

Министерство образования и науки Российской Федерации  
**Нижекамский химико-технологический институт (филиал)**  
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего профессионального образования  
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

# **ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ**

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

**Нижекамск**  
**2012**

**УДК 621.565.954**

**Г 15**

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

**Рецензенты:**

**Визгалов С.В.**, кандидат технических наук, доцент;

**Закиров М.А.**, кандидат технических наук, доцент.

**Галимова, А.Т.**

**Г 15** Пластинчатые теплообменники : методические указания / А.Т. Галимова, А.С. Приданцев, А.А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. – 48 с.

Методические указания подготовлены в соответствии с требованиями ГОС ВПО для подготовки инженеров по специальности 140401 «Техника и физика низких температур». Рассмотрены принципы устройства и методика расчета пластинчатых теплообменных аппаратов. Приведены материалы и задания для выполнения контрольных работ.

Предназначены для студентов очно-заочной формы обучения, изучающих дисциплину «Тепломассообменные аппараты низкотемпературных установок».

Подготовлены на кафедре «Техника и физика низких температур» НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

**УДК 621.565.954**

© Галимова А.Т., Приданцев А.С., Сагдеев А.А., 2012

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012

# 1 КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменные аппараты различных конструкций широко применяют в химической, нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности.

Стремление интенсифицировать процессы конвективного теплообмена и создать наиболее технологичные в изготовлении и экономичные теплообменные аппараты привело в последние годы к быстрому совершенствованию конструкций теплообменных аппаратов, изготовленных из листов: пластинчатых, пластинчато-ребристых, ламельных и спиральных.

Наиболее прогрессивными в настоящее время являются пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменные аппараты. Узлы и детали их полностью унифицированы, а основные рабочие части изготавливают штамповкой и сваркой. Все это создает возможности экономичного массового изготовления таких аппаратов при минимальной металлоемкости.

Пластинчатые теплообменные аппараты являются разновидностью поверхностных рекуперативных теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, изготовленной из тонкого листа. Наиболее широко применяются в промышленности разборные пластинчатые теплообменники. Они состоят из отдельных пластин с прокладками, приспособлены для быстрой разборки и сборки и вся их теплообменная поверхность доступна для очистки. Полуразборные, сварные блочные и сварные неразборные теплообменники являются разновидностью аппаратов пластинчатого типа.

Определяющей особенностью устройства пластинчатых теплообменных аппаратов является конструкция и форма поверхности теплообмена и каналов для рабочей среды. Поверхность теплообмена образуется из отдельных пластин, а каналы для рабочей среды имеют щелевидную форму. Рабочая среда движется у поверхности теплообмена тонким слоем, что способствует интенсификации процесса теплоотдачи. Формы пластин и профили их поверхности очень разнообразны, а конструкции довольно сложны и иногда мало похожи на пластины, поэтому название «пластина» строго говоря, по отношению к некоторым конструктивным формам должно рассматриваться

как условное.

Пластины располагают параллельно друг другу, причем между рабочими поверхностями двух смежных пластин создается небольшой зазор, образующий канал для рабочей среды, подвергаемой нагреванию или охлаждению.

В простейшем случае пластины могут быть плоскими, с гладкими стенками и иметь прямоугольную, квадратную, круглую либо другую форму.

Простейший теплообменник должен иметь не менее трех пластин, образующих два канала, по одному из которых течет горячая рабочая среда, а по другому — холодная (рисунок 1а). В промышленных аппаратах число пластин бывает большим и рабочие среды движутся по множеству параллельных каналов сразу.

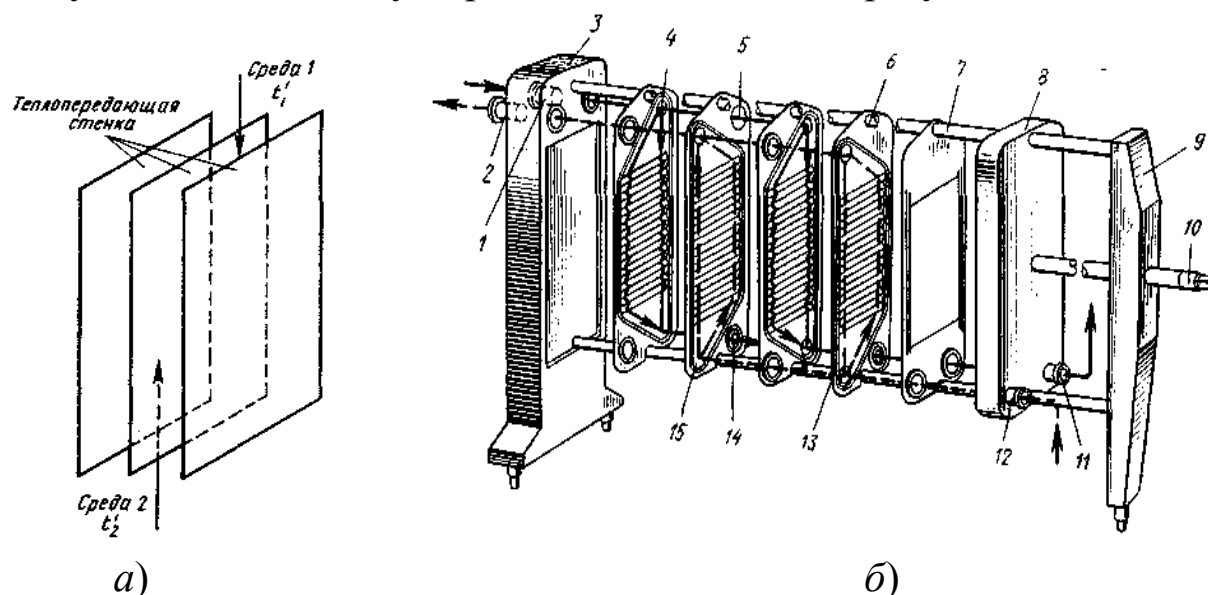


Рисунок 1 – Разборный пластинчатый теплообменный аппарат: а) схема теплопередающего элемента пластинчатого теплообменника; б) схема современного пластинчатого аппарата: 1, 2, 11, 12 – штуцера; 3 – передняя стойка; 4 – верхнее угловое отверстие; 5 – кольцевая резиновая прокладка; 6 – граничная пластина; 7 – штанга; 8 – нажимная плита; 9 – задняя стойка; 10 – винт; 13 – большая резиновая прокладка; 14 – нижнее угловое отверстие; 15 – теплообменная пластина.

Уже на основании общего принципа конструирования пластинчатого теплообменника можно сделать заключение о некоторых его особенностях, весьма важных для практики. Малая толщина пластин и параллельная расстановка с малыми промежутками между пласти-

нами позволяет разместить в пространстве рабочую поверхность теплообменника наиболее компактно с такой «плотностью», которая недостижима в других типах жидкостных теплообменников. Это, в конечном счете, приводит к тому, что пластинчатые теплообменные аппараты обладают при равной тепловой нагрузке значительно меньшими габаритными размерами и металлоемкостью, чем аппараты типа «труба в трубе», кожухотрубчатые и другие, обладающие достаточно высокой эффективностью теплообмена.

В химических производствах иногда наблюдается интенсивное коррозионное или эрозионное неравномерное разрушение поверхности теплообмена только на определенных неблагоприятных участках, в связи с чем возникает необходимость замены поверхности теплообмена на этих участках. В некоторых случаях в связи с изменением технологического режима возникает необходимость переконфигурации поверхности теплообмена, изменения числа параллельно включенных каналов в соответствии с изменившимися расходами рабочих сред либо некоторое увеличение, либо уменьшение общей поверхности теплообмена. Во всех подобных случаях наиболее рациональной, а часто и незаменимой является конструкция пластинчатых теплообменников, которые имеют легко разборную, состоящую из отдельных, сомкнутых элементов, поверхность теплообмена. Пластины в этих аппаратах имеют прокладки для уплотнения межпластинных каналов при сборке всей системы.

Для выявления особенностей разборных пластинчатых теплообменников рассмотрим схему на рисунке 1б.

Аппарат состоит из группы теплообменных пластин 15, подвешенных на верхней горизонтальной штанге 7. Концы верхней и нижней штанг закреплены в неподвижной плите (передней стойке) 3 и на задней стойке. При помощи нажимной плиты 8 и винта 10 пластины в собранном состоянии сжаты в один пакет. На схеме для более ясного изображения потоков рабочих сред показано только пять пластин в раздвинутом положении. В рабочем положении пластины плотно прижаты друг к другу на резиновых прокладках 13 и 5.

Каждая пластина имеет прокладки двух назначений: а) большая резиновая кольцевая прокладка, ограничивающая на лицевой стороне пластины канал для соответствующего потока рабочей среды и охватывающая также два угловых отверстия (с одной стороны пластины

или по диагонали), через которые происходит приток среды в межпластинный канал и сток из него; б) две малые резиновые прокладки, изолирующие два остальных отверстия и создающие транзитный проход для второй рабочей среды.

Система уплотнительных прокладок разборного пластинчатого теплообменника построена так, что после сборки и сжатия пластин в аппарате образуются две системы герметичных каналов, изолированных одна от другой металлической стенкой и прокладками: одна для горячей рабочей среды, другая для холодной. Одна из этих систем состоит из нечетных каналов между пластинами, а другая из четных, благодаря чему потоки горячей и холодной рабочих сред чередуются. Обе системы межпластинных каналов соединяются со своими коллекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред, расположенными на плитах.

Холодная рабочая среда входит в аппарат через штуцер, расположенный на неподвижной плите (например, штуцер 1), и через верхнее угловое отверстие 4 (в первой слева пластине) попадает в продольный коллектор, образованный угловыми отверстиями пластин после их сборки. По коллектору холодная среда доходит до пластины 6, имеющей глухой угол (без отверстия), и распределяется по нечетным межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором благодаря соответствующему расположению больших и малых резиновых прокладок 5 и 13. При движении вверх по межпластинному каналу среда обтекает волнистую поверхность пластин, обогреваемых с обратной стороны горячей средой. Затем подогретая среда выходит в продольный коллектор, образованный нижними угловыми отверстиями 14, и выходит из аппарата через штуцер 11.

Горячая рабочая среда движется в аппарате навстречу холодной. Она поступает в штуцер 12, проходит через нижний коллектор, распределяется по четным каналам и движется по ним вверх. Через верхний коллектор и штуцер 2 охлажденная горячая среда выходит из теплообменника.

## 2 СТРУКТУРА И СХЕМЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В промышленных аппаратах число пластин в некоторых конструкциях может достигать нескольких сот, а образуемые ими каналы могут быть соединены по различным одноходовым и многоходовым схемам. Сами аппараты по конструкции могут быть односекционными и многосекционными или комбинированными.

Односекционным пластинчатым теплообменником называется аппарат, в котором в теплообмене участвуют только две рабочие среды. Можно сказать, что такой аппарат выполняет только одно задание по теплообмену.

В пищевой промышленности широкое применение находят и такие конструкции пластинчатых аппаратов, в которых происходит несколько видов тепловой обработки жидкого пищевого продукта – основной рабочей среды. Это достигается путем соединения в одном аппарате нескольких взаимосвязанных, но самостоятельных теплообменных зон, в которых, например, нагревают продукт паром с целью стерилизации или пастеризации, затем постепенно охлаждают его холодным продуктом, идущим на подогрев, потом холодной водой и, наконец, хладоносителем до конечной температуры. Такую конструкцию имеют известные пастеризационно-охладительные аппараты, которые принято называть комбинированными.

Рассмотрим схему односекционного пластинчатого теплообменника и определим связанные с ней понятия (рисунок 2).

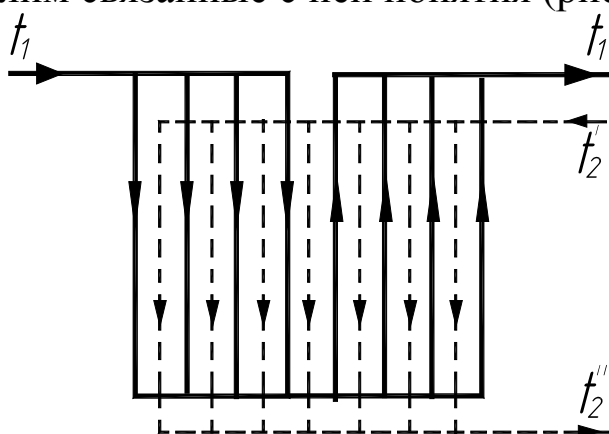


Рисунок 2 – Схема односекционного пластинчатого теплообменника

Элементом тракта движения жидкости в пластинчатом аппарате является *канал* — пространство между двумя соседними пластинами.

Рабочая среда, входящая в аппарат, попадает в каналы через

продольные коллекторы, образованные угловыми отверстиями пластин и малыми прокладками, окружающими эти отверстия.

Из коллектора рабочая среда распределяется обычно по нескольким параллельным каналам. Совокупность нескольких каналов, по которым рабочая среда течет в одном направлении, в практике проектирования называют *пакетом*.

Понятие пакет в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию хода в кожухотрубчатом.

По выходе из первого пакета рабочая среда попадает в противоположный коллекторный канал, проходит по нему вдоль аппарата до очередной *граничной пластины* (пластины с заглушённым угловым отверстием) и распределяется по каналам второго пакета. Во втором пакете рабочая среда движется в направлении, противоположном ее движению в первом пакете, Второй пакет может быть по числу каналов равен первому или не равен ему, как показано на рисунке 2.

При различном числе каналов в расположенных последовательно пакетах скорость движения рабочей среды в каждом пакете будет изменяться.

При одинаковом числе каналов в пакетах скорость рабочей среды практически не изменяется.

Вторая рабочая среда, движение которой на схемах показано штриховой линией, проходит по своему коллекторному каналу и движется затем в межпластинных каналах, смежных с каналами для первой рабочей среды.

В компоновках каналов для рабочих сред возможны различные варианты:

1. Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред одинаково, называют симметричной.

При симметричной схеме компоновки одна рабочая среда проходит последовательно такое же число пакетов, как и другая.

2. Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред неодинаково, называют несимметричной.

Для поддержания приблизительного равенства скоростей рабочих сред в каналах при несимметричной схеме компоновки необходимо, чтобы отношение расходов было обратнопропорционально отношению чисел каналов.

3. Число пакетов на стороне второй рабочей среды неодинаково с числом пакетов на стороне первой рабочей среды (рисунок 2).



При компоновке пластин в пластинчатом теплообменнике особое значение имеет компоновка пакетов со стороны основной (обрабатываемой) рабочей среды, так как обычно расход этой среды через аппарат (производительность аппарата) строго задан и от числа параллельных каналов в пакете зависит скорость продукта, а следовательно, и другие параметры процесса работы теплообменника.

Относительное направление движения обеих рабочих сред через пластинчатый теплообменник может быть различным в зависимости от сочетания общих и частных направлений движения рабочих сред через аппарат в целом и через межпластинные каналы. Различают следующие общие случаи:

- а) частный противоток при общем противотоке, т. е. противоток и в каналах пакетов и в целом аппарате (чистый противоток) (рисунок 3а);
- б) смешанный ток (рисунок 3б);
- в) смешанный частный ток при общем противотоке (рисунок 3в);
- г) частный прямоток при общем противотоке (рисунок 3г);
- д) смешанный частный ток при общем прямотоке (рисунок 3д);
- е) частный прямоток при общем прямотоке (чистый прямоток) (рисунок 3е),

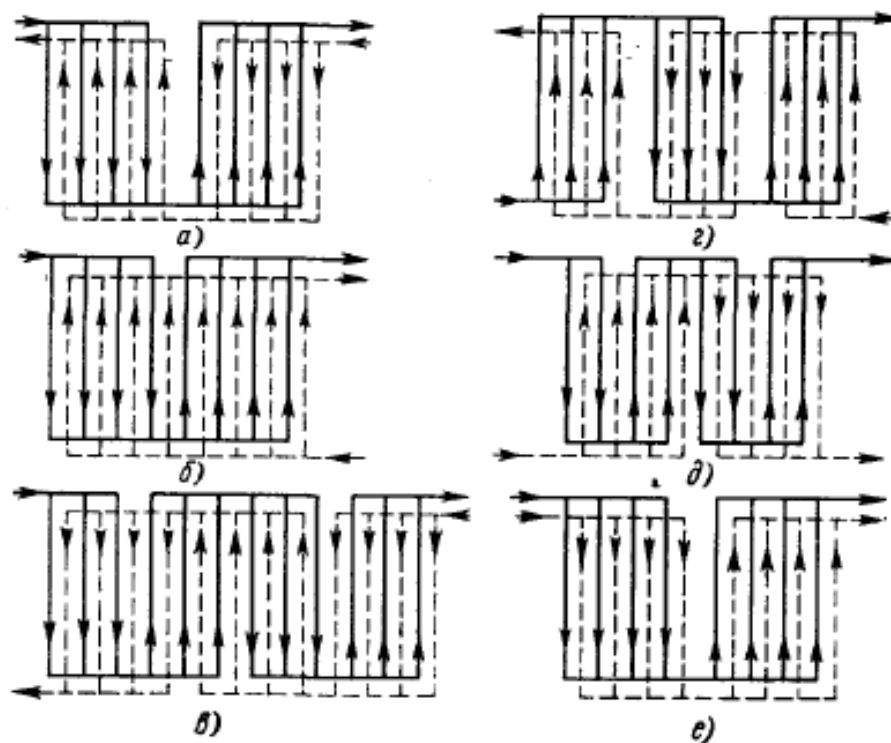


Рисунок 3 – Схемы относительного движения рабочих сред в пластинчатом теплообменнике

При чистом противотоке в условиях многопакетной компоновки пластины, находящиеся на границах пакетов внутри аппарата, работают на прямотоке, а при чистом прямотоке соответственно на противотоке, однако практическое влияние этих пластин на процесс теплопередачи в промышленных аппаратах при многопакетной компоновке пренебрежимо мало.

В практике проектирования пластинчатых теплообменников схему компоновки пластин удобно условно обозначать дробью. В числителе дроби – сумма цифр, которые показывают количество соединенных пакетов по тракту горячей (охлаждаемой) рабочей среды, а значение каждой из цифр — количество параллельных межпластинных каналов в соответствующем по расположению на схеме (или по ходу движения рабочей среды) пакете. В знаменателе дроби – сумма цифр, обозначающих число пакетов и каналов в них по тракту движения холодной (нагреваемой) рабочей среды.

Обозначения такого вида называются формулами компоновки пластин.

Для схемы, приведенной на рисунке 2, формула компоновки пластин будет выглядеть так:

$$C = \frac{4 + 4}{8}$$

Приведенные компоновки соответствуют односекционным теплообменникам, в которых протекают только две рабочие среды.

Если соединить на одной раме несколько односекционных пластинчатых теплообменников, то получим многосекционный (комбинированный) аппарат. Зоны комбинированного аппарата называют *секциями*. Характерным признаком такого аппарата является то, что каждая секция имеет штуцера, через которые подводится и отводится рабочая среда. Каждая секция, являясь простым пластинчатым теплообменником, подчиняется соответствующим для него закономерностям компоновки и работы.

Таким образом, структура многосекционного пластинчатого аппарата может быть представлена в следующем виде: **аппарат** → **секция** → **пакет** → **канал**.

При описании схем многосекционных пластинчатых аппаратов, предназначенных для выполнения комплекса операций по тепловой обработке жидких пищевых продуктов (например, для пастеризации и охлаждения молока), удобно в числителе формулы компоновки помещать сумму цифр, обозначающих число пакетов по тракту движе-

ния продукта, независимо от того, является он нагреваемой или охлаждаемой средой в данной секции.

Анализ структурно-компоновочных вариантов пластинчатых аппаратов и многосекционных агрегатов различного назначения приводит к возможности описания любых схем компоновки пластин и относительного направления потоков в них при помощи формул компоновки следующего вида.

Для односекционных аппаратов

$$C = \frac{\sum_1^i m_1^i}{\sum_1^k m_2^k} = \frac{\overrightarrow{\downarrow m_1' + m_1'' + \dots + m_1^i}}{\overleftarrow{\uparrow m_2' + m_2'' + \dots + m_2^k}}, \quad (1)$$

где  $m_1', m_1'', \dots, m_1^i$  – число параллельных каналов в соответствующих пакетах тракта движения основной (или горячей) рабочей среды;  $i$  – число пакетов в нем;  $m_2', m_2'', \dots, m_2^k$  – число параллельных каналов в пакетах тракта движения второй (или холодной) рабочей среды;  $k$  – число пакетов в нем; знаки  $\downarrow \uparrow$  при  $m_1'$  и  $m_2'$  – направление потоков теплообменивающихся сред в соответствующих пакетах; знаки  $\rightarrow \leftarrow$  соответственно в целом аппарате.

Например, компоновка аппарата и потоков в нем, показанная на рисунке 3в, может быть описана следующим образом:

$$C = \frac{\sum_1^4 m_1^i}{\sum_1^3 m_2^k} = \frac{\overrightarrow{\downarrow 3 + \uparrow 3 + \downarrow 3 + \uparrow 3}}{\overleftarrow{\downarrow 4 + \uparrow 4 + \uparrow 4}}$$

Для многосекционных аппаратов формулы компоновки пластин обобщаются выражением:

$$C = \sum_1^z \frac{\sum_1^i m_1^i}{\sum_1^k m_2^k} \quad (2)$$

Сумма чисел всех каналов для обеих сред (сумма значений числителя и знаменателя в формуле компоновки) связана с общим числом пластин  $n$  в аппарате соотношением:

$$\sum_1^i m_1^i + \sum_1^k m_2^k = n - 1 \quad (3)$$

Обобщенные формулы компоновки пластин выражают общность принципа построения пластинчатых аппаратов при различных вариантах параллельно-последовательной компоновки, а в развернутом виде дают возможность наиболее компактного описания и зашифровки любых структурных схем компоновок пластин в аппаратах и агрегатах с информацией о взаимном расположении секций, пакетов, каналов и направлений потоков в них.

Рассмотрев принцип устройства пластинчатых теплообменных аппаратов, и выполнив анализ их структуры, можно отметить следующие положительные особенности этого вида технологического оборудования:

1. Параллельное расположение тонких пластин с малыми зазорами между ними позволяет увеличить теплообменную поверхность на единицу рабочего объема теплообменника ( $\text{м}^2/\text{м}^3$ ). Это приводит к значительному уменьшению габаритных размеров пластинчатого теплообменника в сравнении с размерами всех других типов промышленных теплообменных аппаратов (кроме пластинчато-ребристых). При работе на средах жидкость – жидкость в промышленных условиях пластинчатые теплообменники имеют наименьшие габаритные размеры при равной тепловой производительности, в сравнении с любыми другими типами промышленных жидкостных теплообменников.

2. Для разборки и чистки поверхностей теплообмена разборного пластинчатого теплообменника не требуются дополнительные производственные площади. При разборке теплообменника (рисунок 1) отвинчивают зажимной винт 10, отодвигают на верхней штанге 7 подвижную нажимную плиту 8, перемещают пластины по штангам в пределах образовавшегося свободного пространства, осматривают, чистят и моют, имея возможность, если требуется, отводить нижний конец пластины в сторону.

Принцип устройства пластинчатого теплообменника дает возможность осуществлять различные схемы компоновки пластин для каждой рабочей среды, изменять (увеличивать или уменьшать) поверхности теплообмена не только проектируемого, но и уже используемого аппарата, вносить различные корректировки в схему движения потоков, а также сосредотачивать на одной раме несколько теп-

лообменных секций различного назначения для выполнения в одном аппарате всего комплекса операций технологической обработки нескольких рабочих сред при различных температурных режимах.

Возможность перестраивать теплообменный аппарат особенно важна на современных предприятиях, в которых приспособляемость к быстро изменяющимся условиям производства является очень важным достоинством.

Компоновочные возможности пластинчатых аппаратов позволяют конструктору создавать любые сечения параллельных и последовательных ходов (а, следовательно, оптимальные скорости рабочих сред при заданных расходах), подбирать в каждом отдельном случае оптимальные условия для теплообмена с учетом полного использования располагаемого напора.

3. Пластинчатые теплообменные аппараты различной производительности и назначения можно создать из одних и тех же узлов и деталей и, в частности, из одинаковых пластин. Технология изготовления теплообменных аппаратов широкого размерного ряда поверхностей и их основных элементов (рабочих пластин) основана на холодной штамповке тонких металлических листов, что создает надежные предпосылки для массового экономичного изготовления их при наименьшей затрате труда и материалов.

Коэффициент унификации деталей и узлов размерного ряда теплообменников пластинчатого типа наиболее высок по сравнению со всеми другими конструкциями теплообменных аппаратов (0,87 – 0,92).

4. При изготовлении поверхностей теплообмена методом холодной штамповки на поверхности пластин легко создавать различные конструктивные элементы, турбулизирующие поток рабочей среды при ее движении в межпластинном канале с целью повышения интенсивности теплоотдачи. Эти элементы профиля, возмущающие поток (различные выступы, гофры и углубления), создают высокую жесткость пластин в собранном пакете, а в разборных конструкциях легко доступны для чистки и мойки.

Наличие возмущающих элементов в межпластинных каналах позволило получить в серийно выпускаемых отечественной промышленностью теплообменниках при работе на воде и водных растворах солей коэффициенты теплопередачи  $3500 \div 4100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , что в  $2 \div$

3 раза превышает соответствующие показатели для кожухотрубчатых и других типов теплообменных аппаратов. Приведенные показатели интенсивности теплопередачи в пластинчатых аппаратах не являются пределом.

Исследования показывают, что имеются вполне реальные и не противоречащие условиям практики возможности дальнейшего повышения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Теплообмен между рабочими средами происходит в тонких слоях при турбулентном их движении; при этом температурный напор может быть очень малым ( $2\div 3^\circ$ ), что предотвращает пригорание и коагуляцию продукта.

5. В пластинчатых теплообменниках успешно подвергаются тепловой обработке различные рабочие среды, начиная от газов, паров и до высоковязких и неньютоновских жидкостей, а также эмульсий и суспензий. Мировой опыт применения пластинчатых аппаратов для различных целей показывает, что они в этом отношении являются лучшими как по эффективности теплообмена, так и по условиям эксплуатации.

6. Пластинчатые теплообменники соответствуют современным средствам автоматизации контроля и регулирования технологических процессов.

Наряду с большими достоинствами следует отметить и трудности в эксплуатации пластинчатых теплообменников.

При эксплуатации сварных блочных, неразборных и полуразборных теплообменников следует постоянно контролировать коэффициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление аппарата. При загрязнении поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи уменьшается, а гидравлическое сопротивление возрастает. При повышении гидравлического сопротивления до установленного максимального значения аппарат надо переключать на промывку от загрязнений. Несвоевременная промывка может вывести аппарат из строя.

### **3 ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩАЯ ПЛАСТИНА КАК ОСНОВНОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ ЭЛЕМЕНТ ПЛАСТИНЧАТОГО АППАРАТА**

Конструкция пластин определяет технические показатели теплообменного аппарата. От формы, размеров и конструктивных особенностей пластин зависят интенсивность теплоотдачи, надежность аппарата, технологичность и трудоемкость его изготовления, эксплуатационные данные.

Конструированию теплообменной пластины должно уделяться очень большое внимание. Опыт показывает, что сконструированная и освоенная в изготовлении пластина является базой для проектирования целого ряда пластинчатых теплообменных аппаратов, отличающихся один от другого по производительности, назначению, схеме компоновки, размерам и весу.

Принцип устройства пластинчатого теплообменника предусматривает построение различных аппаратов на базе стандартных элементов, так как создание новой конструкции пластины сложно и трудоемко. Для создания пластины нового типа требуется проектирование и изготовление весьма сложных крупногабаритных штампов и другой технологической оснастки, ее доводка для получения достаточно точных размеров на отштампованных пластинах, термообработка штампов, на что уходит много времени и квалифицированного труда.

Таким образом, себестоимость опытного образца теплообменника на базе новой конструкции пластин выше в сравнении с себестоимостью серийного аппарата примерно в 20 раз, а себестоимость каждого аппарата опытной серии из 15 единиц более чем в 2 раза. Это доказывает целесообразность выпуска пластинчатых аппаратов только достаточно крупными сериями и необходимость широкого использования одинаковых по форме и размерам пластин на весь размерный ряд аппаратов.

Конструкция пластины в значительной мере определяет особенности всего размерного ряда.

Большинство заводов-изготовителей пластинчатых теплообменников основывает номенклатуру выпускаемых ими аппаратов не менее чем на 3 – 4 типоразмерах пластин. Как правило, профиль по-

верхности пластин запатентован, и в большинстве случаев по внешнему виду пластины можно определить, какому заводу-изготовителю или какой фирме принадлежит выпуск данного аппарата.

Поэтому для большинства современных пластин характерна стабильность конструкции. Освоенная в производстве конструкция пластины, как правило, сохраняется в течение многих лет, удовлетворяя различным условиям при проектировании теплообменников для многих отраслей промышленности, прежде чем она будет заменена новой конструкцией. В ряде видов давно существующих пластин изменения их конструкций сравнительно не велики и часто совсем не затрагивают формы поверхности теплообмена.

Проектирование пластинчатых теплообменников различного назначения, как правило, включает следующие стадии:

1) изыскание высокоэффективной формы и размеров профиля пластин для заданных условий применения;

2) конструирование базовой рабочей пластины как основы для проектирования широкого размерного ряда пластинчатых аппаратов различной производительности и назначения, создаваемых на основе этой пластины;

3) расчет и проектирование аппаратов определенного назначения с различной величиной поверхности теплообмена в пределах намечаемого размерного ряда;

4) конструирование штампов для изготовления базовой рабочей пластины;

5) расширение эффективных областей применения аппаратов с использованием базовой конструкции пластин путем проектирования семейства пластинчатых аппаратов различного назначения (холодильники, подогреватели, конденсаторы, пастеризаторы и т. д.) из различных металлов.

Учитывая, что проектирование, изготовление и доводка оснастки для штамповки связаны с большими затратами труда, а также то, что каждый типоразмер пластин служит базой для создания широкого размерного ряда аппаратов различного назначения, видно, насколько важным и ответственным является этап создания рациональной конструкции пластин.



Пластина представляет собой сложную деталь, несущую на себе элементы различного назначения: теплообменного, механического, гидромеханического, технологического в смысле изготовления и технологического в смысле выполнения аппаратом его производственной задачи.

В настоящее время среди существующих можно выделить несколько основных видов пластин:

- ***плоские и канальчатые пластины***

попарное соединение простых плоских пластин позволяет создать две системы каналов, изолированных одна от другой теплопередающей стенкой. Канальчатые пластины характеризуются зигзагообразными или спиральными каналами на поверхности. Они применяются обычно в сочетании с гладкими пластинами.

- ***пластины ленточно-поточного типа***

Конструкции таких пластин отличаются разнообразием в формах и размерах деталей, но для всех них характерно наличие периодически повторяющихся гофр (треугольных, синусоидальных или др.), ориентированных параллельно меньшей стороне пластины. Поток жидкости в каналах подобен плоской волнистой ленте. Геометрические характеристики потока могут быть различны, но во всех случаях поверхность омывается поперек гофр.

- ***пластины сетчато-поточного типа***

В этих пластинах турбулизирующие элементы профиля одновременно создают сетку взаимных опор между пластинами, что позволяет значительно повысить жесткость пакета и обеспечить его работоспособность при более высоких давлениях.

На рисунках 4 – 7 показаны современные конструкции пластин, выпускаемые отечественной и зарубежной промышленностью.

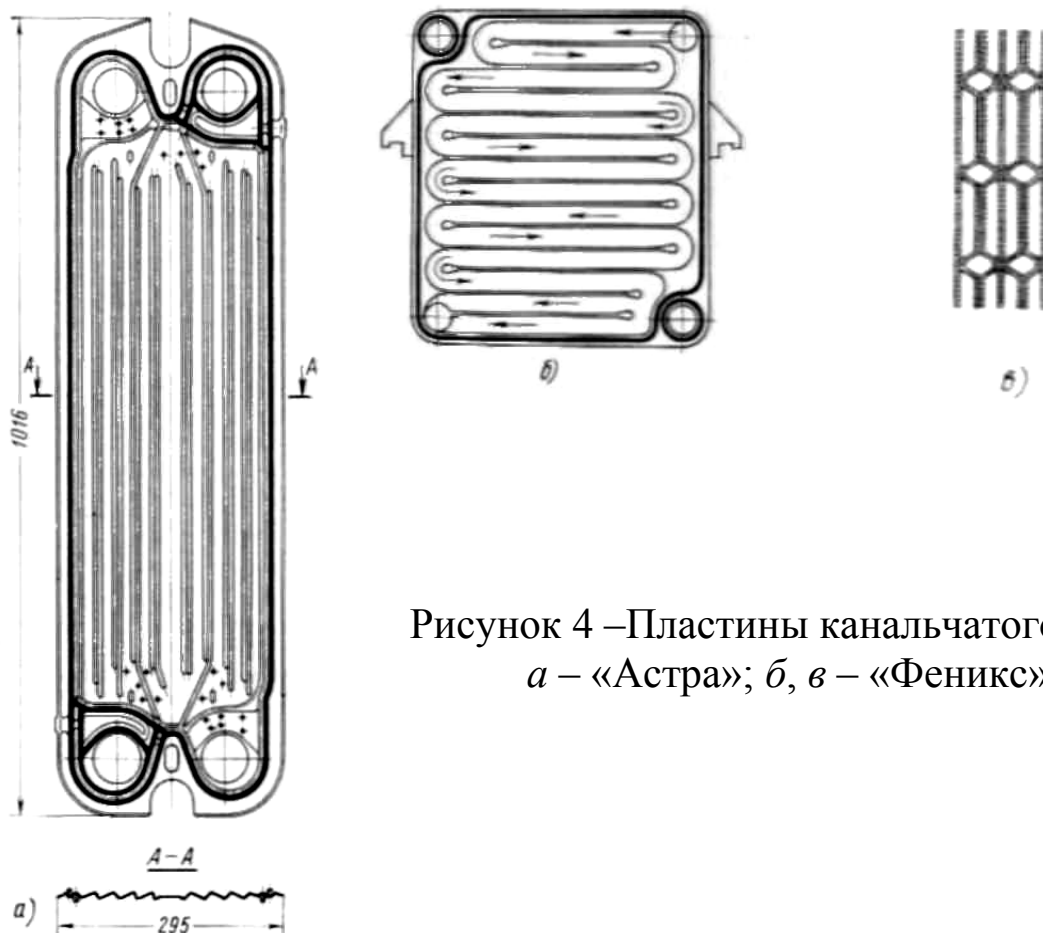


Рисунок 4 – Пластины канальчатого типа:  
*a* – «Астра»; *б, в* – «Феникс»

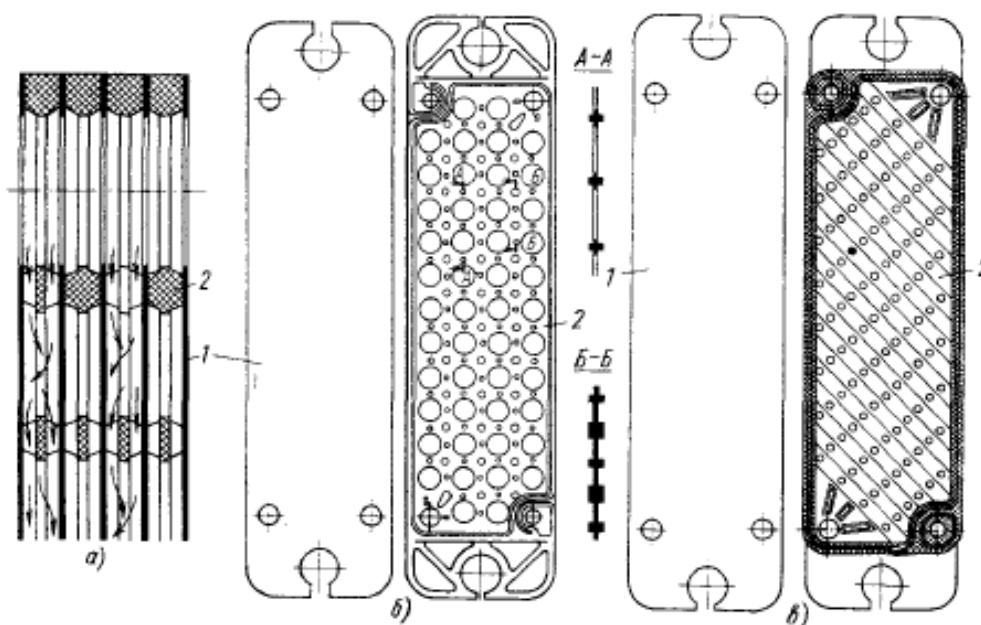


Рисунок 5 – Пластинчатые пары с турбулизирующими вставками из штампованных элементов «Мульти-Пасс»:  
*a* - схема движения жидкости; *б* – пара с пластмассовой вставкой;  
*в* – пара с металлической вставкой  
*1* – пластина, *2* – вставка

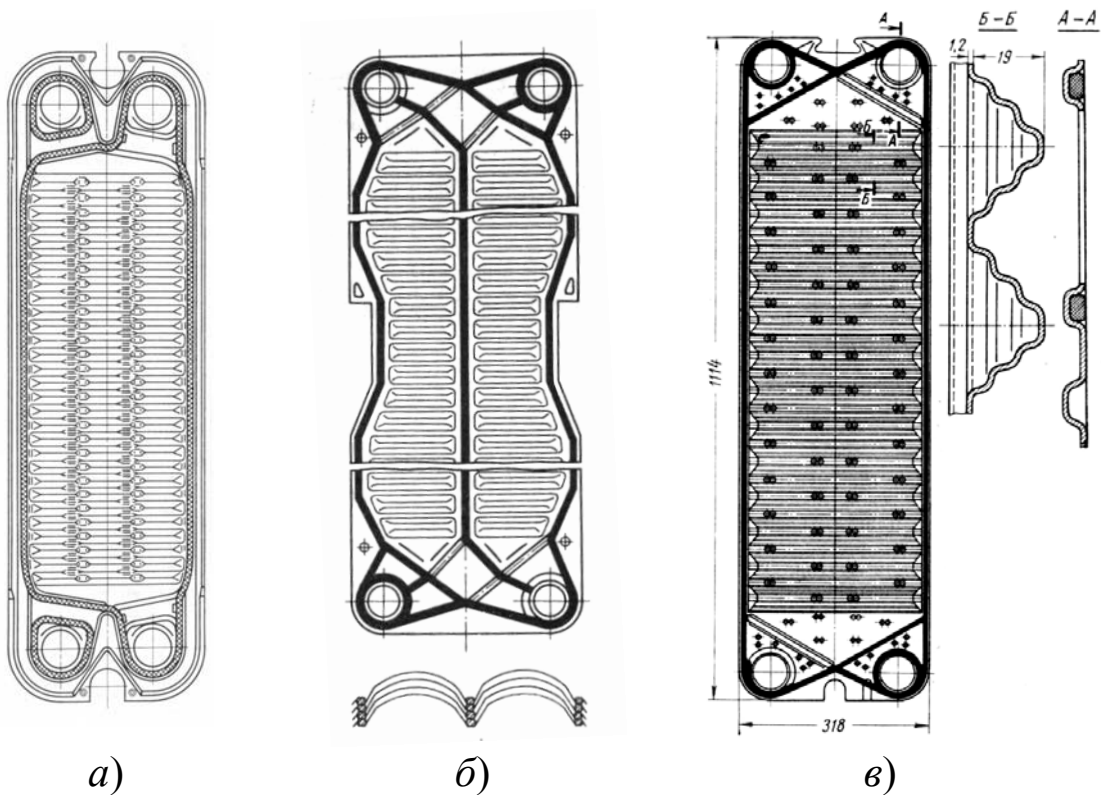


Рисунок 6 – Пластины ленточно-поточного типа: *а* – «Альфа-Лаваль» Р-11; *б* – «Альборн-159» свободно-поточного типа; *в* – «Парафлору» с двойной гофрировкой.

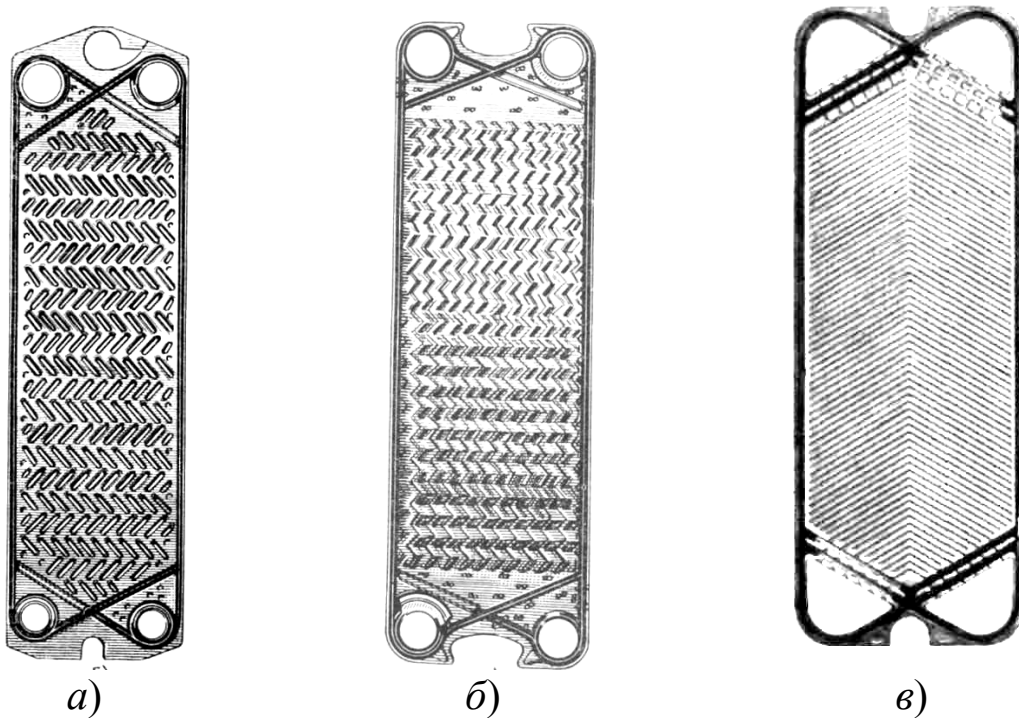


Рисунок 7 – Пластины сетчато-поточного типа: *а* – «Силькеборг»; *б* – «Кольдинг»; *в* – ПР-0,5М

Особенности конструкции пластины в целом обычно определяет следующее:

а) конструкция гофр или профиль рабочей теплообменной стенки;

б) форма угловых отверстий для подвода и отвода рабочих сред и устройства для снижения гидравлического сопротивления участков входа и выхода;

в) уплотнительная система;

г) система подвески пластин на раме аппарата и фиксации положения пластин в пакете;

д) устройство для безопасного обслуживания пакета пластин при аварийном нарушении герметичности прокладок;

е) устройство вспомогательных конструктивных элементов пластины, повышающих жесткость собранной системы, способствующих технологичности изготовления, создающих удобства обслуживания и ремонта и т. д.

Практически эти элементы не всегда удается рационально совместить в одной детали.

В таблице 1 и на рисунке 8 приводятся характеристики пластин сетчато-поточного типа с гофрами треугольной формы в «елочку». Они как наиболее эффективные, широко применяются в большинстве конструкций отечественных пластинчатых теплообменников для химических и смежных с ним производств.

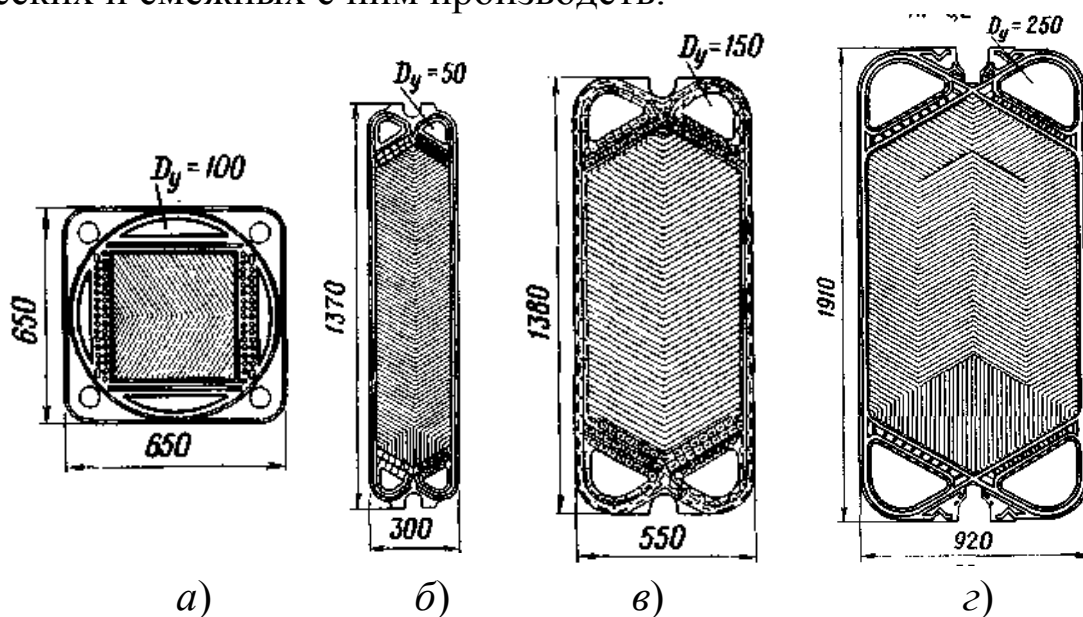


Рисунок 8 – Конструкция сетчато-поточных пластин для выпуска широкого размерного ряда теплообменных аппаратов:

а – ПР-0,2 ; б – ПР-0,3 ; в – ПР-0,5М ; з – ПР-1,3

Таблица 1 – Характеристики пластин сетчато-поточного типа

Параметры сетчато-поточных пластин с наклонными гофрами треугольного профиля	ПР – 0,2	ПР – 0,3	ПР – 0,5Е	ПР – 0,5М	ПР – 1,3	ПС – 0,8
Габаритные размеры пластин, мм						
Длина.....	650	1370	1380	1380	1910	1370
Ширина.....	650	300	500	550	920	640
Толщина стенки, мм	1,2	1	1	1	1	1
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	0,2	0,3	0,5	0,5	1,3	0,8
Масса, кг	3,6	3,2	5,4	5,6	12,3	6,4
Эквивалентный диаметр канала, мм	7,5	8	8	9,6	9,6	9
Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup> × 10 <sup>3</sup>	1,6	1,1	1,8	2,4	4,3	3
Расстояние между стенками пластин (среднее), мм	3,8	4	4	5	5	5
Шаг гофр (по нормали к гофрам), мм	18	18	18	18	18	18
Высота гофр, мм	4	4	4	5	5	5
Число гофр на пластине	21	50	66	66	95	46
Длина одного канала (приведенная), м	0,44	1,12	1,15	1	1,47	1,26
Площадь углового отверстия, м <sup>2</sup>	0,0082	0,0045	0,017	0,017	0,03	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера, мм	100	50	150	150	200	200
ПР – пластины для разборных теплообменников						
ПС – пластины для блочных сварных теплообменников						

#### 4 ТЕПЛОТДАЧА И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В МЕЖПЛАСТИННЫХ КАНАЛАХ

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности теплопередачи для плоской стенки, может быть найден по известной формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} + R_3 + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4)$$

где  $R_{cm}$  и  $R_3$  – термические сопротивления стенки и загрязнений соответственно.

Главная трудность при расчете коэффициента теплопередачи состоит в определении коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . В извилистых межпластинных каналах исключительная сложность гидромеханических и тепловых явлений в непрерывно дестабилизируемом турбулентном потоке создает большие трудности для аналитического решения задач о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении. Поэтому основные расчетные уравнения получены экспериментально и представлены в критериальной форме.

В частности для сетчато-поточных пластин с пересекающимися наклонными к оси симметрии гофрами ПР-0,5 Е (рисунок 5) при турбулентном режиме течения рабочей среды для области  $Re$  от 50 до 20000 действительны расчетные уравнения:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

$$Eu = \frac{1620}{Re^{0,25}}, \quad (6)$$

$$\xi = \frac{22,4}{Re^{0,25}} \quad (7)$$

При ламинарном режиме течения при  $0,1 < Re < 50$

$$Nu = 0,63 Re^{0,33} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (8)$$

$$Eu = \frac{35000}{Re}, \quad (9)$$

$$\xi = \frac{486}{Re} \quad (10)$$

Приведенные формулы справедливы для различных рабочих сред при изменении числа Прандтля от 0,7 до 5000.

При обогреве конденсирующимся движущимся паром в каналах из этих пластин при температурном напоре между паром и холодной стенкой  $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$ :

$$Nu = 0,375 \cdot 10^{-3} (Ga Pr K)^{0,55} \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{1,17} \quad (11)$$

здесь  $Nu = \frac{\alpha \cdot d_s}{\lambda}$  – критерий Нуссельта;  $Ga = \frac{gL_n^3}{\nu^2}$  – критерий Галилея;  $K = \frac{r}{c\Delta t}$  – критерий конденсации;  $\rho_2$  и  $\rho_1$  – плотность пара при данном давлении и плотность конденсата.

При медленном движении пара в этих каналах и  $\Delta t < 10^\circ$  удовлетворительные результаты дает следующее уравнение:

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{g\rho^2 \lambda^3 r}{\nu L(t_1'' - t_{cm})}} \quad (12)$$

У модернизированной конструкции пластины ПР-0,5М гидравлическое сопротивление благодаря модернизации входных и выходных участков канала уменьшено и описывается формулами:

$$Eu = \frac{784}{Re^{0,25}}, \quad \xi = \frac{15}{Re^{0,25}} \quad (13)$$

При конденсации движущегося пара в каналах из пластин ПР-0,5 М при  $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$  получено уравнение:

$$Nu = 240Re^{0,7} Pr^{0,4} \quad (14)$$

Для расчета гидравлических сопротивлений сетчато-поточных пластин ПР-0,3 получены формулы:

$$Eu = \frac{1350}{Re^{0,25}}, \quad (15)$$

$$\xi = \frac{19,3}{\text{Re}^{0,25}} \quad (16)$$

При конденсации движущегося пара для этих пластин:

$$\text{Nu} = 322\text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,4} \quad (17)$$

За определяющий размер в критериях Nu и Re принята приведенная длина пластины  $L_n$ .

Сетчато-поточные пластины в елку ПР-0,2 (квадратные) с наклонными гофрами треугольной формы (рисунок 5) при сборке в пакет устанавливаются повернутыми в плоскости пластины одна относительно другой на  $90^\circ$ .

Теплоотдача при турбулентном режиме:

$$\text{Nu} = 0,09\text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,5} \quad (18)$$

Гидравлические сопротивления:

$$\text{Eu} = \frac{500}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (19)$$

$$\xi = \frac{17}{\text{Re}^{0,25}} \quad (20)$$

При проектировании сложных компоновочных решений пластинчатых аппаратов требуется предварительно рассчитать рациональную скорость каждой рабочей среды, чтобы можно было определить коэффициенты теплоотдачи и достаточно точно уложиться в заданный располагаемый напор.

Взаимосвязь гидравлических, тепловых и геометрических параметров теплообменного аппарата, имеющего сложную схему компоновки каналов, может быть выражена следующим уравнением, связывающим известные в теории теплообмена критерии:

$$\text{Eu} \cdot \text{Fr} \frac{\text{Pe}}{\text{Nu}} S \cdot \Gamma = 1 \quad (21)$$

где  $\text{Eu} = \xi_1 \frac{L_n}{2d_3}$  – критерий Эйлера для одного пакета;  $\text{Fr} = \frac{\rho_1 w_1^2}{2\Delta P_1}$  –

критерий Фруда или отношение удельной кинетической энергии потока к запасу потенциальной энергии жидкости при входе ее в аппа-



рат;  $\frac{Pe}{Nu} = \frac{\rho_1 w_1 c_1}{\alpha_1}$  – величина, характеризующая отношение удельного

теплосодержания потока к интенсивности теплоотдачи;  $Pe = Re Pr$ ;

$S = \frac{t'_1 - t''_1}{t_{1cp} - t_{cm}}$  – симплекс, характеризующий условия подобия температурных режимов;

$\Gamma = \frac{d_э}{2L_n} = \frac{\delta}{L_n}$  – симплекс геометрического подобия, выражающий степень тонкослойности потока.

Для построения рационального метода расчета теплообменников целесообразно приведенное выше уравнение решить относительно скорости  $w_1$ :

$$w_1 = 23 \sqrt{\frac{\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{cm}) \Delta P_1}{c_1 (t'_1 - t''_1) \rho_1^2 \xi_1}} \quad (22)$$

Соответственно для второй рабочей среды это уравнение имеет вид:

$$w_2 = 23 \sqrt{\frac{\alpha_2 (t_{cmcp} - t_{2cp}) \Delta P_2}{c_2 (t'_2 - t''_2) \rho_2^2 \xi_2}} \quad (23)$$

Пользуясь формулами (22) и (23) можно в самом начале теплового расчета вычислить рациональную скорость потока каждой рабочей среды, которая в дальнейшем обеспечит соответствие заданного располагаемого напора фактическому.

При расчете, описанном на приведенной формуле, метод последовательного приближения в принципе не исключается, однако обычно надобность в повторном расчете отпадает.

Выбор предполагаемого коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и коэффициента сопротивления  $\xi$  на первый взгляд кажется трудным, однако практика применения метода показала, что уже при небольшом навыке расчеты аппаратов по формулам (22) и (23) осуществляются легко и уверенно с одного раза. Следует иметь в виду, что назначение предполагаемой величины  $\alpha$  чисто вспомогательное, так как она не используется для расчета рабочей поверхности.

Кроме того, использование приближенных значений  $\alpha$  и  $\xi$  в рас-

чете скорости происходит в благоприятных условиях, потому что из возможного отклонения выбранных значений от истинных извлекается кубический корень и погрешность полученного значения скорости будет соответственно уменьшена.

В дальнейшем расчете вычисляется действительное значение по критериальным уравнениям, и влияние этой погрешности оказывается совсем малым, поскольку коэффициент теплоотдачи изменяется пропорционально скорости в степени 0,6 – 0,8.

Благодаря действию этих факторов действительное значение коэффициента теплоотдачи мало зависит от ошибки при выборе предполагаемого значения его, использованного только при расчете скорости.

Это также относится и к возможной погрешности при вычислении средней температуры стенки. Коэффициент сопротивления  $\zeta$  легко может быть уточнен сразу после получения скорости по числу Рейнольдса, вследствие чего устраняется угроза для точности дальнейшего расчета и необходимость в повторении всего расчета.

При расчете особенно отчетливо выявляется малое влияние точности предварительного выбора величин  $\alpha$ ,  $\Delta\bar{t}_{cm}$  и  $\zeta$ , так как значения

$m_i = \frac{V_i}{b_i \delta_i w_i}$  (число каналов в пакете для  $i$ -ой среды) представляют собой дискретный ряд чисел, и вычисленное по этой формуле значение необходимо в конечном счете округлять до целого числа.

Более того, расчет нередко дает результаты, подсказывающие необходимость применения компоновки с чередующимся числом параллельных каналов в пакетах.

Например, при получении в результате вычисления числа 3,45 оказывается целесообразной компоновка с условным  $m = 3,5$ , которая на практике реализуется в виде последовательного соединения пакетов с чередованием числа каналов 3 – 4 – 3 – 4 и т. д.

## 5 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ КОМПОНОВОЧНОГО РАСЧЕТА

Компоновочным расчетом теплообменных аппаратов определяется параллельно-последовательная компоновка каналов для каждой рабочей среды.

Например, для пластинчатых теплообменников при расчете определяют: размеры пластин и число каналов в одном пакете; число пластин в каждом пакете и число пакетов в аппарате; общее число пластин в аппарате и основные размеры аппарата.

При компоновочном расчете аппарата используют результаты теплового расчета. Оба вида расчетов являются взаимосвязанными, иногда результаты компоновочного расчета заставляют вносить существенные изменения в тепловой, а также и гидромеханический расчеты.

Порядок компоновочного расчета пластинчатого аппарата следующий:

1. По заданным расходам рабочих сред и вычисленным или выбранным скоростям их движения в каналах определяют необходимую площадь поперечного сечения пакета:

$$f_n = \frac{V}{w}, \quad (24)$$

где  $V$  – объемный расход рабочей среды, м<sup>3</sup>/с;  $w$  – скорость данной рабочей среды, м/с.

2. Определяют число параллельных каналов в пакете для каждой среды:

$$m = \frac{f_n}{f_1} \quad (25)$$

где  $f_1$  – площадь поперечного сечения одного межпластинного канала, м<sup>2</sup>.

Полученное значение  $m$  округляют до целого.

3. Число пластин в пакете находят по соотношению:

$$n_n = 2m \quad (26)$$

В крайних пакетах, соприкасающихся с плитами, общее число пластин на одну больше (концевую):

$$n'_n = 2m + 1 \quad (27)$$

4. Вычисляют поверхность теплопередачи одного пакета:

$$F_n = F_1 n_n \quad (28)$$

5. Определяют число пакетов (ходов) в теплообменном аппара-

те:

$$X = \frac{F_a}{F_n}, \quad (29)$$

где  $F_a$  – рабочая поверхность аппарата, найденная при тепловом расчете.

Если величина  $F_a$  получается дробной, то ее округляют до целого числа и корректируют соответственно поверхность всего аппарата:

$$F'_a = XF_n$$

6. Находят общее число пластин в аппарате (секции):

$$n_a = \frac{F'_a + 2F_1}{F_1} \quad (30)$$

где  $F_1$  – поверхность теплопередачи одной пластины, м<sup>2</sup>.

### Примеры проектных расчетов простых пластинчатых теплообменников

#### Пример 1.

Произвести проектный расчет пластинчатого теплообменника для охлаждения 75-ной % фосфорной кислоты холодной водой при следующих исходных данных:

Массовый расход фосфорной кислоты  $G_1 = 151,2$  т/ч = 42 кг/с.

Объемный расход фосфорной кислоты  $V_1 = 0,0266$  м<sup>3</sup>/с.

Начальная температура кислоты  $t'_1 = 85$  °С.

Конечная температура кислоты  $t''_1 = 40$  °С.

Начальная температура охлаждающей воды  $t'_2 = 20$  °С.

Конечная температура охлаждающей воды  $t''_2 = 40$  °С.

Рабочее давление в аппарате  $p = 600$  кПа (60 000 кгс/м<sup>2</sup>).

Располагаемый напор на стороне кислоты  $\Delta p_1 = 140$  кПа (14000 кгс/м<sup>2</sup>).

Располагаемый напор на стороне воды  $\Delta p_2 = 120$  кПа (12 000 кгс/м<sup>2</sup>).

Теплофизические свойства кислоты при средней температуре  $\bar{t}_1 = \frac{85 + 40}{2} = 62,5$  °С.

Плотность  $\rho_1 = 1580$  кг/м<sup>3</sup>.

Удельная теплоемкость  $c_1 = 2132$  Дж/(кг · К).

Коэффициент теплопроводности  $\lambda_1 = 0,357$  Вт/(м · К).

Кинематическая вязкость  $\nu_1 = 6,33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Средняя температура воды  $\bar{t}_2 = \frac{20 + 40}{2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Теплофизические свойства воды при средней температуре:  
плотность  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$ .

удельная теплоемкость  $c_2 = 4187 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

коэффициент теплопроводности  $\lambda_2 = 0,818 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

кинематическая вязкость  $\nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Аппарат намечено проектировать на базе пластин «ПР-0,5Е» из стали Х18Н10Т с гофрами в «елочку» и следующими техническими данными:

поверхность теплопередачи одной пластины  $F_1 = 0,5 \text{ м}^2$ .

эквивалентный диаметр межпластинчатого канала  $d_s = 0,0080 \text{ м}$ .

площадь поперечного сечения одного канала  $f_1 = 0,0018 \text{ м}^2$ .

длина канала (приведенная)  $L_n = 1,15 \text{ м}$ .

диаметр углового отверстия  $D_\delta = 150 \text{ мм}$ .

толщина пластины  $\delta_{cm} = 1 \text{ мм}$ .

коэффициент теплопроводности материала  $\lambda_{cm} = 15,9 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Для пластины принятого типа при указанной величине  $d_s$  действительны уравнения теплоотдачи:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{жс}} \right)^{0,25}$$

и потерь энергии:

$$\xi = 22,4 / Re^{0,25}$$

Площадь проходного сечения штуцера  $f_D = 0,0173 \text{ м}^2$   
( $D = 150 \text{ мм}$ ).

## Решение

### Тепловой расчет

1. Определим количество тепла, передаваемого в единицу времени:

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = 42 \cdot 2131 (85 - 40) = 40,2 \cdot 10^5 \text{ Вт}$$

2. Находим расход охлаждающей воды:  
массовый:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')} = \frac{40,2 \cdot 10^5}{4187(40 - 20)} = 48 \text{ кг/с}$$

объемный:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{48}{995,7} = 0,0482 \text{ м}^3/\text{с}$$

3. Вычисляем средний температурный напор:

Схема потоков:

$$85^\circ \rightarrow 40^\circ$$

$$40^\circ \leftarrow 20^\circ$$

$$\Delta t_{\bar{\sigma}} = 85^\circ - 40^\circ = 45^\circ; \Delta t_{\bar{m}} = 40^\circ - 20^\circ = 20^\circ$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}} - \Delta t_{\bar{m}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{45 - 20}{2,3 \lg \frac{45}{20}} = 30,9^\circ \text{ C}$$

4. Определяем рациональную скорость движения кислоты в каналах теплообменника.

Для ориентировочного расчета скорости  $w_1$  принимаем:

$$\alpha_1 = 3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \bar{t}_{cm} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} = \frac{62,5 + 30}{2} = 46,25^\circ \text{ C};$$

$\xi_1 = 5$ , тогда

$$w_1 = 2,3 \sqrt{\frac{\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{cm})\Delta P_1}{c_1(t_1' - t_1'')\rho_1^2 \xi_1}} = 2,3 \sqrt{\frac{3500(62,5 - 46,25)140000}{2132(85 - 40)1580^2 \cdot 5}} = 0,374 \text{ м/с}$$

5. Критерий Рейнольдса для потока кислоты:

$$Re = \frac{w_1 d_s}{\nu_1} = \frac{0,374 \cdot 0,008}{6,33 \cdot 10^{-6}} = 472$$

6. Проверяем принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{472^{0,25}} = 4,82$$

Это достаточно близко к принятому  $\xi_1 = 5$ .

7. Вычисляем критерий Прандтля  $Pr_1$  и  $Pr_{cm}$  при средней температуре кислоты и при температуре стенки:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \nu_1 \rho_1}{\lambda_1} = \frac{2132 \cdot 6,33 \cdot 10^{-6} \cdot 1580}{0,357} = 59,7$$

При  $\bar{t}_{cm} = 46,25^\circ \text{ C}$  физические свойства кислоты характеризу-

ются следующими данными:

$$c_{cm} = 2050 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); v_{cm} = 8,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\rho_{cm} = 1580 \text{ кг}/\text{м}^3; \lambda_{cm} = 0,354 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Получаем  $Pr_{cm}$ :

$$Pr_{cm} = \frac{c_{cm} v_{cm} \rho_{cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{2050 \cdot 8,25 \cdot 10^{-6} \cdot 1580}{0,354} = 75,4$$

8. Вычисляем критерий Нуссельта со стороны охлаждаемой кислоты:

$$Nu = 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 472^{0,73} \cdot 59,7^{0,43} \left( \frac{59,7}{75,4} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,135 \cdot 88,6 \cdot 5,8 \cdot 0,943 = 65,5$$

9. Находим коэффициент теплоотдачи от кислоты к стенке по полученному значению  $Nu_1$ :

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_s} = \frac{65,5 \cdot 0,357}{0,008} = 2920 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

10. Определяем аналогично рациональную скорость движения воды в каналах теплообменника.

Для ориентировочного расчета скорости  $w_2$  принимаем:

$$\alpha_2 = 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \bar{t}_{cm} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} = \frac{62,5 + 30}{2} = 46,25 \text{ }^\circ\text{C};$$

$\xi_1 = 2,6$ , тогда

$$w_2 = 23 \sqrt{\frac{\alpha_2 (\bar{t}_{cm} - \bar{t}_2) \Delta P_2}{c_2 (t_2'' - t_2') \rho_2^2 \xi_2}} = 23 \sqrt{\frac{2500(46,25 - 30)120000}{4187(40 - 20)995,7^2 \cdot 2,6}} = 0,567 \text{ м}/\text{с}$$

11. Критерий Рейнольдса для потока воды:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_s}{\nu_2} = \frac{0,567 \cdot 0,008}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 5650$$

12. Проверим принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления со стороны воды:

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re_2^{0,25}} = \frac{22,4}{5650^{0,25}} = 2,58$$

13. Критерий Прандтля  $Pr_2$  и  $Pr_{cm}$  для воды равны:

при  $\bar{t}_2 = 30^\circ\text{C}$   $Pr_2 = 5,42$

при  $\bar{t}_{cm} = 46,25^\circ\text{C}$   $Pr_{cm} = 3,85$

14. Вычисляем критерий Нуссельта для воды по той же формуле, что и для кислоты:

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 5650^{0,73} \cdot 5,42^{0,43} \left( \frac{5,42}{3,85} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 5848,3 \cdot 2,07 \cdot 1,09 = 167$$

15. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде составит:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_s} = \frac{167 \cdot 0,618}{0,008} = 12900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

16. Определяем термическое сопротивление стенки пластины и загрязнений на ней.

а) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне фосфорной кислоты найдем по таблице 2 ориентировочно:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,00005 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

б) термическое сопротивление стенки из стали марки X18H10T при ее толщине  $\delta = 1$  мм:

$$\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = 0,000063 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

в) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне воды определим ориентировочно по таблице 2:

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00017 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

17. Вычисляем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2920} + 0,00005 + 0,000063 + 0,00017 + \frac{1}{12900}} = 1420 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

18. Определяем общую поверхность теплопередачи аппарата:

$$F_a = \frac{Q}{k \Delta \bar{t}} = \frac{4020000}{1420 \cdot 30,9} = 92 \text{ м}^2$$

Принимаем ближайшую стандартную поверхность  $F_a = 100 \text{ м}^2$ .

*Компоновочный расчет и уточнение величины рабочей поверхности*

1. Площади поперечных сечений пакетов составят:

а) со стороны кислоты:



$$f_{n_1} = \frac{V_1}{w_1} = \frac{0,0266}{0,368} = 0,0723 \text{ м}^2$$

б) со стороны воды:

$$f_{n_2} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{0,0482}{0,567} = 0,085 \text{ м}^2$$

2. Число каналов в одном пакете:

а) для кислоты:

$$m_1 = \frac{f_{n_1}}{f_1} = \frac{0,0723}{0,0018} = 40,2$$

принимаем  $m_1 = 40$ .

б) для воды:

$$m_2 = \frac{f_{n_2}}{f_1} = \frac{0,085}{0,0018} = 47,2$$

принимаем  $m_2 = 47$ .

3. Число пластин в одном пакете:

а) для кислоты  $n_1 = 2m_1 = 2 \cdot 40 = 80$ ;

б) для воды  $n_2 = 2m_2 = 2 \cdot 47 = 94$ .

4. Определяем поверхность теплообмена одного пакета при полученном числе пластин:

а) для кислоты  $F_{n_1} = F_1 n_1 = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ м}^2$

б) для воды  $F_{n_2} = F_1 n_2 = 0,5 \cdot 94 = 47 \text{ м}^2$

5. Число пакетов в аппарате:

а) по стороне кислоты:

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{n_1}} = \frac{100}{40} = 2,5$$

принимаем  $X_1 = 2$  (если округлять до 3, то необходимо уменьшить число каналов до 33, что приведет к увеличению скорости и превышению напора);

б) по стороне воды:

$$X_2 = \frac{F_a}{F_{n_2}} = \frac{100}{47} = 2,12$$

принимаем  $X_1 = 2$ .

6. Число пластин в аппарате определяем с учетом наличия концевых пластин:

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1} = \frac{100 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 202$$

7. Схема компоновки пластин в аппарате может быть принята такой:

$$C = \frac{50 + 50}{51 + 50}$$

8. Фактическая площадь поперечного сечения каналов в пакетах для обеих сред составит:

$$f_n = m f_1 = 50 \cdot 0,0018 = 0,09 \text{ м}^2$$

9. Фактическая скорость движения кислоты и воды в каналах после уточнения:

$$w_1 = \frac{V_1}{f_n} = \frac{0,0266}{0,09} = 0,296 \text{ м/с};$$

$$w_2 = \frac{V_2}{f_n} = \frac{0,0482}{0,09} = 0,536 \text{ м/с}$$

Как видим, по конструктивным соображениям пришлось увеличить число каналов в каждом пакете аппарата со стороны кислоты до  $m = 50$ , что привело к уменьшению скорости потока кислоты на 25% против ее рационального значения.

Можно ожидать, что потребный напор для прокачивания кислоты через аппарат будет несколько меньше располагаемого.

Проверим, достаточно ли выбранной поверхности теплопередачи при фактических скоростях рабочих сред.

10. Критерий Рейнольдса при новых значениях скоростей:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{\text{э}}}{\nu_1} = \frac{0,296 \cdot 0,008}{6,33 \cdot 10^{-6}} = 374,$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{э}}}{\nu_2} = \frac{0,536 \cdot 0,008}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 5330$$

11. Критерий Нуссельта:

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \text{Re}_1^{0,73} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 75,6 \cdot 5,8 \cdot 0,943 = 55,8$$

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 524,5 \cdot 2,07 \cdot 1,09 = 160$$

12. Определим уточненные значения коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_s} = \frac{55,8 \cdot 0,357}{0,008} = 2490 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_s} = \frac{160 \cdot 0,618}{0,008} = 12350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

13. Подсчитаем фактический коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2430} + 0,00005 + 0,000063 + 0,00017 + \frac{1}{12350}} = 1305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

14. Поверхность теплопередачи после уточнения составит:

$$F_a = \frac{Q}{k \Delta \bar{t}} = \frac{4020000}{1305 \cdot 30,9} = 99,8 \text{ м}^2$$

Выбранная по ГОСТу 15518-70 поверхность  $F_a = 100 \text{ м}^2$  достаточна для заданных условий.

### *Гидромеханический расчет*

Из предыдущих разделов расчета фактические скорости движения кислоты и воды в каналах теплообменника  $w_1 = 0,296 \text{ м}/\text{с}$ ;  $w_2 = 0,536 \text{ м}/\text{с}$  при  $Re_1 = 374$ ;  $Re_2 = 5330$ .

1. Вычисляем коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала для обеих сред:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{Re_1^{0,25}} = \frac{22,4}{374^{0,25}} = 5,1;$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{Re_2^{0,25}} = \frac{22,4}{5330^{0,25}} = 2,62$$

2. Гидравлические сопротивления пакетов пластин при этом:

$$\Delta P'_1 = \xi_1 \frac{L_n}{d_s} \rho_1 \frac{w_1^2}{2} X_1 = \frac{5,1 \cdot 1,15 \cdot 1580 \cdot 0,296^2 \cdot 2}{0,008 \cdot 2} = 101,3 \text{ кПа}$$

$$\Delta P'_2 = \xi_2 \frac{L_n}{d_s} \rho_2 \frac{w_2^2}{2} X_2 = \frac{2,62 \cdot 1,15 \cdot 995,7 \cdot 0,536^2 \cdot 2}{0,008 \cdot 2} = 108 \text{ кПа}$$

3. Проверяем скорости движения кислоты и воды в штуцерах при площади проходного сечения штуцера при  $D_{шт} = 150 \text{ мм}$  и  $f_D = 0,0176 \text{ м}^2$ :

$$w_{um1} = \frac{V_1}{f_D} = \frac{0,0266}{0,0176} = 1,54 \text{ м/с}$$

$$w_{um2} = \frac{V_2}{f_D} = \frac{0,0482}{0,0176} = 2,79 \text{ м/с}$$

4. Так как скорость воды в штуцере больше допустимой ( $2,79 > 2,5$  м/с), то рассчитаем местное гидравлическое сопротивление водяного штуцера, приняв  $\xi_{um} = 1,5$ :

$$\Delta P_{um} = \xi_{um} \frac{w_{um2}^2}{2} \rho_2 = 1,5 \frac{2,79^2}{2} 995,7 = 5,8 \text{ кПа (580 кгс/м}^2\text{)}$$

5. Общее гидравлическое сопротивление теплообменника составит:

а) для тракта движения кислоты  $\Delta P_1 = \Delta P'_1 = 101,3 \text{ кПа (10130 кгс/м}^2\text{)}$ ;

б) для тракта движения воды  $\Delta P_2 = \Delta P'_2 + \Delta P_{um} = 108000 + 5800 = 113,8 \text{ кПа (11380 кгс/м}^2\text{)}$ .

6. Сопоставим заданные располагаемые напоры с расчетными гидравлическими сопротивлениями. При этом должно соблюдаться условие:

$$\frac{\Delta P_{зад}}{\Delta P_{расч}} \geq 1$$

Для тракта движения кислоты получим  $\frac{140000}{101300} = 1,38$ .

Аналогично для тракта движения воды  $\frac{120000}{113820} = 1,055$ .

Как видим, действительные гидравлические сопротивления находятся в пределах располагаемых значений.

7. Подсчитаем мощность, необходимую на преодоление гидравлических сопротивлений при прокачивании кислоты и воды через теплообменник:

$$N_1 = \frac{V_1 \Delta P_1}{\eta_1} = \frac{0,0266 \cdot 101300}{0,372} = 7260 \text{ Вт} = 7,26 \text{ кВт}$$

$$N_2 = \frac{V_2 \Delta P_2}{\eta_2} = \frac{0,0482 \cdot 113800}{0,74} = 7400 \text{ Вт} = 7,4 \text{ кВт},$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  – коэффициенты полезного действия насосов выбраны по каталогу-справочнику «Насосы» в соответствии с расходами сред:

насос КНЗ-8/32  $\eta_1 = 0,372$   
насос 6К-8б  $\eta_2 = 0,74$ .

### Пример 2.

Произвести проектный расчет пластинчатого разборного аппарата для обогрева минерального масла конденсирующимся водяным паром при следующих исходных данных:

Располагаемый расход пара	$G_1 = 1,39$ кг/с
Начальная температура пара	$t'_1 = 143$ °С
Температура конденсации	$t''_1 = 133$ °С
Начальная температура масла	$t'_2 = 30$ °С
Конечная температура масла	$t''_2 = 90$ °С
Давление пара в конденсаторе	$P_1 = 300$ кПа (30000 кгс/м <sup>2</sup> )
Давление на стороне масла	$P_2 = 600$ кПа (60000 кгс/м <sup>2</sup> )
Располагаемый напор на преодоление гидравлического сопротивления по стороне масла	$\Delta P_2 = 100$ кПа (10000 кгс/м <sup>2</sup> )
Удельная теплота фазового превращения	$r = 2160000$ Дж/кг
Плотность пара	$\rho_1 = 1,59$ кг/м <sup>3</sup>
Плотность конденсата	$\rho_k = 932$ кг/м <sup>3</sup>
Плотность масла	$\rho_2 = 870$ кг/м <sup>3</sup>
Удельная теплоемкость пара	$c_1 = 2090$ Дж/(кг·К)
Удельная теплоемкость конденсата	$c_k = 4187$ Дж/(кг·К)
Удельная теплоемкость масла	$c_2 = 1990$ Дж/(кг·К)
Теплопроводность конденсата	$\lambda_k = 0,685$ Вт/(м·К)
Теплопроводность масла	$\lambda_2 = 0,127$ Вт/(м·К)
Кинематическая вязкость конденсата	$\nu_k = 0,228 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с
Кинематическая вязкость масла	$\nu_2 = 28,4 \cdot 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с
Критерий Прандтля для конденсата	$Pr_k = 1,33$
Критерий Прандтля для масла при средней температуре	$Pr_2 = 388$
Критерий Прандтля при температуре стенки	$Pr_{cm} = 121$

Аппарат намечено проектировать на базе пластин типа ПР-0,5М из листовой стали Х18Н10Т толщиной 1 мм с гофрами в елочку и следующими данными:

Поверхность теплопередачи одной пластины:  $F_1 = 0,5 \text{ м}^2$   
Эквивалентный диаметр межпластинчатого канала  $d_э = 0,0096 \text{ м}$

Площадь поперечного сечения одного канала  $f_1 = 0,0024 \text{ м}^2$

Приведенная длина канала  $L_n = 1,0 \text{ м}$

Теплопроводность материала пластины  $\lambda_{cm} = 15,9 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$

Для пластин принятого типа при заданном зазоре действительны уравнения теплоотдачи:

а) от конденсирующего пара к стенке (14),

б) от стенки к нагреваемому маслу (5)

## Решение

### Тепловой расчет

1. Количество тепла, передаваемого в единицу времени:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') + G_1 r = 1,39 \cdot 2090(143 - 133) + 1,39 \cdot 2160000 = 3029000 \text{ кВт}$$

2. Расход нагреваемого масла, исходя из возможностей нагревания его заданным количеством пара, составит:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_2'' - t_2')} = \frac{3029000}{1990(90 - 30)} = 25,4 \text{ кг/с} = 0,0292 \text{ м}^3/\text{с}$$

3. Средний логарифмический температурный напор при заданных начальных и конечных температурах сред:

схема потоков:

$$133^\circ \rightarrow 133^\circ$$

$$30^\circ \rightarrow 90^\circ$$

$$\Delta t_{\bar{\sigma}} = 103^\circ, \Delta t_{\bar{m}} = 43^\circ, \Delta \bar{t} = \frac{103 - 43}{2,31 \lg \frac{103}{43}} = 68,5^\circ \text{C}$$

4. Принимаем удельную тепловую нагрузку приблизительно  $q = 60000 \text{ Вт/м}^2$  и определим в зависимости от нее критерий Рейнольдса для стекающей пленки конденсата по формуле:

$$\text{Re}_к = \frac{q L_n}{r \rho_к \nu_к} = \frac{60000 \cdot 1,0}{2160000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 130$$

5. Критерий Нуссельта для пластин ПР-0,5М определится по формуле (14):

$$\text{Nu}_к = 240 \text{Re}_к^{0,7} \text{Pr}_к^{0,4} = 240 \cdot 130^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 7860$$

6. Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке при этом составляет:

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu}_k \lambda_k}{L_n} = \frac{7860 \cdot 0,685}{1,0} = 5400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

7. Для ориентировочного расчета рациональной величины скорости масла принимаем  $\xi_2 = 3,0$ ;  $\alpha_2 = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$\bar{t}_{cm} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} = \frac{133 + 60}{2} = 96,5 \text{ }^\circ\text{С}$$

Используя формулу (23) получаем:

$$w_2 = 23 \sqrt[3]{\frac{800(96,5 - 60)100000}{1990(90 - 30)870^2 \cdot 3}} = 0,442 \text{ м}/\text{с}$$

8. Определяем критерий Рейнольдса для потока масла при этом значении скорости:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_3}{\nu_2} = \frac{0,442 \cdot 0,0096}{28,4 \cdot 10^{-6}} = 149$$

9. Проверяем принятый коэффициент общего гидравлического сопротивления:

$$\xi_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{15}{149^{0,25}} = 4,3$$

10. Поскольку его значение отличается от принятого, сделаем поправочный пересчет скорости:

$$w_2 = 23 \sqrt[3]{\frac{800(96,5 - 60)100000}{1990(90 - 30)870^3 \cdot 4,3}} = 0,39 \text{ м}/\text{с}$$

11. Критерий Рейнольдса после уточнения составляет:

$$\text{Re}_2 = \frac{0,39 \cdot 0,0096}{28,4 \cdot 10^{-6}} = 132$$

12. Критерий Нуссельта со стороны потока масла определяем по формуле (5):

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 132^{0,73} \cdot 388^{0,43} \left( \frac{388}{121} \right)^{0,25} = 81,8,$$

где  $\text{Pr}_{cm} = 121$  при температуре стенки  $96,5 \text{ }^\circ\text{С}$ .

13. Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому маслу при этом:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_3} = \frac{81,8 \cdot 0,127}{0,0096} = 1080 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

14. Определяем средний коэффициент теплопередачи в аппарате:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5400} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{1080}} = 850 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

15. Находим поверхность теплопередачи в первом приближении:

$$F_a = \frac{Q}{k\Delta\bar{t}} = \frac{3029000}{850 \cdot 68,5} = 52 \text{ м}^2$$

16. Принимаем стандартную величину поверхности  $F_a = 50 \text{ м}^2$  и проверяем величину удельной тепловой нагрузки:

$$q' = \frac{Q}{F_a} = \frac{3029000}{50} = 60600 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

17. При этом  $Re_k$  для пленки конденсата:

$$Re_k = \frac{qL_n}{r\rho_k\nu_k} = \frac{60600 \cdot 1,0}{2160000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 132$$

18. Уточняем число Нуссельта для пленки конденсата и находим уточненное значение коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_k = 240 \cdot 30,5 \cdot 1,1 = 8060;$$
$$\alpha_k = \frac{Nu_k \cdot \lambda_k}{d_3} = \frac{8060 \cdot 0,685}{1,0} = 5520 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

*Компоновочный расчет и анализ работы аппарата  
при двух вариантах компоновки*

1. Определим площадь поперечного сечения пакета со стороны масла:

$$f_n = \frac{V_2}{w_2} = \frac{0,0292}{0,39} = 0,075 \text{ м}^2$$

2. Найдем число каналов в одном пакете для масла:

$$m_2 = \frac{f_n}{f_1} = \frac{0,075}{0,0024} = 31,2, \text{ принимаем } m = 31$$

3. При полученном числе каналов число пластин в одном пакете для масла:

$$n_n = 2m = 2 \cdot 31 = 62$$

4. Поверхность теплообмена одного пакета определяется как:

$$F_n = F_1 n_n = 0,5 \cdot 62 = 31 \text{ м}^2$$

5. Число пакетов со стороны масла в аппарате:



$$X_2 = \frac{F_a}{F_n} = \frac{50}{31} = 1,61$$

Число пакетов не может быть дробным, поэтому рассмотрим два варианта:  $X_2 = 1$  и  $X_2 = 2$ .

Исследуем первый вариант, при котором, исходя из общего числа пластин в аппарате, равно:

$$n_a = \frac{F_a}{F_1} = \frac{50}{0,5} = 100 \text{ м}^2$$

можем выбрать компоновку

$$C = \frac{48}{49}$$

6. При этом фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны масла:

$$f_{n_2} = m_2 f_1 = 49 \cdot 0,0024 = 0,1175 \text{ м}^2$$

7. Фактическая скорость движения масла в каналах:

$$w_2 = \frac{V_2}{f_{n_2}} = \frac{0,0292}{0,1175} = 0,248 \text{ м/с}$$

8. Определяем при этих условиях следующие параметры:

$$\text{Re}_2 = \frac{0,248 \cdot 0,0096}{28,4 \cdot 10^{-6}} = 84;$$

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot 84^{0,73} \cdot 388^{0,43} \left( \frac{388}{121} \right)^{0,25} = 58,6;$$

$$\alpha_2 = \frac{58,6 \cdot 0,127}{0,0096} = 775 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5520} + 0,000063 + \frac{1}{775}} = 652 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$F_a = \frac{3029000}{652 \cdot 68,5} = 68 \text{ м}^2$$

Из расчета видно, что общая рабочая поверхность аппарата увеличилась вследствие уменьшения скорости масла.

9. Общее гидравлическое сопротивление конденсатора по стороне масла:

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{L_n}{d_s} \frac{\rho_2 w_2^2}{2} X_2,$$

где согласно формуле (13)  $\xi_2 = \frac{15}{84^{0,25}} = 4,97$

$$\Delta P_2 = \frac{4,97 \cdot 1,0 \cdot 870 \cdot 0,248^2 \cdot 1}{0,0096 \cdot 2} = 13,9 \text{ кПа (1390 кгс/м}^2\text{)}$$

Сопоставление расчетного гидравлического сопротивления  $\Delta P_2 = 13,9 \text{ кПа (1390 кгс/м}^2\text{)}$  и располагаемого напора по условию  $\Delta P_2 = 100 \text{ кПа (10000 кгс/м}^2\text{)}$  показывает, что располагаемый напор не использован в ущерб процессу теплоотдачи.

10. Анализируем второй вариант, при котором  $X_2 = 2$ . Схему компоновки принимаем:

$$C = \frac{48}{25 + 24}$$

11. Вычисляем основные параметры процесса и аппарата при втором варианте компоновки:

площадь поперечного сечения пакета со стороны потока масла равна:

$$f_{n_2} = m_2 f_1 = 24 \cdot 0,0024 = 0,0575 \text{ м}^2$$

скорость потока масла:

$$w_2 = \frac{V_2}{f_{n_2}} = \frac{0,0292}{0,0575} = 0,508 \text{ м/с}$$

критерий Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_3}{\nu_2} = \frac{0,508 \cdot 0,0096}{28,4 \cdot 10^{-6}} = 172$$

критерий Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 172^{0,73} \cdot 388^{0,43} \left( \frac{388}{121} \right)^{0,25} = 94,1 \end{aligned}$$

коэффициент теплоотдачи от стенки к потоку масла:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_3} = \frac{94,4 \cdot 0,127}{0,0096} = 1250 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5520} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{1250}} = 1000 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

Потребная рабочая поверхность аппарата:

$$F_a = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} = \frac{3029 \cdot 10^3}{1000 \cdot 68,5} = 44,2 \text{ м}^2$$

Коэффициент сопротивления единицы относительной длины канала:

$$\xi_2 = \frac{15}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{15}{172^{0,25}} = 4,2$$

Гидравлическое сопротивление тракта движения масла через аппарат:

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{L_n \rho_2 w_2^2}{d_s} X = \frac{4,2 \cdot 1,0 \cdot 870 \cdot 0,508^2 \cdot 2}{0,0096 \cdot 2} = 98,2 \text{ кПа (9820 кгс/м}^2\text{)}$$

При данном варианте располагаемый напор используется достаточно полно.

Таким образом, расчет показал, что заданному условию наиболее полного использования располагаемого напора соответствует стандартный конденсатор  $F_a = 50 \text{ м}^2$  со схемой компоновки  $\frac{48}{25 + 24}$ .

При этом требуется поверхность на 26% меньшая, чем при недоиспользовании напора при однопакетной схеме компоновки.

Таблица 2 – Термические сопротивления загрязнений

Среда	$R_z, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
<b>Рабочая среда</b>	
Вода техническая	0,00023
Вода дистиллированная	0,00004
Алюминатный раствор	0,00015
Органические жидкости	0,00011
Хладоносители	0,00010
Щелочные растворы (МЭА)	0,00040
Жидкие хладагенты	0,00007
Углеводороды хлорированные	0,00010
Сжатый воздух	0,00040
Соляная, фосфорная или серная кислота	0,00005
Нефть ниже 260° С	0,00020
Нефтепродукты чистые	0,00020
Природный газ	0,00040
Сероуглерод	0,00020

Продолжение таблицы 2

Среда	$R_3, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
Низкокипящие углеводороды	0,00020
Аммиак	0,00020
Ацетон	0,00010
Тощие абсорбенты	0,00040
Органические теплоносители	0,00020
Масло машинное и трансформаторное	0,00015
Масло растительное	0,00031
Масло топливное	0,00051
Бензин, керосин	0,00010
Мазут	0,00050
Газы пиролиза с примесью смол	0,00200
Дымовые газы	0,00060
Раствор каустической соды	0,00020
Растворы солей с примесью смол или масел	0,00050
Растворы солей	0,00020
<b>Загрязнения толщиной слоя 0,5 мм</b>	
Гипс	0,00083
Железный купорос	0,00100
Известь	0,000415
Кокс	0,000715
Лед	0,000250
Смазочное масло	0,004200
Накипь	0,000330
Ржавчина	0,000500
Сажа	0,010000
Хлористый кальций	0,000800
Хлористый натрий	0,000165

**ЗАДАНИЯ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ ПО КУРСУ  
«ТЕПЛОМАССОБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ»**

№ задания	Среда 1					Среда 2					Процесс
	продукт	$G$ , кг/с	$t_{нач}$ , °С	$t_{кон}$ , °С	$\Delta P$ , кПа	продукт	$G$ , кг/с	$t_{нач}$ , °С	$t_{кон}$ , °С	$\Delta P$ , кПа	
1	Серная кислота	50	80	35	130	Вода		15	35	120	Охлаждение
2		70	85	40	120			20	40	120	
3		100	90	30	135			17	30	135	
4		120	75	25	130			12	25	130	
5		80	80	35	125			15	35	120	
6		75	90	40	120			18	40	135	
7		90	85	35	135			12	35	130	
8		130	75	30	130			15	30	135	
9	Водяной пар конденсирующийся	1,5	150	140		Масло машинное		20	85	120	Подогрев
10		1,75	140	130				25	90	125	
11		1,25	145	135				18	80	130	
12		2,0	130	120				22	87	100	
13		1,5	150	140				20	85	120	
14		1,75	140	130				25	90	125	
15		1,25	145	135				18	80	130	
16		2,0	130	120				22	87	100	

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. – М. : Энергия, 1996. – 183 с.
- 2 Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон. – М. : Госэнергоиздат, 1962. – 223 с.
- 3 Барановский, Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий. – М. : Машиностроение, 1973. – 288 с.
- 4 Фролов, В. Ф. Лекции по курсу процессы и аппараты химической технологии / В. Ф. Фролов. – СПб : Химиздат, 2003. – 608 с.
- 5 Процессы и аппараты химической технологии : учебник / А. А. Захарова и др. ; под ред. А. А. Захаровой. – М. : Академия, 2006. – 528 с.
- 6 Поникаров, И. И. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки : учебник / И. И. Поникаров, М. Г. Гайнуллин. – М. : Альфа, 2006. – 608 с. : ил.

## СОДЕРЖАНИЕ

1 Конструктивные особенности пластинчатых теплообменных аппаратов.....	3
2 Структура и схемы пластинчатых теплообменников.....	7
3 Теплопередающая пластина как основной конструктивный элемент пластинчатого аппарата.....	15
4 Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при движении жидкости в межпластинных каналах.....	22
5 Последовательность компоновочного расчета.....	27
Задания на контрольную работу по курсу «Тепломассообменное оборудование предприятий».....	45
Список использованной литературы .....	46

**Учебное издание**

**Галимова А.Т.**

**Приданцев А.С.**

кандидат технических наук, доцент

**Сагдеев А.А.**

кандидат технических наук, доцент

# **ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

Корректор Габдурахимова Т.М.

Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 22.03.2012.

Подписано в печать 24.04.2012.

Бумага писчая. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3. Тираж 100.

Заказ №18.

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ»,  
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.