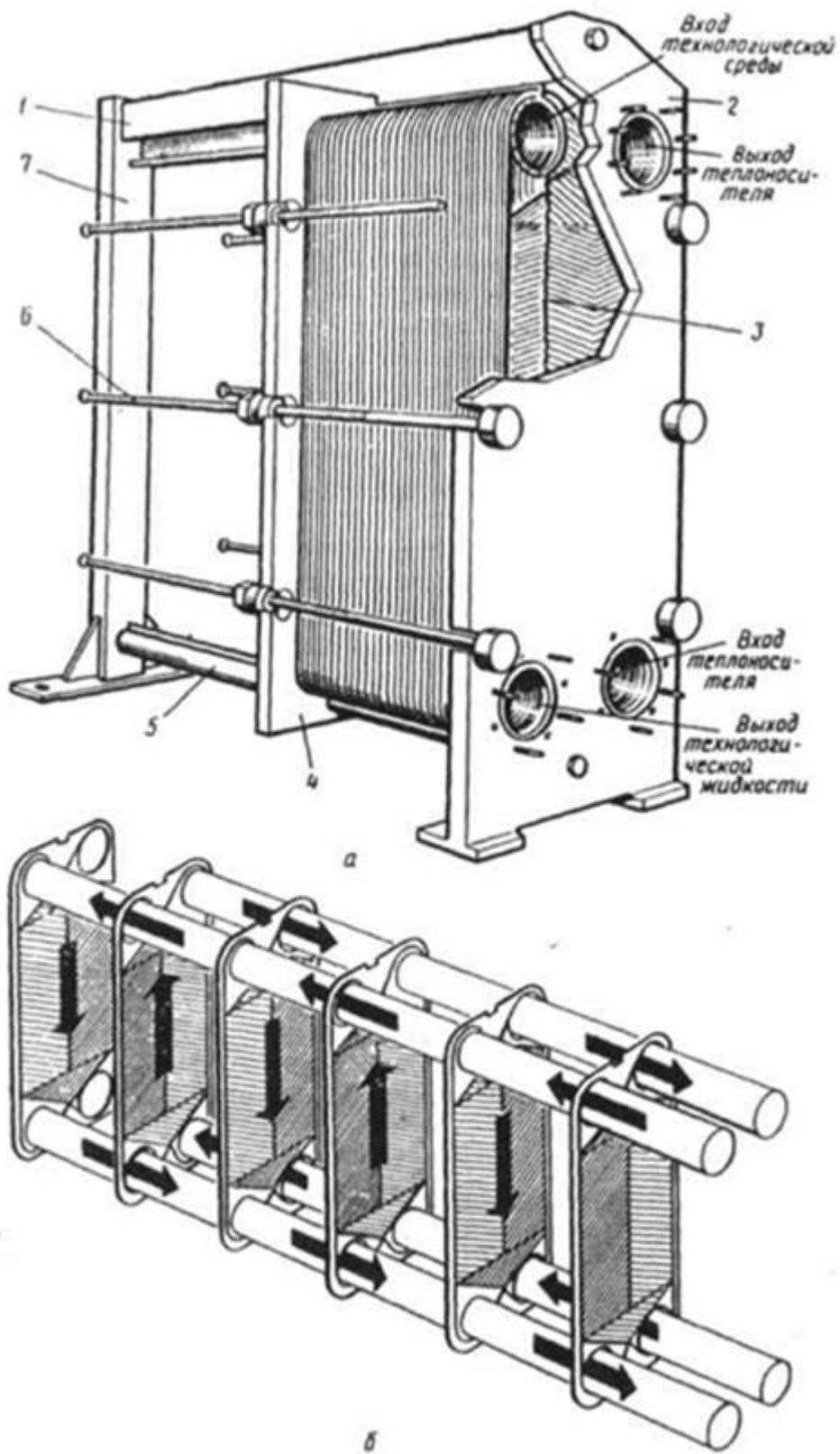
Площадь поверхности теплообмена определяют по следующей формуле:

$$F = \pi d_p l n_1 n_2, \quad (1.6)$$

где  $n_2$  – количество последовательно соединенных секций;  $l$  – длина труб.

### **Пластинчатые теплообменники**

Пластинчатые теплообменники (рис. 5) монтируют на раме, состоящей из верхнего и нижнего несущих брусов, которые соединяют стойку с неподвижной плитой [9]. По направляющим стяжным шпилькам перемещается подвижная плита. Между подвижной и неподвижной плитами располагается пакет стальных штампованных гофрированных пластин, в которых имеются каналы для прохода теплоносителей. Уплотнение пластин достигается с помощью заглубленных прокладок, которые могут



**Рис. 5.** Пластинчатый теплообменник (а) и принцип его действия (б):  
 1-верхний несущий брус; 2-неподвижная плита; 3-пластина; 4-подвижная  
 плита; 5-нижний несущий брус; 6-напрвляющая стяжная шпилька; 7-стойка.

выдерживать высокие рабочие давления. Теплоносители к каналам, образованным пластинами, проходят по чередующимся каналам сквозь разделенные прокладками отверстия. Принцип действия пластинчатого теплообменника показан на рис. 5б. Как видно из представленной схемы, теплообмен происходит в противотоке, причем каждый теплоноситель движется вдоль одной стороны пластины.

Пластинчатые теплообменники используют в качестве нагревателей, холодильников, а также комбинированных теплообменников для пастеризации (например, молока) и стерилизации (мелассы). Эти теплообменники можно собирать в виде многоступенчатых агрегатов.

Площадь поперечного сечения каналов теплообменника с гладкими пластинами определяют по следующей формуле [2]:

$$f = sb, \quad (1.7)$$

где  $s$  – расстоянием между пластинами, м;

$b$  – ширина пластины, м.

Количество каналов для прохода теплоносителей определяют по следующим зависимостям:

для горячего теплоносителя

$$n_1 = \frac{G_1}{v_1 f \rho_1}, \quad (1.8)$$

для холодного теплоносителя

$$n_2 = n_1 - 1, \quad (1.9)$$

где  $G_1$  – расход горячего теплоносителя, кг/с;

$v_1$  – скорость горячего теплоносителя;

$\rho_1$  – плотность горячего теплоносителя.

Общая площадь поперечного сечения каналов для прохода теплоносителей:

горячего теплоносителя

$$f_1 = n_1 f \quad (1.10)$$

холодного теплоносителя

$$f_2 = n_2 f \quad (1.11)$$

Площадь теплообмена пластинчатого теплообменника определяется следующей зависимостью

$$F=(2 \cdot n_1 - 2) b \cdot l, \quad (1.12)$$

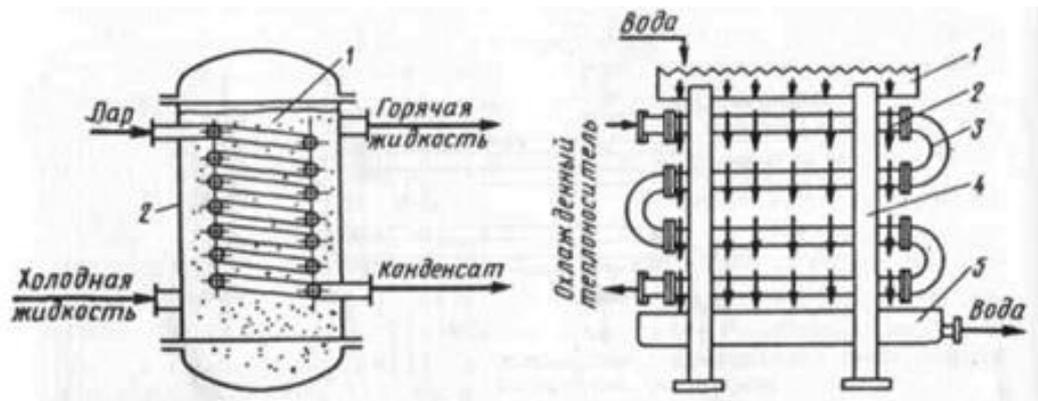
где  $l$  – высота пластины.

Пластинчатые теплообменники компактны, обладают большой площадью поверхности теплопередачи, что достигается гофрированием пластин. Значительная эффективность обусловлена большой величиной отношения площади поверхности теплопередачи к объему теплообменника.

К недостаткам относятся сложность изготовления, возможность забивания поверхностей пластин взвешенными в жидкости твердыми частицами.

**Погружные змеевиковые теплообменники** представляют собой трубу, согнутую в виде змеевика и погруженную в аппарат с жидкой средой (рис.6 а). Теплоноситель движется внутри змеевика. Змеевиковые теплообменники изготовляют с плоским змеевиком или со змеевиком, согнутым по винтовой линии. Преимущество змеевиковых теплообменников — простота изготовления. В то же время такие теплообменники громоздки и трудно поддаются очистке. Погружные теплообменники применяют для охлаждения и нагрева конденсата, а также для конденсации паров.

**Оросительные теплообменники** используют для охлаждения жидкостей, газов и конденсации паров. Состоят они (рис. 6 б) из нескольких расположенных одна над другой труб, соединенных коленами. По трубам протекает охлаждаемый теплоноситель. Охлаждающая вода поступает в распределительный желоб с зубчатыми краями, из которого равномерно перетекает в верхнюю трубу теплообменника и на расположенные ниже трубы. Часть охлаждающей воды испаряется с поверхности труб. Под нижней трубой находится желоб для сбора воды. Коэффициент теплопередачи в таких теплообменниках невелик. Оросительные теплообменники просты по устройству, но металлоемки. Обычно их устанавливают на открытом воздухе.



**Рис. 6.** Теплообменники

а) Погруженный змеевиковый:  
1-змеевик; 2-корпус

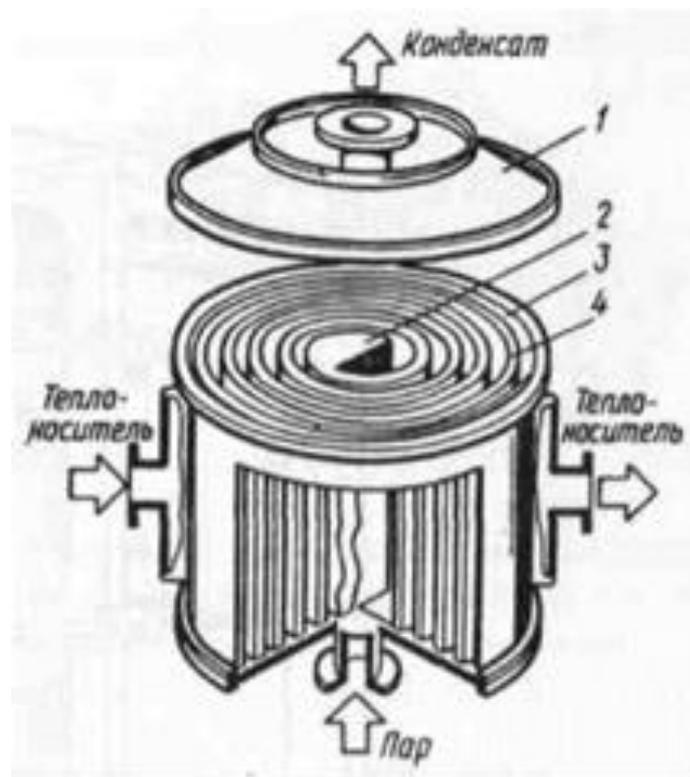
б) Оросительный:  
1-распределительный желоб; 2-труба;  
3-колесо; 4-стойка; 5-сборный желоб

**Спиральные теплообменники** состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, образованных металлическими листами (рис. 7). Внутренние концы спиралей соединены перегородкой [9]. С торцов каналы закрыты крышками и уплотнены прокладками. У наружных концов каналов предусмотрены патрубки для входа и выхода теплоносителей, два других патрубка приварены к плоским боковым крышкам.

Такие теплообменники используют для теплообмена между жидкостями и газами. Эти теплообменники не забиваются твердыми частицами, взвешенными в теплоносителях, поэтому их применяют для теплообмена между жидкостями с взвешенными частицами, например для охлаждения бражки на спиртоперегонных заводах.

Спиральные теплообменники компактны, позволяют проводить процесс теплопередачи при высоких скоростях теплоносителей с высокими коэффициентами теплопередачи; гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников ниже сопротивления многоходовых аппаратов при тех же скоростях теплоносителей.

Недостаток спиральных теплообменников — сложность изготовления, ремонта и очистки.



**Рис.7.** Спиральный теплообменник:

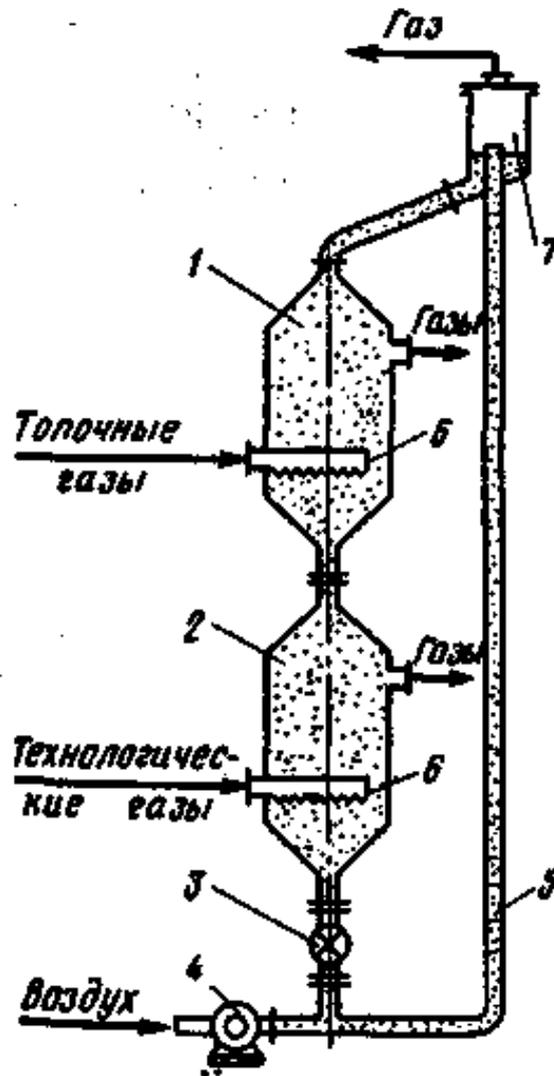
1 – крышка; 2 – перегородка; 3,4 – металлические листы

### **Регенеративные теплообменники**

Регенеративные теплообменники и теплообменники с промежуточным теплоносителем работают фактически по одному и тому же принципу, заключающемуся в том, что теплота от одного теплоносителя к другому переносится с помощью какого-то третьего – вспомогательного вещества [13]. Это вещество (промежуточный теплоноситель) нагревается в потоке горячего теплоносителя, а затем отдает аккумулированное тепло холодному теплоносителю.

Регенеративные теплообменники состоят из двух секций, в одной из которых теплота передается от теплоносителя к промежуточному материалу, в другой – от промежуточного материала к технологическому газу [9]. Примером такого теплообменника является установка непрерывного действия с циркулирующим зернистым материалом (рис. 8), который

выполняет функции переносчика теплоты от горячих топочных газов к холодным технологическим. Установка состоит из двух теплообменников, каждый из которых представляет собой шахту с движущимся сверху вниз сплошным потоком зернистого материала.

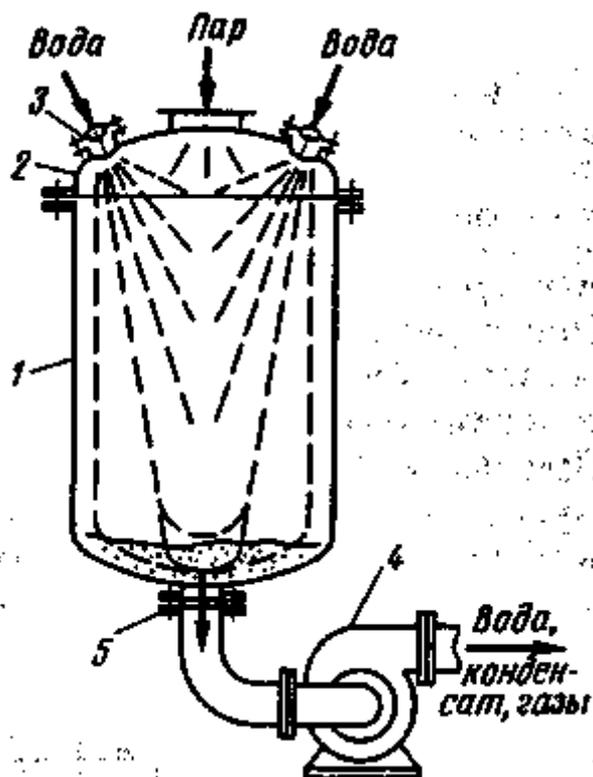


**Рис.8.** Установка с циркулирующим зернистым материалом:

1,2 - теплообменник; 3 - шлюзовой затвор; 4 - газодувка; 5 - пневмотранспортная линия; 6 - распределитель газа; 7- сепаратор

## Смесительные теплообменники

В смесительных теплообменниках передача теплоты происходит при непосредственном взаимодействии теплоносителей [9]. Примером смесительного теплообменника является прямоточный конденсатор, предназначенный для конденсации пара водой (рис.9). Охлаждающая вода впрыскивается в пар.



**Рис.9.** Прямоточный конденсатор:

- 1 - корпус; 2-крышка; 3 - распыляющее сопло; 4 - мокро-воздушный насос;  
5 - штуцер

## 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

### 2.1. Основные уравнения процесса теплообмена

Независимо от того, работает теплообменный аппарат в качестве подогревателя или холодильника, в нем происходит передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному. Поэтому основные положения расчета одинаковы для всех теплообменных аппаратов.

Расчетными уравнениями являются уравнение теплового баланса и основное уравнение теплопередачи.

**Уравнение теплового баланса.** При работе теплообменных аппаратов в результате теплообмена происходит уменьшение теплосодержания горячего теплоносителя и повышение теплосодержания холодного теплоносителя. Методика определения количества отданной и поглощенной теплоты (тепловой нагрузки аппарата) зависит от агрегатного состояния теплоносителей.

Для непрерывных процессов в тех случаях, когда теплоносителями являются жидкости или газы, уравнение теплового баланса имеет вид [2, 13]:

$$Q = G_1 c_1 (t_1 - t_1'') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2) + Q_{ном} \quad (2.1)$$

где  $G_1$   $G_2$ —соответственно количество горячего и холодного теплоносителей, проходящих через аппарат за единицу времени, кг/с;

$c_1$   $c_2$ —соответственно удельная теплоемкость горячего и холодного теплоносителей; Дж/(кг К);

$t_1$ ,  $t_1''$  - начальная и конечная температура горячего теплоносителя  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2$ ,  $t_2''$  -соответственно начальная и конечная температура холодного теплоносителя  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Q_{ном}$  -потери теплоты в окружающую среду за единицу времени, Вт.

При нагревании жидкости или газа паром при непрерывном процессе уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = Dr + Dc_{конд} (t_n - Q_{конд}) = G_2 c_2 (t_2^x - t_2^H) + Q_{ном} \quad (2.2)$$

где  $D$  - количество пара, прошедшего через аппарат за единицу времени, кг/с.

$r$  - удельная теплота парообразования, Дж/кг.

$t_{п}$  - температура пара, поступающего в аппарат, °С.

$Q_{\text{конд}}$  - температура конденсата, выходящего из аппарата, °С.

$c_{\text{конд}}$  - удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг К).

Если конденсат удаляют из аппарата при температуре конденсации, то теплота отданная паром, будет равна произведению:  $Dr$

**Основное уравнение теплопередачи.** Для стационарного процесса теплопередачи, что имеет место в теплообменных аппаратах, это уравнение имеет следующий вид [9]:

$$Q = KF\Delta t_{cp} \quad (2.3)$$

где  $Q$  - количество теплоты, переданное от одного теплоносителя к другому за 1 с (определяется из уравнения теплового баланса), Вт.

$K$  - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К)

$F$  - поверхность нагрева аппарата, м<sup>2</sup>

$\Delta t_{cp}$  - средний температурный напор, К

Из уравнения (2.3) видно, что чем больше значение  $K$  и  $\Delta t_{cp}$  при тех же значениях  $Q$ , тем с меньшей поверхностью нагрева может быть спроектирован аппарат, тем меньше его габаритные размеры, масса и стоимость. При работе аппарата (с определенной поверхностью нагрева), чем больше значение  $K$ , тем интенсивнее происходит процесс теплообмена, т.е. большее количество теплоты передается от горячего теплоносителя к холодному. Следовательно, быстрее нагревается определенное количество холодного теплоносителя до заданной температуры или за то же время холодный теплоноситель нагревается до более высокой температуры.

*Коэффициент теплопередачи*  $K$  является основной величиной, характеризующей эффективность работы теплообменных аппаратов. Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество теплоты в Дж переходит в 1 с от более нагретого к более холодному теплоносителю (среде) через поверхность теплопередачи 1м<sup>2</sup> при средней разности температур

между теплоносителями, равной 1 градус ( $^{\circ}\text{C}$  или  $\text{K}$ ),  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$ . Теплопередача осуществляется следующим образом: вначале путем *конвективного* переноса теплота отдается от горячего теплоносителя к поверхности теплопередачи стенки (напр. стенке трубы); далее теплота передается на другую сторону стенки путем *теплопроводности*, т. е. за счет беспорядочного движения молекул материала стенки; затем теплота от поверхности стенки отдается к холодному теплоносителю конвективным способом. Конвекция может быть *естественной*, обусловленная разностью плотностей в различных точках объема жидкости или газа вследствие разности температур (напр. обогрев помещения отопительными батареями), и *вынужденной* при принудительном движении всего объема жидкости насосом.

Коэффициент теплопередачи ( $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$ ) определяют по следующим зависимостям: для плоской стенки [9, 13]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.4)$$

для цилиндрической стенки

$$K = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{2.3}{2\lambda} \lg \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (2.4a)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к поверхности нагрева,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$ ;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи поверхности нагрева к холодному теплоносителю,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$ ;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$  – сумма термического сопротивления передаче теплоты где:

$\delta$  – толщина стенки  $\delta_{ст}$  и слоя накипи или ржавчины  $\delta_{нак}$  на ней, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала поверхности нагрева  $\lambda_{ст}$  и слоя накипи и др. загрязнений  $\lambda_{сл}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$ ;

$d_1 d_2$  – диаметр трубы со стороны горячего и холодного теплоносителя.

Входящий в зависимости (2.4) и (2.4a) коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

показывает, какое количество теплоты отдается от горячей жидкой или газообразной среды к стенке поверхностью  $1\text{ м}^2$  (или наоборот от стенки к холодной среде) в течение 1 секунды при разности температур между стенкой и средой 1 град. ( $^{\circ}\text{C}$  или  $\text{K}$ ). Интенсивность теплоотдачи зависит от свойств теплоносителей и характера их движения. Поэтому для определения коэффициента теплоотдачи используются различные уравнения.

## 2.2. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи

Выбор уравнений для уточненного расчета коэффициентов теплоотдачи зависит от характера теплообмена (без изменения агрегатного состояния, при кипении или при конденсации), от вида выбранной поверхности теплообмена (плоской, гофрированной, трубчатой, оребренной), от типа конструкции (кожухотрубчатые, пластинчатые, двухтрубные, змеевиковые и др.), от режима движения теплоносителя. В общем виде критериальная зависимость для определения коэффициентов теплоотдачи имеет вид [11, 13]:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma_1, \Gamma_2 \dots),$$

где  $Nu$  - критерий подобия Нуссельта,

$Re, Pr, Gr$  - критерии подобия Рейнольдса, Прандля, Грасгофа,

$\Gamma_1, \Gamma_2 \dots$  – симплексы геометрического подобия.

**Критерий Рейнольдса** характеризует режим движения теплоносителя, и определяется следующими зависимостями:

$$Re = \frac{\vartheta d}{\nu} = \frac{\vartheta d \rho}{\mu} \quad (2.5)$$

где :  $\vartheta$  - скорость движения теплоносителя в аппарате,  $\text{м/с}$  ;

$\nu$  - коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$

$\mu$  - коэффициент динамической вязкости,  $\text{Па} \cdot \text{с}$

$\rho$  - плотность,  $\text{кг/м}^3$

$d$  – определяющий размер аппарата,  $\text{м}$ .

Если теплоноситель протекает внутри трубы, то  $d = d_{\text{внут}}$ ; во всех других случаях

$$d = d_{\text{эв}} = \frac{4S}{\Pi}$$

где  $\Pi$  – смоченный периметр, м;

$S$  – площадь поперечного сечения потока теплоносителя, м.

Для кольцевого пространства эквивалентный диаметр равен :

$$d_{\text{эв}} = \frac{4\left(\frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi d^2}{4}\right)}{\pi D + \pi d} = D - d$$

$D$  – внутренний диаметр наружной трубы, м ;

$d$  – наружный диаметр внутренней трубы, м .

**Критерий Прандтля**, учитывает физические свойства теплоносителя при теплообмене, и определяется зависимостью:

$$\text{Pr} = \frac{c\mu}{\lambda}, \quad (2.6)$$

где  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/ (кг К);

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(мК).

**Критерий Грасгофа** характеризует режим движения теплоносителя при свободной конвекции и определяется следующей формуле:

$$\text{Gr} = \frac{qd^3}{\nu^2} \beta \Delta t \quad (2.7)$$

где  $\beta$  - коэффициент объемного расширения теплоносителя, 1/К

$\Delta t$  - разность температур теплоносителя и поверхности нагрева, К.

Во многие расчетные формулы для определения коэффициента теплоотдачи в явном или неявном виде входит температура стенки. Ее можно определить из соотношения [11]

$$t_{\text{cтi}} = t_i = K\Delta t_{\text{cp}}/\alpha_i, \quad i = 1,2 \quad (2.8)$$

Поскольку на первой стадии уточненного расчета  $\alpha_i$  и  $K$  неизвестны, надо задаться их ориентировочными значениями, а в конце расчета проверить пра-

тельность предварительной оценки  $t_{cti}$ .

Ниже приведены уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в наиболее часто встречающихся случаях теплообмена [2, 11, 13].

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения без изменения агрегатного состояния коэффициент теплоотдачи определяют по следующим уравнениям:

а) при развитом турбулентном движении ( $Re \geq 10^4$ ) — по уравнению

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}(Pr/Pr_w)^{0,25}, \quad (2.9)$$

где  $Pr_w$  — критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки.

В этом уравнении определяющим размером в критериях  $Re$  и  $Nu$  является эквивалентный диаметр трубы; определяющая температура, при которой рассчитываются физические свойства среды — средняя температура теплоносителя. Пределы применимости данного уравнения :  $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ ;  $Pr = 0,6 \dots 100$ .

Для изогнутых труб (змеевиков) значение  $\alpha$ , полученное из уравнения (2.9), умножают на поправку

$$\alpha_{зм} = \alpha (1 + 3,54d/D)$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубы змеевика;  $D$  — диаметр витка змеевика;

б) при переходном режиме ( $2300 < Re < 10000$ ) приближенное значение коэффициента теплоотдачи можно определить по уравнению

$$Nu = 0,008Re^{0,9}Pr^{0,43} \quad (2.10)$$

в) при ламинарном режиме ( $Re \leq 2300$ ) возможны два случая:

1) при значениях  $GrPr \leq 5 \cdot 10^5$ , когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют по уравнениям [11]:

при  $RePr (d/L) > 12$

$$Nu = 1,61 [RePr (d/L)]^{1/3} (\mu/\mu_{ct})^{0,14} \quad (2.11)$$

при  $RePr (d/L) \leq 12$

$$Nu = 3,66 (\mu/\mu_{ct})^{0,14} \quad (2.12)$$

где  $\mu_{ct}$  — вязкость теплоносителя при температуре стенки.

2) при значениях  $GrPr > 5 \cdot 10^5$  наступает так называемый вязкостно-гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции пренебречь нельзя, поскольку в этом режиме на теплоотдачу существенно влияет взаимное направление вынужденного движения и свободной конвекции; ряд формул приведен в работах [2, 13]. Коэффициент теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме течения приближенно можно определить по формуле:

$$Nu = 0,15 (RePr)^{0,33} (GrPr)^{0,1} (Pr/Pr_w)^{0,25} \quad (2.13)$$

В формулах (2.11)—(2.13) определяющий размер — эквивалентный диаметр, определяющая температура — средняя температура теплоносителя.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве двухтрубного теплообменника расчет коэффициента теплоотдачи можно производить по формулам (2.9), (2.10), (2.13), подставляя в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между трубками  $d_э = D_в - d_н$  (где  $D_в$  — внутренний диаметр наружной трубы,  $d_н$  — наружный диаметр внутренней трубы). В случае развитого турбулентного режима можно также рекомендовать [6] формулу

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_в / d_н)^{0,45} \quad (2.14)$$

3. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнениям [11]:

при  $Re \geq 1000$

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_w)^{0,25} \quad (2.15)$$

при  $Re < 1000$

$$Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_w)^{0,25} \quad (2.16)$$

В уравнениях (2.15) и (2.16) за определяющий геометрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока определяется для наименьшего сечения межтрубного пространства.

По приведенным формулам (2.6 - 2.10) рассчитывают значение критериев, а по выбранному в зависимости от режима движения критериальному

уравнению (2.7 - 2.16) определяют критерий Нуссельта. Затем по величине критерия Нуссельта рассчитывают коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d} \quad (2.17)$$

В критериальные уравнения (2.9)-(2.16) входят величины, зависящие от температур стенок труб  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , которые неизвестны. Их вычисляют методом последовательного приближения. Расчет может быть выполнен в следующей последовательности [2]:

1. Задают неизвестные температуры стенок  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$  в первом приближении:

$$t_{w1} = t_1 - \Delta t_{cp} / 2, \quad (2.18)$$

$$t_{w2} = t_{w1} - (1 \div 3) \quad (2.19)$$

2. Коэффициент теплопроводности материала стенки можно найти по таблицам 7, 8 Приложения или по справочнику [1] при средней температуре стенки

$$(t_{w1} + t_{w2}) / 2.$$

3. По критериальным уравнениям определяют коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

4. Рассчитывают коэффициент теплопередачи  $k$  через стенку теплообменника.

5. Уточняют температуры стенок  $t_{ст1}$  и  $t_{ст2}$ . Для этого рассчитывают плотность теплового потока через стенку между средними температурами  $t_1$  и  $t_2$  теплоносителей:

$$q = K(t_1 - t_2) \quad (2.20)$$

Так как

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{w1}), \quad (2.21)$$

$$q = \alpha_2(t_{w2} - t_2), \quad (2.22)$$

то

$$t_{w1} = t_1 - q / \alpha_1 \quad (2.23)$$

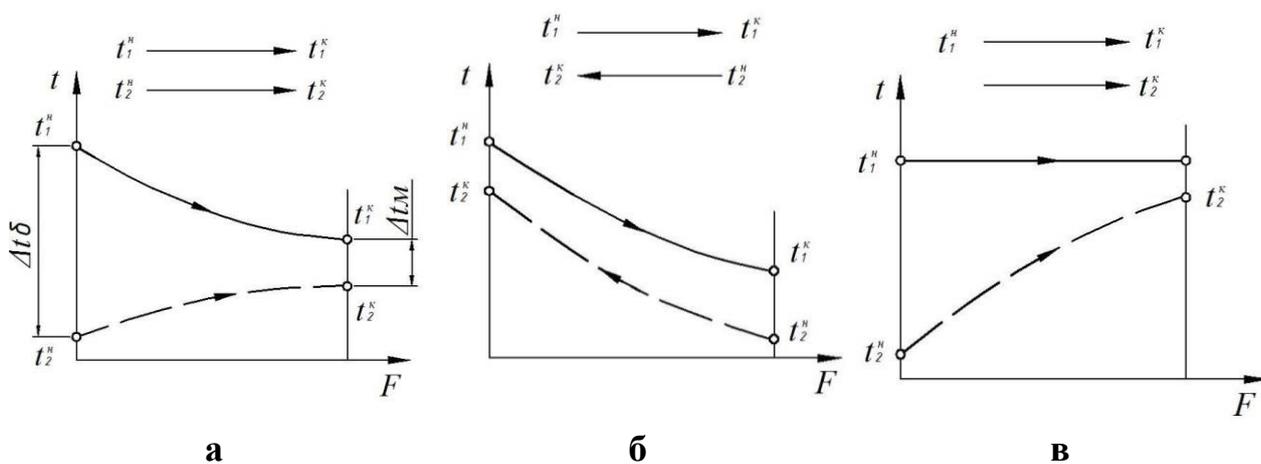
$$t_{w2} = t_2 - q / \alpha_2 \quad (2.24)$$

Если расхождение между полученными и заданными значениями температур

стенки больше 5%, то расчет повторяется с пункта 2 для новых значений температур стенок  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ .

### 2.3. Определение средней величины разности температур теплоносителей

Движущей силой процесса теплопередачи является разность температур теплоносителей [9]. Теплоносители могут быть направлены с одного конца теплообменника: их параллельное перемещение на другой конец теплообменника, называют прямотоком; если теплоносители движутся с разных концов теплообменной поверхности навстречу друг – другу это противоток. В непрерывном процессе теплообмена при движении теплоносителей вдоль поверхности нагрева температура обоих или одного из них изменяется. Характер изменения температур теплоносителей в процессе теплообмена зависит в основном от их агрегатного состояния и взаимного направления движения. На рис. 10 показаны графики изменения наиболее часто встречающихся вариантов теплообмена.



**Рис. 10.** Графики вариантов теплообмена:

*а, б* – прямоток и противоток без изменения агрегатного состояния теплоносителей; *в* - паровой обогрев при  $t_1 = t_{\text{конд}}$ .

Так, например, при прямотоке без изменения агрегатного состояния теплоносителей (а) температура горячего теплоносителя понижается от  $t_1'$  до  $t_1''$ , а температура холодного теплоносителя повышается от  $t_2'$  до  $t_2''$ , при этом разность температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева изменяется. Поэтому в расчетах используют среднюю величину разности температур, которую определяют по следующей методике:

Находят разности температур на концах теплообменной поверхности:

большую разность  $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2'$

меньшую разность  $\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2''$

или для варианта (б)

большую разность  $\Delta t_{\max} = t_1'' - t_2'$

меньшую разность  $\Delta t_{\min} = t_1' - t_2''$

Далее рассчитывают  $\Delta t_{\text{cp}}$  в зависимости от отношения  $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}$  следующим зависимостям [5]:

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

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5(\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}), \quad (2.25)$$

если же  $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} > 2$ , то

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}} \quad (2.26)$$

## 2.4. Расчёт гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов

Интенсивность теплообмена в аппарате в значительной степени зависит от скорости движения в нём жидкости или газа. Повышение скорости вызывает уменьшение толщины пограничного (ламинарного) слоя жидкости у поверхности нагрева аппарата. Этот слой имеет большое термическое сопротивление, и уменьшение его приводит к увеличению коэффициента теплопередачи. Кроме того, повышение скорости жидкости уменьшает образование загрязнений на внутренних стенках труб, что также

способствует увеличению коэффициента теплопередачи. Однако повышение скорости жидкости вызывает значительное увеличение разности давлений  $\Delta p$  на входе и выходе из аппарата, затрачиваемое на преодоление жидкостью гидравлических сопротивлений при прохождении через аппарат.

Удельная энергия жидкости на выходе из теплообменника всегда меньше энергии на его входе. Потери энергии можно выразить через  $\Delta p$

$$\Delta p = \rho g h_n \quad (2.27)$$

где  $\Delta p$  – перепад давления, Па

$\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup> ;

$h_n$  - потери удельного гидравлического напора, м.

Величина  $h_n$  определяется по формуле:

$$h_n = h_{mp} + h_{mc}$$

где:  $h_{mp}$  – потери гидравлического напора, обусловленные воздействием на жидкость сопротивлений, вызванных силами трения внутри жидкости, а также силами трения о стенки труб теплообменника, м;

$h_{mc}$  - потери гидравлического напора, которые обусловлены местными сопротивлениями и вызваны либо изменением скорости движения жидкости, т.е. сечения участков теплообменника по ходу её движения, либо изменением направления движения потока жидкости.

Приборы, краны, вентили, расположенные на пути движения жидкостей, также создают местные сопротивления.

Величина  $h_{mp}$  определяется по формуле Дарси – Фейсбаха [9]:

$$h_{mp} = \lambda_{mp} \frac{L g^2}{d 2g} \quad (2.28)$$

где  $\lambda_{mp}$  - коэффициент гидравлического трения или коэффициент

Дарси;

$L$  - длина пути жидкости в теплообменнике, м

$d$  - внутренний диаметр труб теплообменника, м;

$g$  - скорость движения жидкости в трубах, м/с.

$g = 9,8$  - ускорение свободного падения; м/с<sup>2</sup>

Для теплообменника «труба в трубе»

$$L = l(n - 1) + l \times n \quad (2.29)$$

где  $l$  - длина прямого участка трубы теплообменника, м;

$n$  - число секций.

$r$  - длина поворота трубы на  $180^\circ$ , м;

$$l' = \frac{\pi R \alpha}{180}$$

где  $R$  – радиус дуги, м;  $\alpha$  - угол поворота дуги, м.

Коэффициент трения  $\lambda_{тр}$  зависит от областей (зон) ламинарного или турбулентного режимов движения жидкости. В области ламинарного режима ( $Re < 2320$ ) он рассчитывается по уравнению [5, 9]:

$$\lambda = 64/Re \quad (2.30)$$

Во второй зоне при  $2320 < Re < 4500$  коэффициент  $\lambda$  рассчитывают по формуле:

$$\lambda_{тр} = 0.29 + 0.775 (Re - 2320) \times 10^{-5} \quad (2.31)$$

Если  $Re > 4500$   $\lambda_{тр}$  может быть рассчитана из формулы:

$$\lambda_{тр} = 0.3164 / Re^{0.25} \quad (2.32)$$

Величина местных гидравлических сопротивлений  $h_{мс}$  определяется по уравнению:

$$h_{мс} = \sum \zeta_{мс} \left( \frac{g^2}{2g} \right). \quad (2.33)$$

где  $\sum \zeta_{мс}$  - сумма коэффициентов местных сопротивлений. Потеря энергии в области местных сопротивлений для теплообменника «труба в трубе» для теплоносителя, подаваемого по внутренней трубе определяется:

$$h_{мс} = (n - 1) \varphi_{нов} \frac{v^2}{2g} \quad (2.34)$$

где:  $n$  - число секций;  $(n - 1)$  - число поворотов

$\varphi_{нов}$  - коэффициент местного сопротивления при повороте

на  $180^\circ$ ,  $\varphi_{нов} = 2.0$

$g$  - скорость движения теплоносителя в трубе, м/с

### 3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

#### 3.1. Методика проведения теплового расчета

Различают конструктивный и поверочный тепловые расчеты. Наиболее простым является конструктивный расчет теплообменника, при котором известны начальные и конечные параметры теплоносителей, и необходимо рассчитать поверхность теплообменника, т.е. фактически сконструировать теплообменник [13]. Расчет проводится в следующей последовательности.

1. Из уравнения теплового баланса определяется мощность теплового потока  $Q$ , которую нужно передать от горячего теплоносителя к холодному.

2. С учетом конструктивных особенностей данного типа теплообменника задаются скорости течения теплоносителей и проходные сечения каналов для теплоносителей, руководствуясь при этом рекомендациями литературных источников.

3. Используя критериальные уравнения (2.9) – (2.16), рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а затем по зависимостям (2.4), (2.5) определяется коэффициент теплопередачи  $K$ .

4. По зависимостям (2.25), (2.26) определяется значение среднего температурного напора  $\overline{\Delta t}$ .

5. Из уравнения теплопередачи (2.3) определяется площадь  $F$  теплообменника.

6. По известной площади  $F$  вычисляется длина трубок теплообменника.

**При поверочном расчете** известны конструкция теплообменника и начальные параметры теплоносителей. Расчет усложняется тем, что кроме конечных параметров теплоносителей, не известны также средний температурный напор  $\overline{\Delta t}$  и коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Поэтому поверочный расчет ведется методом последовательных приближений. При этом задается конечная температура одного из теплоносителей, и по уравнению теплового баланса рассчитывается конечная температура второго

теплоносителя. Затем определяется средний температурный напор, рассчитываются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  и коэффициент теплопередачи  $K$ . После этого вычисляется площадь  $F$  теплообменника. Если с определенной степенью точности, найденное значение  $F$  не совпадает с фактическим значением площади теплообменника, то расчет повторяется, задаваясь другим значением температуры теплоносителя.

Для уменьшения объема вычислений поверочный тепловой расчет целесообразно проводить, используя понятия *эффективного теплообменного аппарата* [2]. Эффективность теплообменного аппарата это отношение количества теплоты, переданного в данном аппарате, к количеству теплоты, переданного в противоточном аппарате, с бесконечно большой поверхностью теплообмена с теми же параметрами на входе. Без учета тепловых потерь в теплообменнике ( $Q_1=Q_2$ ) эффективность равна:

$$E = \frac{Q_1}{Q_{max}} = \frac{Q_2}{Q_{max}}, \quad (3.1)$$

где  $Q_1$  – теплота, отдаваемая горячим теплоносителем;

$Q_2$  – теплота, получаемая холодным теплоносителем;

$Q_{max}$  – максимальное количество теплоты, которое можно передать в противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена.

$$Q_1 = G_1 c p_1 (t_1' - t_1''), \quad (3.2)$$

$$Q_2 = G_2 c p_2 (t_2'' - t_2'), \quad (3.3)$$

$$Q_{max} = W_{min} (t_1' - t_2'), \quad (3.4)$$

где  $W_{min}$  – минимальная расходная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителей.

Если  $W_1 > W_2$ , то  $W_{min} = W_2$ , иначе  $W_{min} = W_1$ ,

где  $W_1$ ,  $W_2$  – соответственно расходные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, определяемые по следующим зависимостям:

$$W_1 = G_1 c p_1, \quad (3.5)$$

$$W_2 = G_2 c p_2, \quad (3.6)$$

Эффективность теплообменного аппарата при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей определяются по следующим зависимостям [2]:

$$E_{\text{прямоток}} = \frac{1 - e^{-N\left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}}, \quad (3.7)$$

$$E_{\text{противоток}} = \frac{1 - e^{-N\left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N\left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}, \quad (3.8)$$

где  $N$  – безразмерный коэффициент теплопередачи, который характеризует теплообменную способность теплообменника.

$$N = \frac{KF}{W_{\min}}, \quad (3.9)$$

Зная эффективность теплообменного аппарата, температуры теплоносителей на выходе из теплообменника рассчитывают по следующим зависимостям:

при  $W_1 = W_{\min}$

$$t_1'' = t_1' - E(t_1' - t_2') \quad (3.10)$$

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} E(t_1' - t_2') \quad (3.11)$$

Если же  $W_2 = W_{\min}$ , то

$$t_1'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} E(t_1' - t_2') \quad (3.12)$$

$$t_2'' = t_2' + E(t_1' - t_2') \quad (3.13)$$

Поверочный расчет с использованием понятия эффективности теплообменника проводится в следующей последовательности [2]:

1. В первом приближении, принимают  $t_1 = t_1'$  и  $t_2 = t_2'$ .
2. Определяют коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1, \alpha_2$  по зависимостям (2.9) – (2.17) и коэффициент теплопередачи  $K$ , используя зависимость (2.4).
3. Находят температуры теплоносителей на выходе из теплообменника  $t_1''$  и  $t_2''$  по зависимостям (3.10) - (3.13).
4. Если расхождение между принятой и полученной температурой больше 5%, то расчет повторяют с пункта 2.

5. Из уравнения теплового баланса определяют тепловую мощность теплообменного аппарата  $Q$ .

### 3.2. Пример расчета секционного теплообменника «Труба в трубе»

Задание. В секционном теплообменнике водой охлаждается воздух от  $t_1' = 80^\circ\text{C}$  от  $t_1'' = 20^\circ\text{C}$ . Воздух движется в межтрубном пространстве между наружной трубой и внутренними трубами под давлением 0,2 МПа. Вода подается во внутренние трубы с температурой  $t_2' = 10^\circ\text{C}$ . Расход воздуха  $G_1 = 0,5$  кг/с, расход воды  $G_2 = 1,5$  кг/с. Схема движения теплоносителей - противоток. В каждой секции расположено  $n=3$  трубки внутренним диаметром  $d_{\text{вн}} = 32$  мм и наружным диаметром  $d_{\text{нар}} = 38$  мм. Материал трубок – Сталь 20. Внутренний диаметр наружной трубы  $D = 120$  мм. Длина каждой секции  $l \leq 1,8$  м. Определить площадь поверхности теплообменника, а также число параллельных  $n_1$  и последовательных  $n_2$  соединенных секций. Тип расчета – тепловой конструктивный.

Используя уравнения (2.1), составляем уравнения теплового баланса для воздуха и воды:

$$Q = G_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') \quad (3.14)$$

$$Q = G_2 C_{p2} (t_2' - t_2'') \quad (3.15)$$

Из первого уравнения определяем тепловую мощность теплообменника.

Средняя температура горячего теплоносителя, т.е. воздуха, составляет  $t_1 = 0,5 (t_1' + t_1'') = 0,5 + (20 + 80) = 50^\circ\text{C}$ .

При данной температуре удельная теплоемкость воздуха

$$C_{p1} = 1005 \text{ кДж/(кгК)}.$$

Тогда из уравнения (3.14) получим  $Q = 0,7 \cdot 1005 (80 - 20) = 42210$  Вт.

По зависимости (3.15) определяем температуру воды на выходе из аппарата.

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q}{G_2 C_{p2}}.$$

Величина  $C_{p2}$  зависит от температуры воды. Поэтому расчет ведем методом последовательных приближений.

Будем считать, что  $t_2'' = 10^\circ\text{C}$ . Тогда средняя температура  $(t_2' + t_2'')/2$  также равна  $10^\circ\text{C}$ . При этой температуре  $C_{p2} = 4,191 \text{ кДж}/(\text{кгК})$ .

$$\text{Тогда } t_2'' = 10 + \frac{42210}{1,5 \cdot 4191} = 16,7^\circ\text{C}.$$

Сравниваем рассчитанное значение  $t_2''$  с принятым значением:

$$\Delta = \frac{|10 - 16,714|}{16,714} \cdot 100\% = 40\%.$$

Погрешность превышает 5%, поэтому расчет повторяем.

$$\text{Примем } t_2'' = 16,7^\circ\text{C}.$$

Тогда средняя температура воды:

$$t_2 = \frac{10 + 16,7}{2} = 13,35^\circ\text{C}.$$

При этой температуре  $C_{p2} = 4,191 \text{ кДж}/(\text{кгК})$ .

Тогда

$$t_2'' = 10 + \frac{42210}{1,5 \cdot 4191} = 16,714^\circ\text{C}.$$

Определяем погрешность:

$$\Delta = \frac{|16,7 - 16,714|}{16,714} \cdot 100\% = 0,15\%.$$

Погрешность меньше 5%, поэтому принимаем температуру воды на выходе из аппарата равной  $16,7^\circ\text{C}$ .

2. Определяем скорости движения горячего и холодного теплоносителей

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}; \quad V_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2}.$$

Горячий теплоноситель движется в межтрубном пространстве, поэтому

$$f_1 = \left( \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1,$$

где  $D$  – Внутренний диаметр наружной трубы;

$d_{\text{нар}}$  - наружный диаметр внутренних труб;

$n$  – количество внутренних труб;

$n_1$  – количество параллельно соединенных секций, примем  $n_1 = 1$ .

$$\text{Тогда } f_1 = \left( \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} - 3 \frac{3,14 \cdot 0,38^2}{4} \right) \cdot 1 = 0,0029 \text{ м}^2.$$

Холодный теплоноситель, т.е. вода, движется по внутренним трубам.

Площадь проходного сечения этих труб

$$f_2 = n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1.$$

$$\text{при } n_1 = 1 \quad f_2 = 3 \frac{3,14 \cdot 0,32^2}{4} \cdot 1 = 0,00241 \text{ м}^2.$$

Определим плотность воздуха, находящегося под давлением 0,3 МПа.

На основании уравнения Менделеева-Клайперона можно записать:

$$\rho_1 = \frac{P_1 M_{\text{в}}}{R_{\text{м}} T_1} = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 28,96}{8314 (50+273)} = \frac{0,2 \cdot 28,96}{8,314 \cdot 0,323} = 2,15 \text{ кг/м}^3.$$

где  $M_{\text{в}}$  – молекулярная масса воздуха;

$R_{\text{м}}$  – универсальная газовая постоянная.

Используя вычисленные величины, определяем скорости движения теплоносителей.

$$V_1 = \frac{0,5}{2,16 \cdot 0,0079} = \frac{0,5 \cdot 100}{2,16 \cdot 0,79} = 29,3 \text{ м/с.}$$

$$V_2 = \frac{1,5}{999,34 \cdot 0,00241} = \frac{1,5 \cdot 1000}{999,34 \cdot 2,41} = 0,62 \text{ м/с.}$$

Рекомендуемые значения скоростей составляют:

для воздуха  $5 \leq V_1 \leq 25$

для воды  $0,5 \leq V_2 \leq 3$ .

Скорость холодного теплоносителя удовлетворяет этому условию, а горячего теплоносителя не удовлетворяет, поэтому необходимо провести распараллеливание потока горячего теплоносителя. Для этого примем скорость горячего теплоносителя равной  $V_1 = 15 \text{ м/с}$ . Тогда число

параллельных секций  $n_1 = \frac{V_1^{n=1}}{V} = \frac{29,3}{15} \approx 2$ .

Исходя из этого, уточняем площадь проходного сечения потока горячего теплоносителя:

$$f_1 = \left( \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1^{\text{гор}} = \left( \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} - 3 \frac{3,14 \cdot 0,38^2}{4} \right) \cdot 2 = (0,0113 - 0,0034) \cdot 2 = 0,0158 \text{ м}^2.$$

3. Строим графики изменения температур теплоносителей

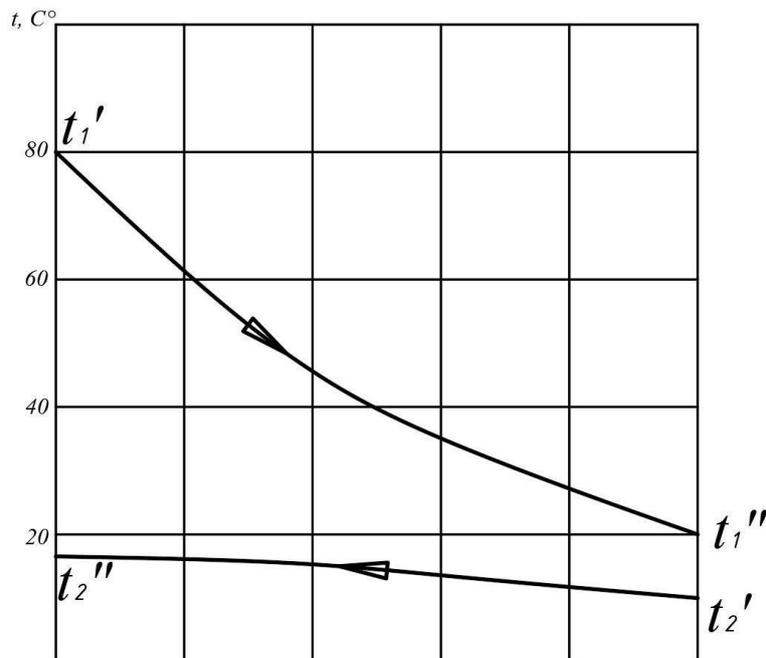


Рис. 11. Графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева

Из графиков определяем максимальную и минимальную разности температур теплоносителей:

$$\Delta t_{max} = t_1' - t_2'' = 80 - 16,7 = 63,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{min} = t_1'' - t_2' = 20 - 10 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Так как  $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} = \frac{63,3}{10} = 6,33 > 2$ , то среднюю разность температур рассчитываем по следующей зависимости:

$$\Delta \bar{t}_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{63,3 - 10}{\ln \frac{63,3}{10}} = \frac{53,3}{\ln 6,33} = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

4. Определяем коэффициент теплоотдачи для внутренней и внешней поверхностей труб, т.е. величины  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Критериальные зависимости для определения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  содержат температуры наружной и внутренней стенок  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , которые неизвестны. Поэтому расчет ведем методом последовательного приближения.

Задаемся в первом приближении:

$$t_{w1} = t_1 - \Delta \bar{t}/2; t_{w2} = t_{w1} - 1,$$

где  $t_1$  - средняя температура горячего теплоносителя.

$$t_{w1} = 50 - \frac{28,9}{2} = 34,55 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_{w2} = 34,55 - 1 = 33,55 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда средняя температура стенки трубы  $\frac{(t_{w1}+t_{w2})}{2} = 34,05 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При такой температуре теплопроводность углеродистой стали (сталь 20)  $\lambda = 51,5 \text{ Вт/(мК)}$  (Приложения, таблица 8).

Определяем эквивалентный диаметр межтрубного пространства по следующей зависимости [2].

$$d_{\text{экв}} = \frac{D^2 - d_{\text{нар}}^2 \cdot n}{D + d_{\text{нар}} \cdot n} = \frac{0,12^2 - 0,038^2 \cdot 3}{0,12 + 0,038 \cdot 3} = 0,043 \text{ м}.$$

При определяющей температуре горячего теплоносителя, т.е. воздуха,  $t_0 = t_1 = 50^\circ\text{C}$  находим физические свойства воздуха (таблица1 Приложения):

$$\lambda_1 = 0,0283 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}; Pr_1 = 0,698; \mu_1 = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

При температуре стенки  $t_{w1} = 34,05 \text{ } ^\circ\text{C}$  находим  $Pr_{w1} = 0,7$ .

Вычисляем кинематическую вязкость воздуха:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{19,6 \cdot 10^{-6}}{2,16} = 9,074 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Определяем критерий Рейнольдса и режим течения:

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{15 \cdot 0,043}{9,074 \cdot 10^{-6}} = \frac{15 \cdot 43}{9,074} \cdot 10^3 = 7108 > 10000$$

Число Рейнольдса больше 10000, поэтому режим течения воздуха турбулентный. В этом случае критерий Нуссельта определяется по следующей зависимости:

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 71082^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \left( \frac{0,698}{0,7} \right)^{0,25} = 136,92 \cdot 0,999 = 136,82.$$

По значению критерия Нуссельта определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{экв}}} = \frac{136,82 \cdot 0,0283}{0,043} = 90,05 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для воды, движущейся по внутренним трубам. Средняя температура воды  $t_2 = \frac{10+16,7}{2} = 13,35^\circ\text{C}$ .

При этой температуре находим физические свойства воды (таблица 3 Приложения):

$$\lambda_2 = 0,58 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}; \quad Pr_2 = 8,92; \quad \mu_2 = 1,234 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

При температуре стенки  $t_{w2} = 34,05 \text{ }^\circ\text{C}$  находим  $Pr_{w2} = 5,1$ .

Определяем критерий Рейнольдса и режим течения:

$$Re_2 = \frac{V_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_2} = \frac{0,62 \cdot 0,032}{1,234 \cdot 10^{-6}} = 16077 > 10000$$

Число Рейнольдса больше 10000, поэтому режим течения воды турбулентный. Тогда критерий Нуссельта определяется по следующей зависимости [2]:

$$Nu_2 = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 16077^{0,8} \cdot 8,92^{0,43} \left( \frac{8,92}{5,1} \right)^{0,25} = 124 \cdot 1,15 = 142,6.$$

По значению критерия Нуссельта определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{142,6 \cdot 0,58}{0,032} = 2584,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи. Так как  $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$ , то коэффициент теплопередачи рассчитываем по зависимости, полученной для плоской стенки, т.е.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{зар}}}.$$

Термическим сопротивлением загрязнений будем пренебрегать, т.е.  $R_{\text{зар}} = 0$ .

Учитывая, что толщина стенки трубок

$$\delta = \frac{1}{2} (d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}}) = \frac{1}{2} (0,038 - 0,032) = 0,003 \text{ м, получим:}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{90,05} + \frac{0,003}{51,5} + \frac{1}{2584,6}} = \frac{1}{0,011111 + 0,000006 + 0,000388} = 86,51 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}).$$

Зная коэффициент теплопередачи, определим плотность теплового потока через стенку между средними температурами  $t_1$  и  $t_2$  теплоносителей.

$$q = K(t_2 - t_1) = 86,51 (50 - 13,35) = 3170,6 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Определяем температуры стенок труб:

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 50 - \frac{3170,6}{90,05} = 50 - 35,2 = 14,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 13,35 + \frac{3170,6}{2584,6} = 13,35 + 1,23 = 14,58 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Сравниваем полученные значения температур стенок с принятыми значениями:

$$\Delta_1 = \frac{34,55 - 14,8}{34,55} \cdot 100\% = \frac{19,75}{34,55} \cdot 100\% = 57\%,$$

$$\Delta_2 = \frac{33,55 - 14,58}{33,55} \cdot 100\% = 56,5 \text{ } \%$$

Так как расхождение превышает 5%, то производим повторный расчет. При этом принимаем  $t_{w1} = 14,8^\circ\text{C}$ ;  $t_{w2} = 14,58^\circ\text{C}$ .

Тогда средняя температура стенок труб:

$$t_w = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 14,69^\circ\text{C}.$$

При такой температуре для углеродистой стали  $\lambda_w = 49,65 \text{ Вт/(мК)}$  (Приложение). Пересчитываем значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

При температуре  $t_{w1} = 14,8^\circ\text{C}$   $Pr_{w1} = 0,704$  (приложение)

При температуре  $t_{w2} = 14,58^\circ\text{C}$   $Pr_{w2} = 8,6$  (приложение)

Определяем значения критериев Нуссельта

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} =$$

$$0,021 \cdot 71082^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \left( \frac{0,698}{0,704} \right)^{0,25} = 136,92 \cdot 0,9997 = 136,422$$

По значению критерия Нуссельта определяем  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{136,422 \cdot 0,0283}{0,043} = 89,78 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 16077^{0,8} \cdot 8,92^{0,43} \left( \frac{8,92}{8,6} \right)^{0,25} =$$

$$124 \cdot 1,009 = 125,07$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{вн}} = \frac{125,07 \cdot 0,58}{0,032} = 2266,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Определяем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{89,78} + \frac{0,003}{51,5} + \frac{1}{2266,9}} = \frac{1}{0,01114 + 0,00006 + 0,00044} = 85,91 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Определим плотность теплового потока

$$q = K(t_1 - t_2) = 85,91(50 - 13,35) = 3148,6 \text{ Вт/м}^2$$

$$q=3148,6 \text{ Вт/м}^2$$

Уточняем температуры стенок  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$

$$t_{w1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 50 - \frac{3148,6}{89,78} = 50 - 35,07 = 14,93^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 13,35 + \frac{3148,6}{2266,9} = 13,35 + 1,39 = 14,74^\circ\text{C}$$

Вычисляем погрешность

$$\Delta_1 = \left| \frac{14,8 - 14,93}{14,8} \right| \cdot 100\% = 0,87\%$$

$$\Delta_2 = \frac{14,58 - 14,74}{14,58} \cdot 100\% = 1\%$$

Расхождения значений температур стенок меньше 5%, поэтому расчет прекращаем. Коэффициент теплопередачи принимаем равным

$$K=85,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

5. Определяем площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{42210}{85,91 \cdot 28,9} = 17 \text{ м}^2$$

6. Определяем количество последовательно соединенных секций  $n_2$ . При этом, так как  $\alpha_1 \ll \alpha_2$ , то в качестве расчетного диаметра принимаем внутренний диаметр трубы

$$n_2 = \frac{F}{\pi d_{\text{вн}} \cdot e n_i} = \frac{17}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 1,8 \cdot 2} = 46$$

### 3.3. Пример расчета пластинчатого теплообменного аппарата

Задание. В пластинчатом аппарате производится нагрев молока горячей водой. Температура горячей воды на входе в теплообменник  $t_1^1=90^\circ\text{C}$ , а температура молока  $t_2^1=10^\circ\text{C}$ . Расход горячей воды  $G_1=15$  кг/с, а молока –  $G_2=40$  кг/с. Схема движения теплоносителей – противоток. Теплообменник собран из гладких алюминиевых пластин с размерами  $b=0,4$ ,  $l=0,8$  м. Расстояние между пластинами  $S=20$  мм, а толщина пластин  $\delta=3$  мм. Количество каналов для прохода горячего теплоносителя  $n_1=30$ , а холодного –  $n_2=29$ . Определить температуры воды и молока на выходе из теплообменника, т.е.  $t_1''$  и  $t_2''$ .

Конструктивные размеры теплообменника заданы. Поэтому в данном случае тип расчета – тепловой поверочный. Расчет ведем методом последовательных приближений.

#### 1. Первое приближение

1.1. В первом приближении принимаем температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе из теплообменника  $t_1'' = t_1^1=90^\circ\text{C}$ ,  $t_2'' = t_2^1=10^\circ\text{C}$ . Тогда средняя температура воды составит  $t_1=90^\circ\text{C}$ , а средняя температура молока  $t_2=10^\circ\text{C}$ .

1.2. Определим коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и коэффициент теплопередачи  $k$ . При этом, так как не известны температуры наружной и внутренней стенок пластин  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , то в первом приближении задаем их величины, исходя из средней разности температур теплоносителей.

Средняя разность температур теплоносителей составляет

$$\Delta^- t = t_1 - t_2 = 90 - 10 = 80^\circ\text{C}$$

$$t_{w1} = t_1 - \Delta^- t / 2 = 90 - 80 / 2 = 50^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_{w1} - 1^\circ\text{C} = 49^\circ\text{C}.$$

Тогда средняя температура стенки

$$t_w = (t_{w1} + t_{w2}) / 2 = 49,5^\circ\text{C}.$$

При такой температуре коэффициент теплопроводности алюминия

$$\lambda_w = 217,5 \text{ Вт/(м·к)}.$$

По критериальным уравнениям определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Для этого вначале вычисляем эквивалентный диаметр. Для целевого канала пластинчатого теплообменника эквивалентный диаметр определяется по следующей зависимости

$$d_3 = \frac{2sb}{s+b} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,4}{0,02+0,4} = 0,038 \text{ м}$$

Находим физические свойства воды (таблица 3 Приложения) при определяющей температуре  $t_0 = t_1 = 90^\circ\text{C}$ :  $\rho_1 = 965,3 \text{ кг/м}^3$ ;  $\lambda_1 = 0,68 \text{ Вт/(м·К)}$ ;  $Pr_1 = 1,95$ ;  $\nu_1 = 0,326 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ , а при температуре стенки  $t_{w1} = 50^\circ\text{C}$   $Pr_{w1} = 3,54$ .

Вычисляем среднюю скорость течения горячего теплоносителя, используя заданный расход воды:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = 0,0975 \text{ м/с}.$$

Площадь проходного сечения канала для течения горячего теплоносителя определяем, используя зависимости (1.7) и (1.10)

$$f_1 = n \cdot sb$$

Тогда

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 n_1 sb} = \frac{15}{965,3 \cdot 20 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,065 \text{ м/с}.$$

Определяем критерий Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{w_1 d_3}{\nu_1} = \frac{0,065 \cdot 0,038}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 7580$$

Найденное значение критерия Рейнольдса находится в интервале  $2300 < Re < 10000$ .

Следовательно, режим течения горячего теплоносителя переходный. В этом случае критерий Нуссельта определяется по следующей зависимости [2]:

$$Nu_1 = Ko \cdot Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25}$$

При  $Re_1 = 7580$   $Ko = 25,7$  (табл. 1.1 [2])

Тогда

$$Nu_1 = 25,7 \cdot 1,95^{0,43} \cdot \left( \frac{1,95}{3,54} \right)^{0,25} = 29,5$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи горячего теплоносителя

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{29,5 \cdot 0,68}{0,038} = 528 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для холодного теплоносителя  $\alpha_2$ , т.е. для молока. Так как размеры щелей между пластинами теплообменника одинаковы, то эквивалентный диаметр для холодного теплоносителя будет таким же, как и для горячего теплоносителя, т.е.  $d_3=0,038$  м.

Находим физические свойства молока (таблица 4 Приложения) при определяющей температуре  $t_0=t_2=10^\circ\text{C}$ :

$$\rho_2 = 1033 \text{ кг}/\text{м}^3; \lambda_2=0,531 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

$$Pr_2=18,12; \nu_2=2,393 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \text{ а при температуре стенки } t_{w2}=49^\circ\text{C} - Pr_{w2}=5,85$$

Вычисляем среднюю скорость течения молока, используя заданный его расход

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2}$$

Площадь проходного сечения канала для течения холодного теплоносителя определяем, используя зависимости (1.7) и (1.10)

$$f_2 = n_2 s b$$

Тогда

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2 n_2 s b} = \frac{40}{1033 \cdot 29 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,167 \text{ м}/\text{с}$$

Определяем критерий Рейнольдса

$$Re_2 = \frac{V_2 d_3}{\nu_2} = \frac{0,167 \cdot 0,038}{2,393 \cdot 10^{-6}} = 2005$$

Найденное значение критерия Рейнольдса находится в интервале  $2300 < Re_2 < 10000$ . Следовательно, режим течения холодного теплоносителя переходный. Поэтому критерий Нуссельта определяем по следующей зависимости [2]

$$Nu_2 = K_0 Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25}$$

При  $Re_2=2595$   $K_0=4,9$  (табл. 1.1 [2]), тогда

$$Nu_2 = 4,9 \cdot 18,12^{0,43} \left( \frac{18,12}{5,85} \right)^{0,25} = 22,5918$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи холодного теплоносителя

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{22,5918 \cdot 0,531}{0,038} = 345,69 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи К. При этом используем формулу (2.4) для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{зач.}}}$$

Термическим сопротивлением загрязнения будем пренебрегать, т.е.  $R_{\text{зач.}}=0$ .

Тогда учитывая, что коэффициент теплопроводности алюминия

$\lambda_w=202 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , а толщина алюминиевых пластин  $\delta=0,003\text{м}$ , получим

$$K = \frac{1}{\frac{1}{528} + \frac{0,003}{202} + \frac{1}{315,69}} = \frac{1}{0,005} = 197 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем плотность теплового потока через стенку между теплоносителями:

$$q=K(t_1-t_2) = 197(90-10) = 15760 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Уточняем температуры стенки, используя зависимости (2.23) и (2.24).

$$t_{w1} = t_1 - q/\alpha_1 = 90-15760/528=60,1^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_2 + q/\alpha_2 = 10+15760/315,69 = 59,9^\circ\text{C}$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температур составляет

$$\Delta_1 = \left| \frac{50-60,1}{60,15} \right| \cdot 100\% = 16,9\%$$

$$\Delta_2 = \left| \frac{49-59,9}{59,9} \right| \cdot 100\% = 18,2\%$$

Расхождение значений температур превышает 5%, поэтому расчет повторяем с пункта 2, приняв новые значения температур стенки, т.е.

$$t_{w1}=60,1^\circ\text{C},$$

$$t_{w2} = 59,9^\circ\text{C}$$

Средняя температура стенки

$$\bar{t}_w = (t_{w1} + t_{w2})/2 = (60,1+59,9)=60^\circ\text{C}$$

При такой температуре коэффициент теплопроводности алюминия  $\lambda_w=204,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). При температуре стенки  $t_{w1}=60,1^\circ\text{C}$  для воды  $Pr_{w1}=3,01$  (таблица 3), а при температуре стенки  $t_{w2}=59,9^\circ\text{C}$  для молока  $Pr_{w1}=4,82$ .

Вычисляем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$

$$\bar{N}_{u1}=K_0 Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}}\right)^{0,25} = 25,7 \cdot 1,95^{0,43} \left(\frac{1,95}{3,01}\right)^{0,25} = 30,72$$

$$\alpha_1 = \frac{\bar{N}_{u1} \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{30,72 \cdot 0,68}{0,038} = 550 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$

$$\bar{N}_{u2}=K_0 Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}}\right)^{0,25} = 4,9 \cdot 18,12^{0,43} \left(\frac{18,12}{14,82}\right)^{0,25} = 23,7$$

$$\alpha_2 = \frac{\bar{N}_{u2} \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{23,7 \cdot 0,531}{0,038} = 331,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Определяем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{550} + \frac{0,003}{204,5} + \frac{1}{331,3}} = 206,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Определяем плотность теплового потока между теплоносителями

$$q = K(t_1 - t_2) = 206,2(90 - 10) = 16496 \text{ Вт/м}^2$$

Уточняем температуры стенки

$$t_{w1} = t_1 - q/\alpha_1 = 90 - 16496/550 = 90 - 30 = 60^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_2 + q/\alpha_2 = 10 + 16496/331,3 = 10 + 49,8 = 59,8^\circ\text{C}$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температур составляет:

$$\Delta_1 = \frac{60,1 - 60}{60} \cdot 100\% = 0,17\%$$

$$\Delta_2 = \frac{59,9 - 59,8}{59,8} \cdot 100\% = 0,17\%$$

Расхождение меньше 5%, поэтому принимаем окончательно

$$K = 206,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

3. Определяем температуры воды и молока на выходе из теплообменника, т.е.

$t''_1$  и  $t''_2$ . При средней температуре теплоносителей  $t_1=90^\circ\text{C}$  и  $t_2=10^\circ\text{C}$

определяем удельную массовую теплоемкость воды и молока:

$$C_{p1} = 4,208 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad C_{p2} = 3,88 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Вычисляем водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей

$$W_1 = G_1 \cdot C_{p1} = 15 \cdot 4208 = 63120 \text{ Вт/м}^2$$

$$W_2 = G_2 \cdot C_{p2} = 40 \cdot 3880 = 155200 \text{ Вт/м}^2$$

Определяем площадь теплообмена пластинчатого теплообменника, используя зависимость (1.12)

$$F = (2 \cdot n_1 - 2) \cdot b \cdot l = (2 \cdot 30 - 2) \cdot 0,4 \cdot 0,8 = 18,56 \text{ м}^2$$

Определяем по зависимости (3.9) безразмерный коэффициент теплопередачи

$$N = \frac{K \cdot F}{W_{min}} = \frac{206,2 \cdot 18,56}{63120} = 0,0606$$

Определяем эффективность теплообменного аппарата для противотока, используя зависимость (3.8)

$$E_{\text{против.}} = \frac{1 - e^{-N \left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)}}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} e^{-N \left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)}} = \frac{1 - e^{-0,0606 \left(1 - \frac{63120}{155200}\right)}}{1 - \frac{63120}{155200} e^{-0,0606 \left(1 - \frac{63120}{155200}\right)}} = 0,0581$$

Так как  $W_1 = W_{min}$ , то температуры  $t''_1$  и  $t''_2$  определяем по зависимостям (3.10) и (3.11).

$$t''_1 = t_1 - E(t'_1 - t'_2) = 90 - 0,0581(90 - 10) = 85,45^\circ\text{C}$$

$$t''_2 = t_2 + \frac{W_1}{W_2} E(t'_1 - t'_2) = 10 + \frac{63120}{155200} 0,0581(90 - 10) = 11,9^\circ\text{C}$$

Расхождение между принятыми и полученными значениями температур составляет:

$$\Delta_1 = \frac{90 - 85,45}{85,45} \cdot 100\% = 5,45\%$$

$$\Delta_2 = \left| \frac{10 - 11,9}{11,9} \right| \cdot 100\% = 15,9\%$$

Расхождение превышает 5%, поэтому расчет повторяем с пункта 2 для новых значений  $t''_1$  и  $t''_2$ .

Второе приближение:  $t''_1 = 85,4^\circ\text{C}$ ;  $t''_2 = 11,9^\circ\text{C}$

Определяем средние температуры теплоносителей

$$t_1 = (t'_1 + t''_1) / 2 = (90 + 85,4) / 2 = 87,7^\circ\text{C}$$

$$t_2 = (t'_2 + t''_2) / 2 = (10 + 11,9) / 2 = 10,95^\circ\text{C}$$

2. Определяем коэффициенты теплоотдачи  $K$ .

Примем температуры стенок  $t_{w1}=60,1^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{w2}=59,9^{\circ}\text{C}$ .

Тогда средняя температура стенки

$$\bar{t}_w = (t_{w1} + t_{w2})/2 = 60^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре коэффициент проводности алюминия  $\lambda_w=204 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

При определяющей температуре  $t_0 = t_1 = 87,7^{\circ}\text{C}$  находим физические свойства воды:

$$\rho_1 = 966,86 \text{ кг}/\text{м}^3; \lambda_1 = 0,6786 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К});$$

$$\text{Pr}_1 = 2,01; \nu_1 = 0,335 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с}, \text{ а при температуре стенки } t_{w1} = 60^{\circ}\text{C} \quad \text{Pr}_{w1} = 2,93$$

Вычисляем среднюю скорость течения горячего теплоносителя

$$v_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot n_1 s b} = \frac{15}{966,86 \cdot 30 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,064 \text{ м}/\text{с}.$$

Определяем критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 d_3}{\nu_1} = \frac{0,064 \cdot 0,038}{0,335 \cdot 10^{-6}} = 7259$$

Критерий Рейнольдса находится в интервале  $2300 < \text{Re}_1 < 10000$ .

Следовательно, режим течения переходный.

При  $\text{Re}_1 = 7259$  по таблице 1.1 [2] находим  $\text{Ko}_1 = 24,8$

Определяем критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_1 = \text{Ko} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{zw1}} \right)^{0,25} = 24,8 \cdot 2,01^{0,43} \left( \frac{2,01}{2,93} \right)^{0,25} = 30,47$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = \frac{\bar{N}_u \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{30,47 \cdot 0,6786}{0,038} = 544,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$

При определяющей температуре  $t_0 = t_2 = 10,95^{\circ}\text{C}$  находим физические свойства молока:  $\rho_2 = 1033 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $\lambda_2 = 0,531 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;

$$\text{Pr}_2 = 17,6; \nu_2 = 2,332 \cdot 10^{-6}, \text{ а при температуре стенки } t_{w2} = 59,9^{\circ}\text{C} \quad \text{Pr}_{zw1} = 4,82$$

Вычисляем среднюю скорость течения холодного теплоносителя

$$v_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_2 s b} = \frac{40}{1033 \cdot 29 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,167 \text{ м}/\text{с}$$

Определяем критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = \frac{v_2 d_3}{\nu_2} = \frac{0,167 \cdot 0,038}{2,332 \cdot 10^{-6}} = 2721,3$$

Так как  $2300 < Re_2 < 10000$ , то режим течения переходный. По таблице 1.1[2] при  $Re=2721,3$   $Ko_2=6,05$ .

Определяем критерий Нуссельта

$$\bar{Nu}_2 = Ko_2 Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pz_2}{Pz_{w2}} \right)^{0,25} = 6,05 \cdot 17,6^{0,43} \cdot \left( \frac{17,6}{4,82} \right)^{0,25} = 28,7$$

Определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \frac{\bar{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{28,7 \cdot 0,531}{0,038} = 401,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{544,1} + \frac{0,003}{204} + \frac{1}{401,1}} = 230,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Определяем тепловой поток между теплоносителями

$$q = K(t_1 - t_2) = 230,3(87,7 - 10,95) = 17675,5 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Уточняем температуры стенок

$$t_{w1} = t_1 - q/\alpha_1 = 87,7 - 17675,5/544,1 = 55,2^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_2 + q/\alpha_2 = 10,95 + 17675,5/401,1 = 55^\circ\text{C}$$

Расхождение между принятыми и полученными значениями температур составляет:

$$\Delta_1 = \frac{60,1 - 55,2}{55,2} \cdot 100\% = 8,9\%$$

$$\Delta_2 = \frac{59,9 - 55}{55} \cdot 100\% = 8,9\%$$

Расхождение превышает 5%, поэтому расчет повторяем с пункта 2 для новых значений  $t_{w1}$  и  $t_{w2}$ , т.е.  $t_{w1}=55,2^\circ\text{C}$ ;  $t_{w2}=55^\circ\text{C}$

Тогда средняя температура стенки

$$\bar{t}_w = (t_{w1} + t_{w2})/2 = 55,1^\circ\text{C}.$$

При такой температуре для алюминия

$$\lambda_w = 203,8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

По таблице 3 Приложения при температуре стенки  $t_{w1}=55,2^\circ\text{C}$ ,

$$Pr_{w1} = 3,23, \text{ а при температуре стенки } t_{w2}=55^\circ\text{C} \quad Pr_{w2} = 5,33$$

Вычисляем критерий Нуссельта

$$\bar{Nu}_1 = Ko_1 Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pz_1}{Pz_{w1}} \right)^{0,25} = 24,8 \cdot 2,01^{0,43} \cdot \left( \frac{2,01}{3,23} \right)^{0,25} = 29,74$$

Определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = \frac{\bar{N}_{u1} \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{29,74 \cdot 0,6786}{0,038} = 531,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Вычисляем критерий Нуссельта для холодного теплоносителя

$$\bar{N}_{u2} = \text{Ko}_2 \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{w2}} \right)^{0,25} = 6,05 \cdot 17,6^{0,43} \cdot \left( \frac{17,6}{5,33} \right)^{0,25} = 27,99$$

Определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \frac{\bar{N}_{u2} \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{27,99 \cdot 0,531}{0,038} = 391,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{531,1} + \frac{0,003}{203,8} + \frac{1}{391,1}} = 224,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Определяем тепловой поток между теплоносителями

$$q = K(t_1 - t_2) = 224,7(87,7 - 10,95) = 17245,7 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Уточняем температуры стенок

$$t_{w1} = t_1 - q/\alpha_1 = 87,7 - 17245,7/531,1 = 55,19^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = t_2 + q/\alpha_2 = 10,95 + 17245,7/391,1 = 54,99^\circ\text{C}$$

Расхождение между принятыми и полученными значениями температур:

$$\Delta_1 = \frac{55,2 - 55,19}{55,2} \cdot 100\% = 0,2\%$$

$$\Delta_2 = \frac{55 - 54,99}{55} \cdot 100\% = 0,2\%$$

Так как расхождение не превышает 5%, то расчет заканчиваем. Окончательно

$$K = 224,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3. Определяем температуры горячего и холодного теплоносителей .

При средней температуре горячего теплоносителя  $t_1 = 87,7^\circ\text{C}$  по таблице 3

Приложения находим  $\text{Cp}_2 = 3,885 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Водные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей

$$W_1 = G_1 \cdot \text{Cp}_1 = 15 \cdot 4206 = 63090 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$W = G_2 \cdot \text{Cp}_2 = 40 \cdot 3885 = 155400 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Безразмерный коэффициент теплопередачи (NTU) равен

$$N = \frac{K \cdot F}{W_{\min}} = \frac{224,7 \cdot 18,56}{63090} = 0,0661$$

Определяем эффективность теплообменного аппарата

$$E = \frac{1 - e^{-N\left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)}}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} \cdot e^{-N\left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)}} = \frac{1 - e^{-0,0661\left(1 - \frac{63090}{155400}\right)}}{1 - \frac{63090}{155400} e^{-0,0661\left(1 - \frac{63090}{155400}\right)}} = 0,0631$$

Так как  $W_1 = W_{min}$ , то температуры  $t''_1$  и  $t''_2$  рассчитываем по зависимостям (3.10) и (3.11).

$$t''_1 = t_1 - E(t'_1 - t'_2) = 90 - 0,0631(90 - 10) = 84,95^\circ\text{C}$$

$$t''_2 = t_2 + \frac{W_1}{W_2} E(t'_1 - t'_2) = 10 + \frac{63090}{155400} 0,0631(90 - 10) = 11,95^\circ\text{C}$$

Расхождение между принятыми и полученными значениями температур:

$$\Delta_1 = \frac{85,4 - 84,95}{84,95} \cdot 100\% = 0,53\%$$

$$\Delta_2 = \frac{11,9 - 11,95}{11,95} \cdot 100\% = 0,42\%$$

Расхождение не превышает 5%, поэтому расчет заканчиваем. Следовательно, температуры теплоносителей на выходе из теплообменника  $t''_1 = 84,95^\circ\text{C}$   $t''_2 = 11,95^\circ\text{C}$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухмиров В.В. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепломассообмен»: учеб. пособие / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова; ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново: ИГЭУ, 2009. – 102 с.
2. Бухмиров В.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова, М.В. Пророкова // ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2013. – 124 с.
3. Васильев, А.В. Теплотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Васильев А.В., Бахрачева Ю.С.— Электрон. текстовые данные.— Волгоград: Волгоградский институт бизнеса, Вузовское образование, 2013.— 208 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/11352>.— ЭБС «IPRbooks», по паролю
4. Кудинов, В.А. Теплотехника [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Кудинов В.А., Карташов Э.М., Стефанюк Е.В.— Электрон. текстовые данные.— М.: Высшая школа, Абрис, 2012.— 423 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/9643>.— ЭБС «IPRbooks», по паролю
5. Плаксин Ю.М., Малахов Н.Н., Ларин В.А. Процессы и аппараты пищевых производств. – М.: КолосС, 2005. – 760 с.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник – под. ред. В.А. Грагорьева, В.М. Климова. – М.: МЭИ, 2007. – 632 с.
7. Гринзбург А.С., Громов М.А., Красовская Г.И. Теплофизические характеристики пищевых продуктов. Справочник. – М.: Изд-во «Пищевая промышленность», 1980. –288с.
8. Исаченко В.П. Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипов, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. –288 с.
9. Кавецкий Г.Д., Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии. – М.: Колос, 2000. –551с.

10. Михеев М.А. Основы теплопередачи: учеб. пособие для вузов / М.А. Михеев, И.М. Михеев. – М.: Энергия, 1977. –342 с.
11. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Под ред. Ю.И. Дытнерского. – М.: Химия, 1983. – 272 с.
12. Процессы и аппараты пищевых производств. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. А.Н. Острикова. – СПб.: ГИОРД, 2007. – 608 с.
13. Теплотехника: Учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.Б. Берг, О.К. Вит и др.; Под ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергоиздат, 1982.– 264с.
14. Чубик И.А., Маслов А.М. Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов. – М.: Изд-во «Пищевая промышленность», 1970. – 184с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А1

### Задание 1

Выполнить тепловой конструктивный расчет секционного теплообменника «Труба в трубе», предназначенного для охлаждения воздуха от температуры  $t'_1 = \dots$  °С до  $t''_1 = \dots$  °С. Воздух движется в межтрубном пространстве между наружной трубой и внутренними трубами под давлением  $p = \dots$  МПа. В качестве холодного теплоносителя используют воду с начальной температурой  $t'_2 = \dots$  °С. Расход воздуха  $G_1 = \dots$  кг/с, расход воды  $G_2 = \dots$  кг/с. Схема движения теплоносителей: для четных вариантов – противоток, для нечетных – прямоток. Конструктивные параметры теплообменника: число трубок в каждой секции  $n = \dots$ ; внутренний диаметр большой трубы  $D = \dots$  м; внутренний диаметр малой трубы  $d_{\text{вн}} = \dots$  мм; наружный  $d_{\text{нар}} = \dots$  мм; длина каждой секции  $l = \dots$  м. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить площадь поверхности теплообменника, а также число параллельных  $n_1$  и последовательных  $n_2$  соединенных секций.

№ п/п	$t'_1, \text{°C}$	$t''_1, \text{°C}$	$t'_2, \text{°C}$	$p, \text{МПа}$	$G_1, \text{кг/с}$	$G_2, \text{кг/с}$	$n$	$D, \text{мм}$	$d_{\text{вн}}, \text{мм}$	$d_{\text{нар}}, \text{мм}$	$l, \text{м}$
1	100	60	10	0,2	0,6	2	3	45	19	25	3
2	120	80	15	0,25	0,4	1,5	2	50	26	32	3,5
3	90	60	20	0,3	0,7	2	2	57	32	38	4
4	90	50	25	0,4	1,2	2,5	3	70	45	51	4,5
5	130	90	30	0,35	1,5	3	2	76	50	57	5
6	130	60	35	0,32	0,5	1,5	4	45	19	25	3,2
7	90	60	10	0,2	1,5	3,5	3	50	26	32	4,2
8	90	60	15	0,3	0,8	3	5	57	32	38	4,7
9	120	90	20	0,25	0,4	1,5	4	70	45	51	3
10	120	60	25	0,4	0,6	2	3	76	50	57	2,5
11	95	65	30	0,22	0,7	2,5	3	70	45	51	4
12	95	45	35	0,3	1,2	3	3	70	32	38	4,5

## ПРИЛОЖЕНИЕ А2

### Задание 2

Определить температуры горячего и холодного теплоносителя на выходе из пластинчатого теплообменного аппарата  $T_1''$  и  $T_2''$ , если расход горячего теплоносителя  $G_1 = \dots$  кг/с, а холодного  $G_2 = \dots$  кг/с. В качестве горячего теплоносителя применяется вода, а в качестве холодного – вода / молоко / сливки (по указанию преподавателя). Теплообменник собран из гладких пластин размерами  $b = \dots$  м,  $l = \dots$  м. Расстояние между пластинами  $s = \dots$  мм. Толщина пластин  $\delta = \dots$  мм. Пластины выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Количество каналов для прохода горячего теплоносителя  $n_1 = \dots$ , а холодного –  $n_2 = \dots$ . Температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник  $T_1' = \dots$  °С, холодного теплоносителя –  $T_2' = \dots$  °С. Схема движения теплоносителей: для четных вариантов – противоток, для нечетных – прямоток

№ п/п	$G_1$ , кг/с	$G_2$ , кг/с	$b$ , м	$l$ , м	$s$ , мм	$\delta$ , мм	$T_1'$ , °С	$T_2'$ , °С	$n_1$	$n_2$
1	10	12	0,5	1	25	1,5	90	15	21	20
2	12	14	0,2	0,4	23	2	85	10	25	24
3	10	14	0,6	1,2	20	3	88	12	23	22
4	12	12	0,45	0,9	16	3	95	15	26	25
5	14	16	0,3	0,8	18	3	90	15	30	29
6	12	16	0,4	1	18	2	87	14	24	23
7	16	14	0,5	1,4	26	1,5	92	10	27	26
8	16	12	0,3	0,6	22	3	94	13	29	28
9	12	14	0,6	1,4	20	2	84	15	20	19
10	10	12	0,4	1,2	24	2	86	10	23	22
11	12	10	0,5	1,2	25	1,5	91	14	19	18
12	10	14	0,7	1,4	30	3	89	10	25	24

ПРИЛОЖЕНИЕ Б1

Справочные данные

Таблица 1

Физические свойства сухого воздуха ( $B=1,01 \cdot 10^5$  Па) [1]

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг.К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м.К)	$\mu \cdot 10^6$ , Па.с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	12,7	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	13,8	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	14,9	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	12,79	16,2	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	17,4	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	18,8	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	20,0	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	21,4	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	22,9	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	24,3	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	25,7	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	26,2	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	28,6	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	30,2	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	31,9	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	23,13	33,6	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	36,8	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	40,3	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	43,9	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	47,5	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	51,4	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	40,61	61,0	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	71,6	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	81,9	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	93,1	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	115,3	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	138,3	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	163,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	188,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	216,2	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	245,9	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	276,2	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	316,5	0,724

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б2

Таблица 2

Физические свойства водяного пара на линии насыщения [1]

t, °C	p*10 <sup>-5</sup> , Па	ρ", кг/м <sup>3</sup>	h", кДж/кг	г, кДж/кг	c <sub>p</sub> , кДж/(кг*°C)	λ*10 <sup>2</sup> , Вт/(м*°C)	a*10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с	μ*10 <sup>6</sup> , Па*с	ν*10 <sup>6</sup> , м <sup>2</sup> /с	Pr
0,01	0,0061	0,00485	2501	2500	1,861	1,697	1888	9,156	1888	1,00
10	0,0123	0,00939	2519,4	2477	1,869	1,770	1011	9,493	1011	1,00
20	0,0234	0,01729	2537,7	2453	1,877	1,824	563,7	9,746	563,7	1,00
30	0,0424	0,03037	2555,9	2430	1,885	1,883	328,9	9,989	328,9	1,00
40	0,0738	0,05117	2574	2406	1,895	1,953	200,7	10,270	200,7	1,00
50	0,1233	0,08303	2591,8	2382	1,907	2,034	128,8	10,586	127,5	0,99
60	0,1992	0,1302	2609,5	2358	1,923	2,122	84,70	10,921	83,88	0,99
70	0,3116	0,1981	2626,8	2333	1,942	2,214	57,48	11,272	56,90	0,99
80	0,4736	0,2932	2643,8	2309	1,967	2,309	40,03	11,620	39,63	0,99
90	0,7011	0,4232	2660,3	2283	1,997	2,407	28,55	11,960	28,26	0,99
100	1,013	0,598	2676,3	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,8	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,6	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,86	1,12
150	4,76	2,547	2746,3	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2757,7	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2777,1	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2784,9	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2791,4	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2796,4	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2799,9	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2801,7	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2801,6	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2799,5	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2795,2	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2788,3	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2778,6	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2765,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2748,4	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2726,8	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,9	64,72	2699,6	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,5	1139,7	9,880	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2622,3	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2566,1	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2485,7	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2335,7	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1

ПРИЛОЖЕНИЕ БЗ

Таблица 3

Физические свойства воды на линии насыщения [1]

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho'$ , кг/м <sup>3</sup>	$h'$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг*°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м*°C)	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па*с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	$\sigma \cdot 10^4$ , Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	715,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,4	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,433	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,985	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,74
130	2,701	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,614	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,760	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,180	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,9202	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,027	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,552	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,551	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,079	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,201	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,979	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,480	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,776	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,940	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,051	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,191	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,448	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,917	512,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,697	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б4

Таблица 4

### Теплофизические свойства молочных продуктов

Подукт	t, °С	λ		с		а*10 <sup>6</sup>	
		ккал/(м*ч*°С)	Вт/(м*°С)	ккал/(кг*°С)	кДж/(кг*°С)	м <sup>2</sup> /ч	м <sup>2</sup> /с
Молоко:							
цельное	15	0,426	0,495	0,940	3935,6	440	0,122
обезжиренное	15	0,470	0,547	0,945	3956,5	410	0,114
сгущенное обезжиренное	-	0,272	0,316	0,690	2888,9	350	0,097
сгущенное с сахаром	-	0,230	0,267	0,540	2260,9	333	0,092
Пахта	15	0,390	0,453	0,940	3935,6	410	0,114
Сыворотка	15	0,465	0,541	0,975	4082,1	460	0,128

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б5

Таблица 5

### Теплопроводность сгущенного молока

ОСВ, %	Ж, %	$\lambda$ , Вт/(м*К)
16,2	0,23	0,590
16,7	2,80	0,557
27,1	0,42	0,567
27,6	4,7	0,520
27,0	7,6	0,509

Теплопроводность указана при температуре 40°С в зависимости от жирности (интервал от 0,23 до 7,6%) и от относительного содержания воды.

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б6**

Таблица 6

Теплопроводность сливок в зависимости от жирности

Содержание жира, %	$\lambda$ при температуре, °С			
	0		20	
	ккал/(м*ч*°С)	Вт/(м*°С)	ккал/(м*ч*°С)	Вт/(м*°С)
20	0,290	0,336	0,330	0,384
25	0,275	0,319	0,320	0,372
35	0,270	0,313	0,300	0,349
45	0,260	0,301	0,280	0,325
85	0,136	0,158	0,173	0,201
100	0,113	0,131	0,145	0,169

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б7**

Таблица 7

Коэффициент теплопроводности ( $\lambda$ , Вт/(м\*°С)) металлов и сплавов [1]

Наименование металла	Температура, °С							
	0	20	100	200	300	400	500	600
Алюминий	202	–	206	229	272	319	371	422
Латунь:								
90% Cu, 10% Zn	102	–	117		149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	–	109	134	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	–	107	110	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	–	120	113	152	169	186	200
Медь (99,9%)	393	–	385	137	371	365	359	354
Сталь мягкая	63	–	57	52	46	42	36	31

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б8**

Таблица 8

Коэффициент теплопроводности сталей ( $\lambda$ , Вт/(м\*°С)) [1]

Наименование и марка стали	Температура, °С								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Углеродистая 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	–	–	–
Углеродистая 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	–	–	–
Хромомолибденовая X10C2M (ЭИ107)	18,4	–	21,7	–	–	24,6	25,5	–	–
Хромоникельвольфрамовая 4X14НВ2М (ЭИ69)	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	–	–	–
Хромоникелевая 1X18Н9Т (ЭЯ1Т)*	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	–
Хромоникелевая X25Н20С2 (ЭИ283)	14,6	–	–	–	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Хромистая нержавеющая:									
1X13 (Ж1)	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	–	–	–
2X13 (Ж2)	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3X13 (Ж3)	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	–	–
4X13 (Ж4)	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	–	–
X17 (Ж17)	24,4	–	–	–	–	–	–	–	–
X28 (Ж27)	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	–	–	–
Примечание: * Значения $\lambda$ для различных образцов стали 1X18Н9Т изменяются в пределах $\pm 20\%$ . Здесь приведены средние значения $\lambda$ .									

**БОТАШЕВ Анвар Юсуфович,  
МАЛСУГЕНОВ Роман Сергеевич**

**КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ  
АППАРАТОВ**

Учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы  
по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств»  
для обучающихся направления подготовки  
15.03.02 – Технологические машины и оборудование  
очной, заочной форм обучения

Печатается в редакции автор

Корректор  
Редактор

Сдано в набор.....  
Формат 60x84/16.  
Бумага офсетная.  
Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 4,2.  
Заказ № 0473.24  
Тираж 100 экз.

**Оригинал-макет подготовлен в Библиотечно-издательском центре  
СевКавГГТА  
369000, г. Черкесск, ул. Ставропольская, 36**