

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Казанский государственный  
энергетический университет

А.М. КОНАХИН, И.А. КОНАХИНА

## ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Учебное пособие  
по курсу  
«Тепломассообменное оборудование предприятий»

*Допущено Ученым советом КГЭУ  
в качестве учебного пособия для студентов*

Казань 2007

УДК 621.1.016  
ББК 31.39  
К64

*Рецензенты:*

доктор технических наук, профессор Казанского государственного  
технологического университета *Н.Х. Зиннатуллин*;  
доктор технических наук, профессор Казанского государственного  
энергетического университета *Я.Д. Золотонос*

**Конахин А.М., Конахина И.А.**

К64 Поверхностные теплообменники: Учеб. пособие / А.М. Конахин,  
И.А. Конахина. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2007. – 107 с.

В пособии приведены конструкции рекуперативных и регенеративных теплообменных аппаратов, рассмотрены их особенности. Рассмотрены методы интенсификации теплообмена с целью повышения эффективности теплообменников. Приведены методы теплового, компоновочного и гидравлического расчета теплообменных аппаратов различного назначения. В конце каждой главы приведены контрольные вопросы.

Учебное пособие предназначено для студентов теплоэнергетических специальностей дневной, вечерней и заочной формы обучения (направление 140100 «Теплоэнергетика»).

УДК 621.1.016  
ББК 31.39

## **Введение**

В теплоэнергетической, химической, нефтехимической и других отраслях промышленности широко распространены и имеют важное значение тепловые процессы, характеризующиеся передачей теплоты от одной стороны к другой. Аппараты, в которых происходит передача теплоты, называются теплообменными аппаратами.

В учебном пособии приведены характеристики применяющихся в промышленности теплоносителей, рассмотрены особенности конструкций поверхностных теплообменников, их достоинства, недостатки и особенности применения. Важное место уделено методике проведения теплотехнологических, конструктивных и гидравлических расчетов теплообменной аппаратуры.

Данное пособие предназначено для оказания помощи студентам при изучении курса «Тепломассообменное оборудование предприятий» и может быть полезным при выполнении курсовых и дипломных работ.

## 1. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Аппараты, в которых среды обмениваются теплотой, называются теплообменными аппаратами.

Среды, обменивающиеся теплотой, называются теплоносителями.

Все теплообменники по принципу действия делятся на *поверхностные* и *контактные* аппараты. В поверхностных теплообменниках теплота от среды с более высокой температурой передается твердой стене (насадке), а от нее – более холодной среде. В контактных аппаратах теплообмен осуществляется при непосредственном соприкосновении теплоносителей и, как правило, сопровождается переносом массы.

Поверхность твердой стенки или границы раздела контактирующих сред, через которую осуществляется теплообмен, называют *поверхностью теплообмена* или *поверхностью нагрева*.

Поверхностные теплообменные аппараты делят на *рекуперативные* и *регенеративные*.

В рекуперативных теплообменниках передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их стенку. В регенеративных теплообменниках греющий и нагреваемый теплоносители поочередно омывают одну и ту же сторону поверхности нагрева (насадки). Во время соприкосновения с греющим теплоносителем стенка (насадка) нагревается, т.е. аккумулирует теплоту, а во время соприкосновения с нагреваемым теплоносителем отдает ему теплоту и охлаждается.

Рекуперативные аппараты работают или в периодическом, или в стационарном тепловом режиме. Аппараты *периодического* действия представляют собой обычно сосуды большой вместительности, которые через определенные промежутки времени заполняют обрабатываемым материалом или одним из теплоносителей, нагревают или охлаждают его и затем удаляют (выгружают). В стационарном режиме работают, как правило, аппараты *непрерывного действия*. При этом в них поддерживают постоянные во времени расходы, концентрации, температуры сред на входе в аппарат и на выходе из него. Изменение расходов теплоносителей и их параметров в аппаратах непрерывного действия имеет место при их включении и выключении из работы и при переходе с одного стационарного режима на другой.

Ниже рассматриваются свойства промышленных теплоносителей и особенности конструкций и область применения рекуперативных теплообменников.

## 1.1. Промышленные теплоносители

### 1.1.1. Греющие теплоносители [1]

Проведение многих технологических процессов часто бывает связано с необходимостью подвода и отвода теплоты. Среды, участвующие в процессе теплообмена, называются теплоносителями.

Для решения этой задачи применяют различные теплоносители, которые отдают получаемую от источников теплоты энергию в теплообменниках – аппаратах, предназначенных для передачи теплоты от одного теплоносителя, нагретого до более высокой температуры, к другому. В качестве прямых источников тепловой энергии на промышленных предприятиях используют топочные (дымовые) газы, представляющие собой газообразные продукты сжигания топлива, и электрическую энергию. Вещества (среды), передающие от этих источников теплоту нагреваемой среды через стенку теплообменника, называют *промежуточными теплоносителями*.

Наиболее распространенными промежуточными теплоносителями являются насыщенный водяной пар, горячая вода, различные высокотемпературные теплоносители – перегретая вода, органические жидкости и их пары, минеральные масла, жидкие металлы и др.

Выбор теплоносителя для каждого конкретного случая индивидуален и определяется прежде всего величиной температуры нагревания и необходимостью ее регулирования. Кроме того, теплоноситель, используемый в промышленности, должен обеспечивать достаточно высокую интенсивность теплопередачи. Поэтому он должен обладать высокими значениями плотности, теплоемкости и теплоты парообразования, низкой вязкостью. Помимо этого желательно также, чтобы теплоноситель был негорюч, нетоксичен, термостоек, обладал возможно более низким корродирующим действием, но вместе с тем был достаточно доступен и дешев.

Наиболее широко в качестве теплоносителя используют насыщенный водяной пар, при конденсации которого выделяется значительное количество теплоты.

Насыщенный водяной пар обычно применяют при давлениях до 1,0–1,2 МПа, что соответствует температурам нагревания до 190 °С. Использование пара более высокого давления, как правило, экономически нецелесообразно вследствие усложнения аппаратурного оформления процесса (в некоторых случаях применяют водяной пар давлением до 10 МПа и более).

Широкое распространение этого способа нагревания обусловлено многими достоинствами насыщенного водяного пара как теплоносителя,

среди которых необходимо отметить следующие: высокий коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке [ $5000\text{--}15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ]; большое количество теплоты, выделяющейся при конденсации 1 кг пара ( $2260\text{--}1990 \text{ кДж}$  при давлении  $0,1\text{--}1,2 \text{ МПа}$ ); равномерность обогрева, поскольку при конденсации пара температура остается постоянной; возможность тонкого регулирования температуры нагревания путем изменения давления пара; возможность передачи пара на большие расстояния (при этом пар должен быть перегрет на  $20\text{--}30 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Основной недостаток водяного пара, ограничивающий его практическое применение, – это значительное возрастание давления с увеличением температуры. Вследствие этого применение насыщенного пара в случаях, когда необходимо получение высоких температур при низком давлении, затруднительно.

При нагревании насыщенным водяным паром различают «острый» и «глухой» пар. «Острый» пар используют в тех случаях, когда допустимо смешение нагреваемой среды с образующимся при конденсации пара конденсатом (рис. 1.1).

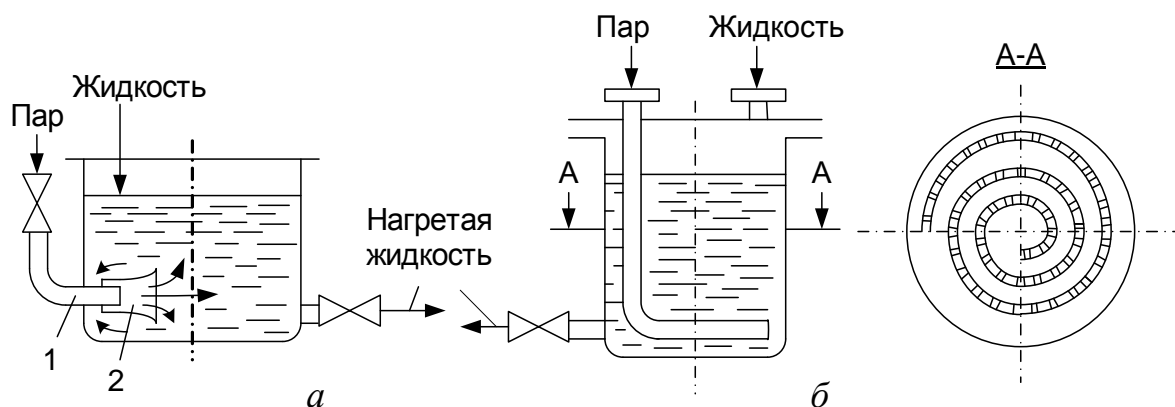


Рис. 1.1. Устройство для обогрева жидких сред «острым» водяным паром:  
 а – бесшумный сопловой подогреватель (1 – сопло; 2 – смешивающий диффузор);  
 б – паровой барботер

Этот способ нагревания отличается простотой и позволяет лучше использовать энтальпию пара, так как паровой конденсат смешивается с нагреваемой жидкостью, в результате чего их температуры выравниваются. К тому же при вводе «острого» пара через барботер (трубу, закрытую с конца, расположенного у дна аппарата, и снабженную значительным числом мелких отверстий) происходит не только нагревание жидкости, но и интенсивное ее перемешивание.

Нагревание «острым» паром в технике используют довольно редко, так как смешение нагреваемой жидкости и конденсата обычно не допустимо,

кроме того, при обработке «острым» паром теряется конденсат. Значительно чаще на практике нагревание насыщенным паром осуществляется через стенку (например, рис. 1.2). При этом способе нагревания пар, соприкасаясь с более холодной стенкой, конденсируется на ней, и конденсат в виде пленки стекает по поверхности стенки. Пар практически всегда вводят в верхнюю часть аппарата, а образующийся конденсат отводят из его нижней части через конденсатоотводчик.

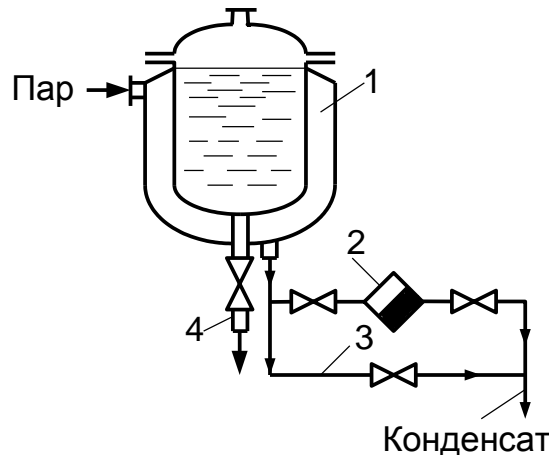


Рис. 1.2. Схема размещения конденсатоотводчика на аппарате с обогревом «глухим» водяным паром:

1 – паровая рубашка; 2 – конденсатоотводчик; 3 – обводная линия;  
4 – патрубок для слива продукта

Более высокого, чем при конденсации насыщенного водяного пара, уровня температур можно достичь при конденсации паров *высокотемпературных органических теплоносителей* – ВОТ. Здесь же отметим, что возможность получения высоких рабочих температур при низких давлениях является основным преимуществом ВОТ. Так, на рис. 1.3 для сравнения приведены зависимости температуры насыщения от давления для воды и ВОТ. Из рис. 1.3 видно, что с помощью ВОТ, например дифенильной смеси (эвтектическая смесь, состоящая из дифенила – 26,5 % и дифенилового эфира – 73,5 %), к нагреваемой системе можно подводить теплоту при температуре 258 °С и нормальном атмосферном давлении. В случае же применения в качестве теплоносителя насыщенного водяного пара та же температура может быть достигнута лишь при давлении пара, равном 4,6 МПа.

На рис. 1.4 показана простейшая схема установки при нагревании парами ВОТ. Установка состоит из испарителя 1, в трубчатой системе которого испаряется жидкий ВОТ за счет теплоты, выделяющейся при горении нефтяного или газообразного топлива, подаваемого через горелку. Пары ВОТ по

трубопроводу поступают в паровую рубашку аппарата 2, где они отдают теплоту конденсации нагреваемой в аппарате 2 среде. Резервуар 4 представляет собой хранилище ВОТ; заполнение из него всей системы осуществляется с помощью насоса 3.

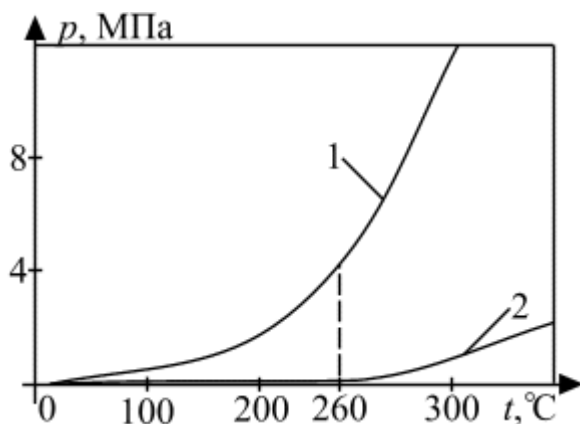


Рис. 1.3. Зависимость температуры насыщения  $t$  от давления  $p$  для воды (1) и ВОТ – дифенильной смеси (2)

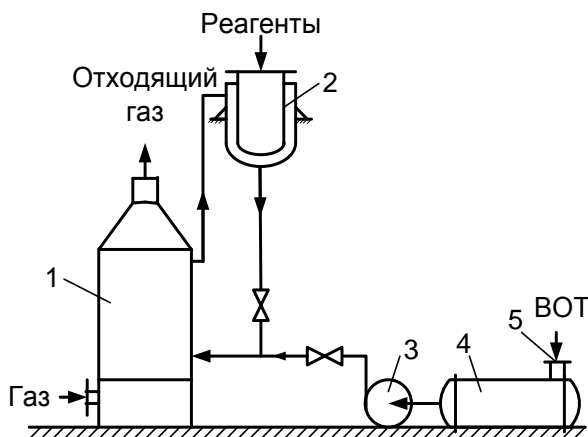


Рис. 1.4. Схема обогрева аппарата периодического действия с использованием высокотемпературного органического теплоносителя (ВОТ):

1 – испаритель; 2 – аппарат с паровой рубашкой; 3 – насос; 4 – резервуар; 5 – штуцер для подпитки ВОТ

На практике находят применение и другие высокотемпературные теплоносители, которые используют в парообразном состоянии, – это *металлические высокотемпературные теплоносители* – литий, кадмий, калий и ртуть. С их помощью можно обеспечить нагревание до температур 400–800 °С и выше при относительно низких давлениях. Так, давление насыщенных паров ртути при 400 °С составляет около 0,2 МПа.

При нагревании с помощью парообразных металлических теплоносителей следует принимать во внимание, что пары их крайне ядовиты. Для паров ртути предельно допустимое содержание их в воздухе производственных помещений составляет  $0,01 \text{ мг/м}^3$ . Поэтому нагревательные установки с применением металлических теплоносителей должны быть абсолютно герметичны и снабжены мощной приточно-вытяжной вентиляцией.

В химической технологии при нагревании многих веществ выдвигаются жесткие требования в отношении равномерности нагревания и обеспечения безопасных условий работы, что особенно важно в случаях, когда недопустим даже кратко временный нагрев. В этих случаях для нагревания используют горячие жидкости, представляющие собой промежуточные тепло-



носители. К их числу относят горячую (перегретую) воду, минеральные масла, жидкие ВОТ, расплавы солей и металлов и др.

Процесс нагревания с помощью горячих жидкостей предусматривает реализацию на практике одной из показанных на рис. 1.5 схем обогрева: с естественной или принудительной циркуляцией промежуточного теплоносителя.

Жидкий теплоноситель нагревается в змеевике, обогреваемом в печи *1* (см. рис. 1.5, *а*), например топочными газами. При нагревании плотность теплоносителя уменьшается, и он перемещается по трубопроводу «горячей» ветви к обогреваемому аппарату *2*, где отдает теплоту нагреваемой среде. В процессе передачи температура жидкого теплоносителя снижается, а плотность увеличивается. При этом теплоноситель по трубопроводу «холодной» ветви возвращается в печь *1* для последующего нагревания. Таким образом осуществляется замкнутая естественная циркуляция жидкого промежуточного теплоносителя. Скорость циркуляции теплоносителя в этих условиях невелика и составляет примерно 0,1 м/с. Поэтому значения коэффициента теплопередачи и тепловой производительности установок с естественной циркуляцией невелики.

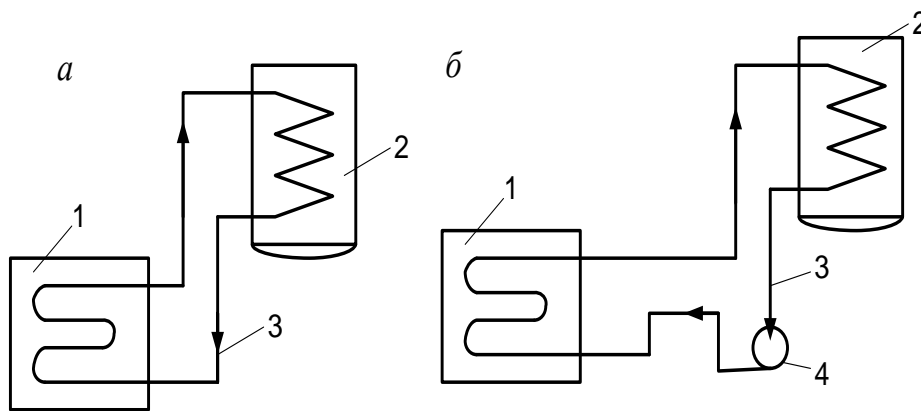


Рис. 1.5. Схемы обогрева с естественной (*а*) и принудительной (*б*) циркуляцией высокотемпературных теплоносителей:

*1* – печи для нагрева теплоносителей; *2* – теплообменники; *3* – циркуляционные контуры, перемещение жидкости в которых обеспечивается или за счет разности ее плотностей в нагретой и охлажденной ветвях (*а*), или насосом *4* (*б*)

В качестве горячей жидкости в установках с естественной циркуляцией теплоносителя чаще всего используют перегретую воду или ВОТ. В случае использования перегретой воды ее максимальная температура, соответствующая критическому давлению 22,4 МПа, равна 374 °С. Поэтому при нагревании перегретой водой уровень достигаемых температур нагревания со-

ставляет обычно 300–350 °С. Среди недостатков использования этого теплоносителя следует в первую очередь отметить необходимость применения металлоемкой (толстостенной) аппаратуры и довольно сложной арматуры.

В установках с принудительной циркуляцией горячей жидкости (рис. 1.5, б) ее перемещение между печью и обогреваемым аппаратом обеспечивается с помощью циркуляционного насоса. Применение принудительной циркуляции позволяет заметно увеличить скорость циркуляции – до 2–2,5 м/с и более, повысить интенсивность теплопередачи. В отличие от установок с естественной циркуляцией теплоносителя, в которых обогреваемый аппарат для обеспечения необходимой разности плотностей в «горячей» и «холодной» ветвях должен быть расположен по отношению к печи на высоте 4–5 м, в установках с принудительной циркуляцией теплоносителя необходимость в подъеме обогреваемого аппарата отпадает. Однако использование непрерывно работающего при высокой температуре циркуляционного насоса удорожает установку и повышает затраты на ее эксплуатацию.

По сравнению с нагреванием перегретой водой обогрев горячими жидкостями, позволяющими получать те же и даже более высокие температуры нагревания без необходимости увеличения давления в системе, проще и экономичнее. К числу таких горячих жидкостей относят минеральные масла, ВОТ, расплавы солей и металлов.

Чрезвычайно разнообразные свойства и большое число предложенных высокотемпературных теплоносителей вызывают необходимость их классификации. В соответствии с принципом термодинамического подобия высокотемпературных теплоносителей они могут быть разделены на три основные группы: а) органические (ВОТ); б) ионные; в) металлические.

К группе ВОТ относятся индивидуальные органические вещества (этиленгликоль, глицерин, нафталин и его производные), продукты хлорирования дифенила и полифенолов и многокомпонентные ВОТ, в том числе ароматизированные и неароматизированные минеральные масла (компрессорные, цилиндрические).

Наибольшее применение в химической технологии в качестве ВОТ получила дифенильная смесь (26,5 % дифенила + 3,5 % дифенилового эфира), которая обладает высокой термической стойкостью вплоть до температуры кипения. Она не оказывает корродирующего действия на сталь, поэтому выбор конструкционного материала при ее использовании не представляет трудностей. Смесь неядовита, горит сильно коптящим пламенем, которое можно погасить струей водяного пара. Положительной особенностью дифенильной смеси является то, что она обладает более низкой (+12 °С) температурой плавления, чем составляющие ее компоненты, поэтому эту смесь мож-

но транспортировать по изолированному трубопроводу, не опасаясь ее затвердевания.

Недостаток дифенильной смеси, как и многих других ВОТ, состоит в низком значении ее энтальпии. Но этот недостаток в значительной мере перекрывается тем обстоятельством, что плотность паров ее значительно выше, чем паров воды, поэтому при испарении или конденсации дифенильной смеси количество теплоты, выделяющейся на единицу объема пара, близко к соответствующей величине для воды.

В табл. 1.1 представлены свойства некоторых ВОТ, а также (для сопоставления) других теплоносителей, используемых в промышленности.

Таблица 1.1. Характеристика высокотемпературных теплоносителей

Теплоноситель	Рабочие условия		Температура, °С	
	$t$ , °С	$P$ , МПа	плавления	кипения
Этиленгликоль	100–130	0,1	–65,6	197,3
Глицерин	100–200	0,1	–19,0	290,0
Насыщенный водяной пар	100–250	0,1–4,0	–	–
Нитрит-нитратная смесь	150–540	0,1	142,3	–
Минеральные масла	200–300	0,1	–	–
Ртуть	200–300	0,1	–38,9	357,0
Дифенильная смесь	260–350	0,1–0,2	12,3	258,0
Дымовые газы	420–1000	0,1	–	–

Группу *ионных высокотемпературных теплоносителей* образуют кремнийорганические жидкости (силиконы) и расплавы солей или их смесей. Теплоносители данной группы обычно применяют в жидком состоянии: они отличаются малыми токсичностью и агрессивностью по отношению к конструкционным материалам. Предельная температура, определяемая термической стойкостью этих теплоносителей, лежит в области 550 °С.

Для нагревания при атмосферном давлении до температуры 500–540 °С широко применяют нитрит-нитратную смесь, содержащую 40 %  $\text{NaNO}_2$ , 7 %  $\text{NaNO}_3$  и 53 %  $\text{KNO}_3$ . Поскольку температура плавления этой смеси равна 142,3 °С, трубопроводы, по которым транспортируется этот теплоноситель, должны быть оборудованы системой парового обогрева и термоизолированы.

*Жидкометаллические теплоносители* образуют третью группу высокотемпературных теплоносителей. Среди высокотемпературных теплоносителей жидкие металлы имеют самую высокую термостойкость. Однако они

оказывают наибольшее агрессивное воздействие на конструкционные материалы, поэтому верхний температурный предел применения жидкометаллических теплоносителей определяется максимально допустимой температурой коррозионной стойкости материала по отношению к данному теплоносителю. Кроме того, пары металлических теплоносителей крайне ядовиты, поэтому нагревательные установки с использованием металлических теплоносителей в химической технологии находят ограниченное применение.

**Нагревание топочными газами [1].** Рассмотренные выше способы нагревания водяным паром и парами высокотемпературных теплоносителей, а также горячими жидкостями предусматривают использование в качестве прямых источников тепловой энергии топочных (дымовых) газов, получаемых при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива. Топочные газы относятся к числу наиболее давно и широко применяемых теплоносителей, они обеспечивают надежное нагревание до температур, достигающих 1000–1100 °С.

Наиболее существенными недостатками этого способа являются: неравномерность нагрева, обусловленная охлаждением газа в процессе теплообмена; трудность регулирования температуры обогрева: низкие коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке [не более 35–60 Вт/(м<sup>2</sup>·К)]; возможность загрязнения нагреваемых материалов продуктами неполного сгорания топлива (при непосредственном обогреве газами). Значительные перепады температур между топочными газами и нагреваемой средой создают жесткие условия нагревания, которые не допустимы для многих продуктов, поскольку могут вызвать их перегрев.

Топочные газы имеют низкую удельную теплоемкость, их объемные расходы велики, а на транспортирование требуются большие энергозатраты. Поэтому топочные газы используют непосредственно на месте их получения.

### **1.1.2. Отвод теплоты [1]**

Многие процессы в теплоэнергетической промышленности протекают в условиях, когда возникает необходимость отвода теплоты, например при охлаждении газов, жидкостей или при конденсации паров. Охлаждение осуществляют с помощью охлаждающих теплоносителей (охлаждающих агентов) в результате протекающего между ними и охлаждаемой средой теплообмена.

Наиболее доступными и распространенными охлаждающими агентами являются вода и воздух. Но наряду с ними используют и другие теплоносители – в частности, низкотемпературные жидкости.

**Охлаждение водой и низкотемпературными жидкими хладагентами.** Охлаждение водой используют для достижения температур охлаждаемой среды на уровне 10–30 °С. При этом достигаемая температура охлаждения зависит от начальной температуры воды, которая в зависимости от ее источника может быть прудовой, речной, озерной, артезианской (получаемой из подземных скважин) или же оборотной – прошедшей водооборотный цикл промышленных предприятий. Речная, прудовая и озерная вода в зависимости от времени года имеет температуру 4–25 °С, артезианская вода – 8–12 °С, а оборотная (в летних условиях) – приблизительно 30 °С.

При проектировании теплообменников для охлаждения начальную температуру охлаждающей воды следует принимать, исходя из наиболее неблагоприятных – летних условий, что обеспечит их надежную работу в течение всего года. Очень важным является вопрос о конечной температуре охлаждающей воды. Чем она окажется выше, тем меньше будут потребности в самой воде. Но это кажущаяся выгода, ибо при более высокой конечной температуре воды происходит заметное выделение растворенных в воде солей, загрязняющих теплообменные поверхности, что приводит к увеличению их термического сопротивления. Кроме того, при более высокой температуре воды существенно возрастают и потери ее в процессе испарения. Поэтому рекомендуется обеспечивать такой режим охлаждения, при котором температура воды, выходящей из теплообменника, будет не выше 40–50 °С.

Достижение более низких температур охлаждения можно обеспечить с помощью низкотемпературных жидких хладагентов. К их числу относятся жидкий аммиак, фреоны (хладоны), диоксид углерода, холодильные рассолы – водные растворы некоторых солей, например хлоридов натрия, магния или кальция, замерзающих при низких температурах. Эти жидкие хладагенты циркулируют в специальных холодильных установках, где теплота от охлаждаемой среды отнимается при испарении. Холодильные же рассолы выполняют роль промежуточных теплоносителей между испарителем холодильной машины (источник холода) и охлаждаемой средой (потребитель холода).

**Охлаждение воздухом.** Воздух в качестве охлаждающего агента, как и воду, широко используют в химической технологии. По сравнению с водой воздух более доступен, и, несмотря на то, что он обладает значительно меньшими значениями коэффициентов теплоотдачи и объемной теплоемкости (это, в свою очередь, определяет значительно большие потребные поверхности теплообмена и расход теплоносителя), в современной технологии наблюдается тенденция к замене воды как охлаждающего агента воздухом. Помимо этого воздух не загрязняет поверхность теплоотдачи отложениями,

не корродирует теплообменную аппаратуру, что положительно сказывается на увеличении срока службы воздушных холодильников.

Наиболее широко воздух в качестве охлаждающего агента используют в смесительных теплообменниках – градирнях, являющихся основным элементом оборудования водооборотного цикла.

## 1.2. Методы интенсификации теплообмена [8]

Современное развитие энергетики характеризуется значительно возросшей стоимостью энергоносителей и всех видов природных ресурсов, а также постоянно возрастающими трудностями охраны окружающей среды от воздействия энергоустановок, ТЭС, АЭС и промышленных предприятий. Энергосбережение, экономия топлива и других природных ресурсов, всемерное совершенствование энерготехнологий являются приоритетными задачами развития народного хозяйства.

В современных условиях и в перспективе один из главных путей повышения экономичности энергоустановок – совершенствование теплообменного оборудования с помощью внедрения эффективных способов интенсификации теплообмена. Посредством интенсификации теплообмена увеличивается количество теплоты, передаваемой через единицу поверхности теплообмена, и соответственно уменьшаются массогабаритные показатели теплообменника; достигается более выгодное соотношение между передаваемым количеством теплоты и мощностью, затрачиваемой на прокачивание теплоносителей. Высокое техническое качество интенсифицированного теплообменного оборудования улучшает общие характеристики энергоустановки.

Рассмотрим основное уравнение теплопередачи

$$Q = K\Delta tF .$$

Необходимо увеличить тепловую нагрузку  $Q$ . Можно просто увеличить поверхность теплообмена  $F$ . Этот путь приводит к значительному росту габаритов аппарата, металлоемкости и росту капитальных затрат. Однако в ряде случаев, когда коэффициент теплоотдачи со стороны одного теплоносителя  $\alpha_1$  значительно больше  $\alpha_2$  (со стороны другого теплоносителя), можно увеличить поверхность теплообмена за счет оребрения поверхности теплообмена со стороны теплоносителя с меньшим  $\alpha$  (т.е.  $\alpha_2$ ). Этот путь в данном случае достаточно рационален.

Увеличить теплопроизводительность аппарата можно с помощью повышения разности температур  $\Delta t$ . Однако увеличение  $\Delta t$  всегда связано с

ростом внешней необратимости процессов теплообмена и возрастанием энергетических потерь.

Более рациональный путь интенсификации – увеличивать коэффициент теплопередачи  $K$ .

$$K = f(\alpha_1, \alpha_2); K < \alpha_{\min}.$$

Поэтому при  $\alpha_1 \ll \alpha_2$  или  $\alpha_2 \ll \alpha_1$  для роста  $K$  необходимо увеличивать интенсивность теплообмена со стороны меньшего  $\alpha$ .

Если  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ , для увеличения  $K$  необходимо интенсифицировать процессы теплоотдачи с обеих сторон поверхности теплообмена.

В практике большое распространение получили конструктивные, режимные и комбинированные методы интенсификации.

К конструктивным методам относится оребрение поверхности теплообмена. При этом повышается теплопроизводительность аппаратов и снижается их вес. Поверхность оребрения в 5–10 раз превышает гладкую поверхность теплообмена. Ребра выполняются небольшой толщины, поэтому удельная металлоемкость таких теплообменников не велика.

Кроме того, при разработке теплообменного оборудования используется довольно широкий перечень конструктивных способов интенсификации, некоторые из них являются для теплоэнергетики достаточно традиционными [2]: использование турбулентного режима течения теплоносителей; уменьшение диаметра каналов; тесные пучки труб; повышение скорости течения сред; применение турбулизаторов потоков теплоносителей; использование шероховатых поверхностей теплообмена; закручивание потоков теплоносителей; применение коротких каналов и прерывистых поверхностей теплообмена; наклон трубного пучка при конденсации пара на трубах; пленочное течение среды по поверхности теплообмена; использование криволинейных дискретно-шероховатых каналов; устройство поперечных перегородок в трубном пучке.

Понятие «дискретно-шероховатые» применительно к каналам и трубам или поверхностям теплообмена к настоящему времени прочно вошло в терминологию теплотехнических разработок. Обычно к дискретно-шероховатым относят каналы и трубы с различного рода выступами на внутренней поверхности. Это чаще всего: винтовые одно- и многозаходные плавноочерченные выступы (рис. 1.6), получаемые по широко известной технологии с помощью накатных роликов или дисков; трубы со спирально-винтовой проволочной вставкой (рис. 1.7); поперечные, периодически расположенные, плавноочерченные выступы (рис. 1.8), получаемые роликами или дисками;

поперечные, периодически расположенные, прямоугольного и квадратного сечения вставки (рис. 1.9); каналы и трубы с внутренней резьбой [2].

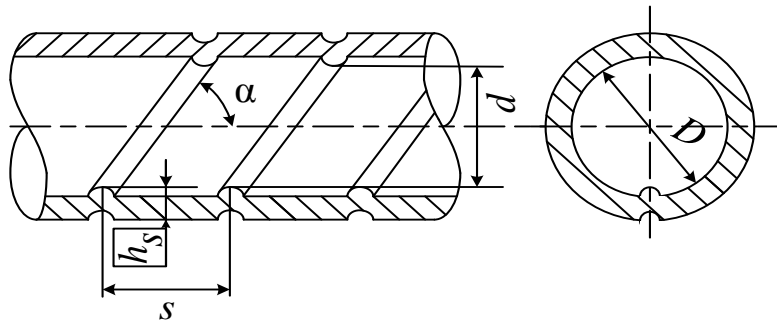


Рис. 1.6. Общий вид трубы с винтовой накаткой

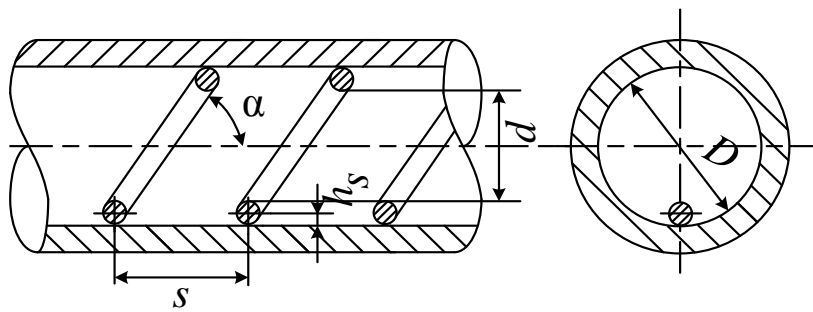


Рис. 1.7. Общий вид трубы со спирально-винтовыми проволочными вставками

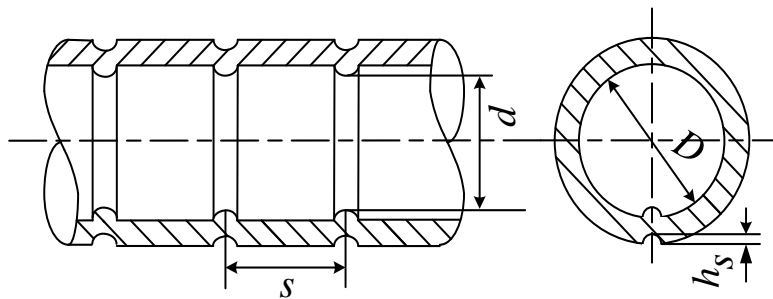


Рис. 1.8. Общий вид трубы с поперечной кольцевой накаткой

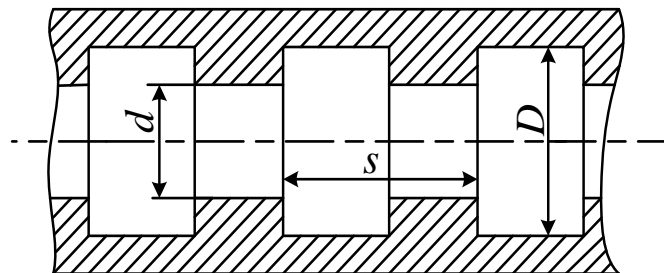


Рис. 1.9. Общий вид канала с поперечным прямоугольным (квадратным) оребрением



Интенсификация теплообмена в трубах с помощью выступов, образованных за счет кольцевой и винтовой накаток, обладает рядом преимуществ по сравнению с другими конструкциями интенсификаторов [2]:

- а) канавки, образующиеся на наружной поверхности трубы при накатке выступов, интенсифицируют теплообмен и на наружной поверхности;
- б) технология накатки проста;
- в) существующая технология сборки кожухотрубных теплообменников целиком применима для накатанных труб.

К каналам с дискретной шероховатостью также относят: каналы с внутренним одно- и многозаходным винтовым пристенным оребрением (рис. 1.10); спирально-профилированные трубы (рис. 1.11); каналы с пластинчатыми спиральными вставками (рис. 1.12); трубы со спиральной треугольной накаткой (рис. 1.13).

Известна высокая эффективность многозаходных прямоугольных канавок на внутренних поверхностях труб (рис. 1.14), технология получения которых основана на электрохимической обработке. Достаточно часто возникает необходимость интенсификации теплообмена в коаксиальных каналах. В этих случаях могут быть использованы также самые различные конструкции интенсификаторов, например, проволочное оребрение внутренней поверхности коаксиального канала (рис. 1.15).

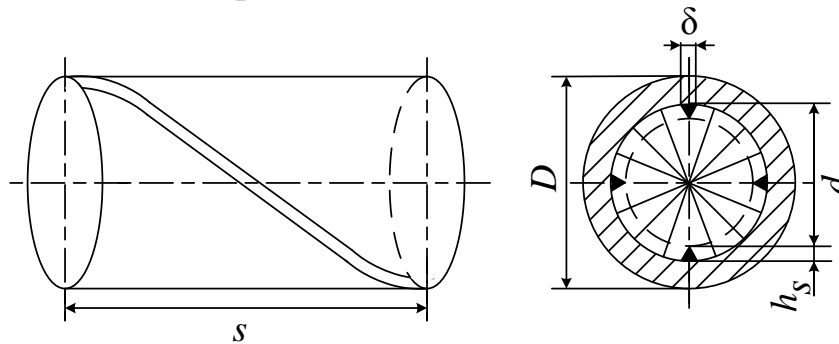


Рис. 1.10. Общий вид канала с внутренним одно- или многозаходным винтовым оребрением

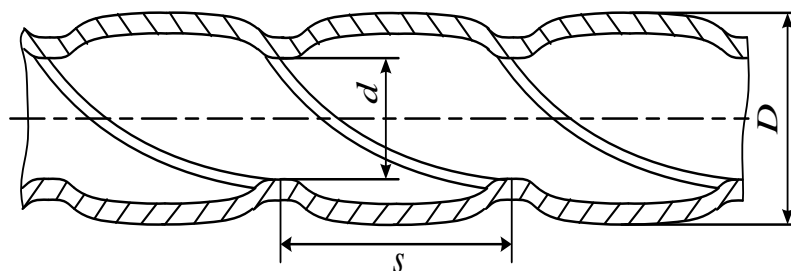


Рис. 1.11. Общий вид спирально-профилированной трубы

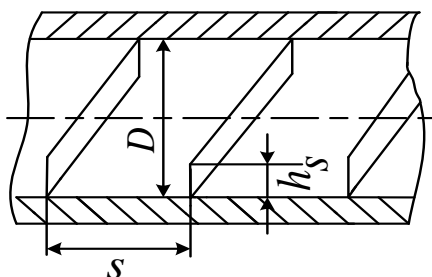


Рис. 1.12. Общий вид трубы с пластинчатой спиральной вставкой

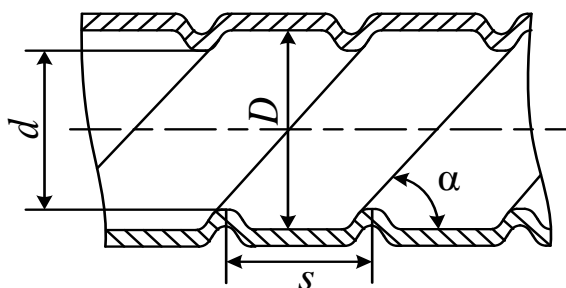


Рис. 1.13. Труба со спиральной треугольной накаткой

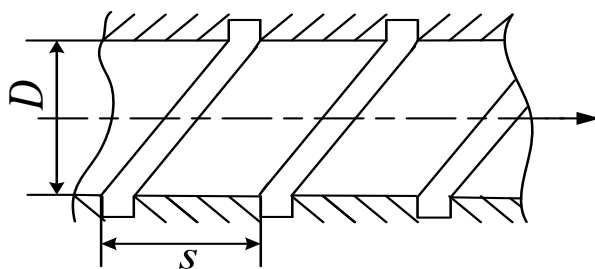


Рис. 1.14. Труба с одно- или многозаходными прямоугольными или квадратными канавками

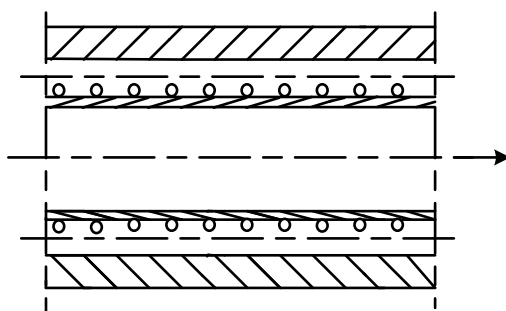


Рис. 1.15. Коаксиальный канал с проволочным спиральным оребрением внутренней поверхности

Для интенсификации конвективного теплообмена в ламинарной и переходной областях в трубах большой протяженности применяют шнековые и другие завихрители, обеспечивающие тангенциальную закрутку потока [8]. В переходной области перед входом в каналы протяженностью около длины начального гидродинамического участка и менее устанавливают решетки,

шайбы и другие устройства, повышающие турбулентность потока [8]. Искусственно прерывают развивающийся ламинарный или турбулентный пограничный слой во входных участках каналов или ламинарный подслой в переходной и турбулентной областях, применяя короткие трубы и каналы, плоское прерывистое и жалюзийное (рис. 1.16, *a*), проволочное или стерженьковое оребрение [8], диффузорно-конфузорные трубы и каналы, трубы с шайбовым и поперечно-спиральным внутренним оребрением и другие поверхности с искусственной дискретной шероховатостью (рис. 1.16, *з, д*). В ламинарной и турбулентной областях уменьшают поперечные размеры каналов, в том числе с помощью продольного внутреннего оребрения. В переходной области этот метод неприемлем, так как вызывает снижение коэффициентов теплоотдачи. Оребрение поверхности не ведет к интенсификации теплообмена, если протяженность ребер в направлении потока больше, чем протяженность оребряемой стенки. Например, в поперечном потоке коэффициенты теплоотдачи труб с поперечными круглыми, спиральными или пластинчатыми гладкими ребрами ниже, чем гладких.

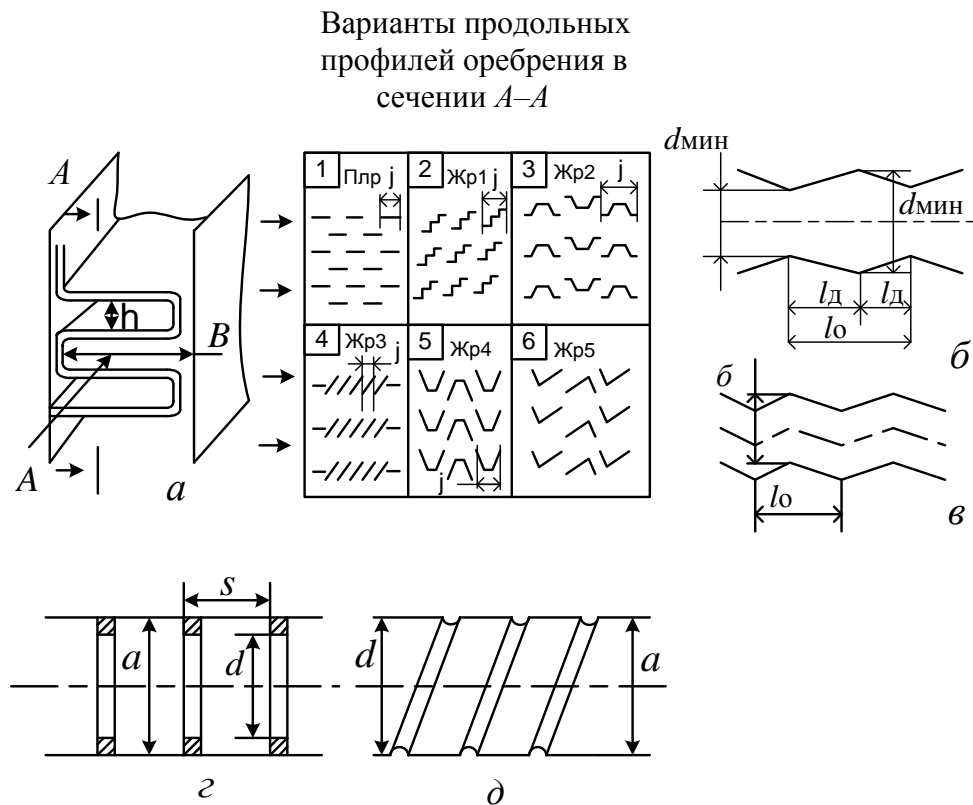


Рис. 1.16. Эффективные поверхности нагрева:

- a* – с прерывистым плоским (Плр) и жалюзийным (Жр1 – Жр5) оребрением;
- б* – диффузорно-конфузорная труба; *в* – волнистый канал, образованный гофрированными пластинами; *з* – труба с внутренним поперечным шайбовым оребрением; *д* – профильно-витая труба с накатными поперечно-спиральными элементами шероховатости

Теплообмен интенсифицируют, повышая скорость теплоносителей, увеличивая радиационную составляющую, запывая потоки прозрачных для инфракрасного излучения воздуха и других двухатомных газов твердыми частицами и подмешивая в них трехатомные и многоатомные газы. При кипении жидкостей добиваются увеличения числа центров парообразования, большего перегрева жидкости у поверхности кипения, улучшения условий отвода пара, уменьшения доли поверхности пузырей, контактирующей с более холодными слоями жидкости. Для этого применяют ребристые трубы и каналы, поверхности с пористым покрытием, организуют кипение в тонких пленках жидкости, во взвешенных слоях твердых частиц и т.п. [2]. При конденсации пара стремятся уменьшить термическое сопротивление пленки конденсата, для чего организуют процесс в каналах с малыми поперечными размерами, повышают скорость движения пара, осуществляют отсос конденсата через пористые покрытия поверхности, улучшают условия его отвода с помощью сил поверхностного натяжения, выполняя на поверхности канавки, покрывают поверхность гидрофобными веществами, ухудшающими смачиваемость поверхности, для перехода от пленочной к капельной конденсации [2].

Наиболее эффективным является применение плотноупакованных пучков витых труб (рис. 1.17), витых труб с накатанными на них поперечными канавками снаружи и выступами внутри (рис. 1.18), а также винтообразного обтекания межтрубного пространства (например, с помощью спиральных вставок) (рис. 1.19). Винтообразное обтекание пучка труб, обеспечивает отсутствие застойных зон, участков с продольным омыванием труб и с торможением, поворотом и разгоном потока [2, 6].

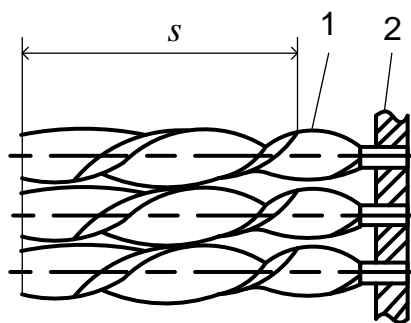


Рис. 1.17. Теплообменник с витыми трубами:

1 – витая труба, 2 – трубная доска

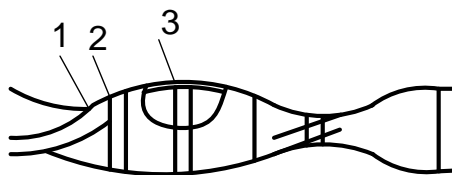


Рис. 1.18. Витая труба с поперечными канавками:

1 – труба, 2 – канавки, 3 – диафрагма

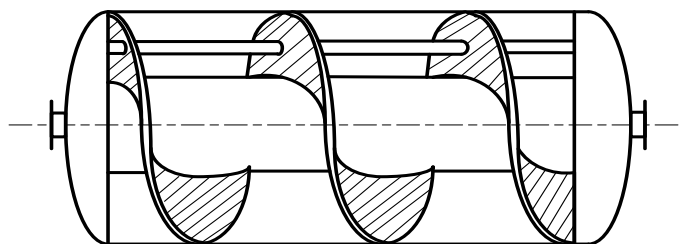


Рис. 1.19. Трубчатый аппарат со спиральной вставкой в межтрубном пространстве

Значительную интенсификацию обеспечивает применение витых труб с кольцевыми турбулизаторами. Эти трубы, так же как и чисто витые, собираются в плотноупакованный пучок. Такая конструкция обеспечивает сочетание преимуществ витых труб и труб с кольцевыми турбулизаторами. Первые трубы обеспечивают существенную интенсификацию теплообмена в межтрубном пространстве и поэтому эффективны в аппаратах, где коэффициент теплоотдачи снаружи труб меньше, чем внутри. Вторая конструкция труб обеспечивает существенную интенсификацию теплообмена внутри труб при умеренной интенсификации снаружи и поэтому эффективна в тех аппаратах, где коэффициент теплоотдачи внутри труб меньше, чем снаружи. Витые трубы с кольцевыми турбулизаторами обеспечивают увеличение коэффициента теплоотдачи до 2,5–3 раз как снаружи, так и внутри труб. Это позволяет обеспечить высокую эффективность теплообмена в трубчатых аппаратах при любых соотношениях между коэффициентами теплоотдачи снаружи и внутри труб.

К сравнительно новым методам интенсификации относятся режимные методы, связанные с изменением режимных характеристик течения жидкостей у теплообменных поверхностей.

Режимные методы осуществляются с помощью устанавливаемых извне, по отношению к поверхности нагрева, аппаратов, устройств, потребляющих дополнительную энергию.

Например:

1. Использование пульсационного эффекта, возникающего при нестабилизированном пульсирующем движении жидкости. В резонансных режимах можно достичь интенсификации тепломассообмена в 2,5–5 раз.
2. Вдувание воздуха или газа в поток жидкости или впрыск жидкости в поток газа резко увеличивает эффективность процесса тепломассообмена.
3. Процессы ведутся при наложении вибрации, ультразвука и т.п.

К комбинированным методам относится сочетание нескольких методов в одном аппарате (например, наложение пульсаций на поток жидкости в канале с искусственной шероховатостью).

Выбор метода интенсификации, безусловно, определяется рядом условий. Из них важнейшие: не превышение допустимых гидравлических потерь и энергетических затрат; соответствие критериям безотказной работы (прочность, эрозия, коррозия и т.п.); обеспечение минимума отложений на поверхности нагрева; технологичность и дешевизна изготовления интенсифицированной теплообменной поверхности.

Разумеется, выбор метода интенсификации теплообмена в каждом случае индивидуален и определяется назначением аппарата, его конструкцией, свойствами рабочего тела и тому подобными факторами

**Методы оценок эффективности процессов интенсификации теплообмена.** Конечной целью применения какого-либо метода интенсификации конвективного теплообмена является построение аппарата с наименьшей площадью поверхности теплопередачи или с минимальным температурным напором при наименьших затратах мощности на прокачку жидкости. Так как применение любого из известных методов сопровождается помимо роста теплоотдачи также и ростом гидравлического сопротивления, увеличивающего затраты мощности на прокачку жидкости, то одним из основных показателей аппарата является эффективность его конвективных поверхностей.

Часто эффективность различных форм конвективных поверхностей принято оценивать при помощи энергетической эффективности [2]

$$\bar{\alpha} = f(N_0), \quad (1.1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи при данных условиях омывания поверхности;  $N_0$  – энергия, затраченная за единицу времени на перемещение омывающей среды, отнесенная к  $1 \text{ м}^2$  площади поверхности.

Однако энергетическая эффективность, рассчитанная в виде (1.1), должна определяться для каждой формы поверхности при одинаковых средних температурах потока рабочей среды. Это практически исключает возможность ее применения для сравнительной оценки известных методов интенсификации по данным различных авторов.

Совершенство теплообменного аппарата и реализуемого в нем способа интенсификации конвективного теплообмена при вынужденном движении рабочих сред характеризуется энергетическим коэффициентом, представляющим собой отношение теплоты  $Q$ , переданной в аппарате, и энергетических затрат  $N$  на преодоление гидравлических сопротивлений [2]:

$$E_0 = Q/N. \quad (1.2)$$

Понятие энергетического коэффициента было предложено в 40-х годах академиком М.В. Кирпичевым. Установлено, что при оценке способа интенсификации теплообмена на поверхностях различных конструкций температурный напор не играет роли и может приниматься равным единице. Чем больше значение коэффициента  $E_0$ , тем лучше способ интенсификации теплообмена и конструкция аппарата. Однако сравнительно простая зависимость (1.2) не получила практического применения.

Дальнейшее развитие эта идея нашла в работе Л.М. Коваленко, где вводится понятие теплоэнергетической эффективности.

$$E_0 = Q/N = \bar{\alpha}/N_0. \quad (1.3)$$

Из (1.3) видно, что интенсивность процесса теплоотдачи связана с энергозатратами на преодоление гидравлических сопротивлений функциональной зависимостью (1.1). Коэффициент теплоэнергетической эффективности характеризует отношение двух видов энергии – удельного теплоотдачи  $\bar{\alpha}\Delta t_1$  и удельных энергозатрат на преодоление гидравлических сопротивлений  $N_0$  на единице площади поверхности теплообмена в данной конструкции при прочих равных условиях. Другими словами, коэффициент теплоэнергетической эффективности определяет основное качество поверхности теплообмена – сколько передается теплоты при разности температур, равной  $1^\circ\text{C}$ , затратах энергии на движение рабочей среды  $1\text{ Вт}$  при обтекании  $1\text{ м}^2$  площади теплообмена. Это показатель энергоемкости теплового и гидромеханического процессов при интенсификации теплообмена в аппарате данной конструкции.

Для сопоставления тепловой эффективности различных по конструкции интенсификаторов на основании экспериментов, проведенных разными авторами при различных средних температурах потока среды и диапазонах чисел Рейнольдса и Прандтля, возможно использование соотношения [2, 8]

$$\bar{Nu}/\bar{Nu}_0 = f(\text{Re}), \quad (1.4)$$

где индекс «0» означает гладкую поверхность теплообмена. Зависимость (1.4) характеризует увеличение коэффициента теплоотдачи в трубе с интенсификатором по сравнению с коэффициентом теплоотдачи в гладкой трубе.

Как было сказано, применение любого из известных методов сопровождается также ростом гидродинамического сопротивления, являющегося одним из основных параметров, влияющих на затраты энергии и мощности, необходимые для прокачки рабочей среды. Поэтому для сопоставления полной теплогидродинамической эффективности различных по конструкции интенсификаторов часто целесообразным является применение известного соотношения [8]

$$(\bar{Nu}/\bar{Nu}_0)/(\xi/\xi_0) = f(Re), \quad (1.5)$$

где  $\xi, \xi_0$  – коэффициенты гидравлического сопротивления в канале с интенсификацией теплообмена и в канале с гладкой поверхностью, соответственно характеризующего относительное увеличение интенсивности теплообмена в трубе с интенсификатором на единицу дополнительно затраченной энергии.

Оценка теплогидродинамической эффективности при помощи (1.5) позволяет производить сравнение разных конструкций завихрителей, причем не только для турбулентного течения, но и для случаев ламинарного течения и слабо развитой турбулентности. Параллельно выявляется предпочтительная область чисел Рейнольдса. К недостаткам зависимости (1.5) можно отнести тот факт, что обработка должна производиться при одинаковых определяющих размерах каналов [2].

Несколько отличный от рассмотренного выше подход к оценке эффективности интенсификации теплоотдачи, справедливый только для одностороннего обтекания поверхности теплообмена, предложен А.А. Гухманом. Он основан на прямом сравнении величин, которые непосредственно характеризуют поверхность теплообмена в соответствии с ее назначением: количестве теплоты, передаваемой в единицу времени  $Q$ , площади поверхности теплообмена  $F$ , расходуемой мощности на преодоление гидравлического сопротивления  $N$ . На основании данного метода сформулирован принцип рациональной интенсификации теплообмена в каналах, исходя из которого можно оценить целесообразность и эффективность различных способов интенсификации в условиях равных энергетических затрат [8].

В общем случае под рациональной интенсификацией теплообмена понимается такой процесс воздействия на поток, при котором при одинаковых площадях теплообменных поверхностей и энергетических затратах на циркуляцию количество передаваемой теплоты в канале с интенсифицирующим устройством больше, чем без него, либо когда при одинаковых площадях поверхностей и интенсивностях теплообмена энергетические затраты на циркуляцию в канале с интенсификаторами теплообмена меньше, чем при его отсутствии. Использование безразмерных величин  $k_Q = Q/Q_0$ ,  $k_N = N/N_0$ ,  $k_f = F/F_0$  (где величины с индексом «0» относятся к поверхности без интенсифицирующих устройств) сводит сопоставление сравниваемых поверхностей к определению

$$k_Q \text{ при } k_N = 1 \text{ и } k_f = 1;$$

$$k_N \text{ при } k_Q = 1 \text{ и } k_f = 1;$$

$$k_f \text{ при } k_Q = 1 \text{ и } k_N = 1,$$



где  $k_Q$  – коэффициент тепловой эффективности;  $k_N$  – коэффициент гидроэнергетической эффективности.

Совокупность этих коэффициентов определяет в количественном отношении рациональность и эффективность использования интенсифицирующих устройств в теплообменных аппаратах. При рациональной интенсификации теплообмена в каналах реализуется такой процесс воздействия на поток, при котором  $k_Q > 1$  при  $k_f = 1$  и  $k_N = 1$ ;  $k_N < 1$  при  $k_f = 1$  и  $k_Q = 1$ ;  $k_f < 1$  при  $k_Q = 1$  и  $k_N = 1$ .

Таким образом, эффективность интенсификаторов теплообмена оказывается тем выше, чем больше соответствующий критерий эффективности отличается (в требуемую сторону) от единицы.

### 1.3. Классификация и конструкция теплообменных аппаратов

#### 1.3.1. Классификация теплообменников

Тепломассообменные процессы и установки имеют самое разнообразное технологическое назначение при различных температурных уровнях.

Их можно разделить на высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные и криогенные.

К высокотемпературным относятся огнетехнические процессы и установки (промышленные печи и т.п.). Им соответствуют температуры от 400 до 2000 °С.

Температурный диапазон среднетемпературных процессов и установок (сушки, перегонки, выпарки) находится в пределах 120–170 °С.

К низкотемпературным системам относятся процессы, проводимые при температурах от –50 до +120 °С.

Процессы и установки с более низкими температурами называют криогенными.

К *тепломассообменным процессам* относятся тепловые процессы, выпаривание, сушка, кристаллизация, массообменные процессы (перегонка, абсорбция, адсорбция).

Основными элементами тепломассообменных установок являются теплообменные и тепломассообменные аппараты, камеры и другие устройства.

*Теплообменный аппарат (ТА)* – устройство, в котором осуществляется передача теплоты от одной среды к другой.

Аппараты, в которых среды обмениваются массой, называют *массообменными аппаратами*.

Аппараты, в которых одновременно протекают тепло- и массообмены, называют *тепломассообменными аппаратами*.

Среды, обменивающиеся теплотой, называют *теплоносителями*.

Теплообменные аппараты различают по назначению, принципу действия, фазовому состоянию теплоносителей, конструктивным и другим признакам.

По принципу работы ТА делятся на поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и контактные.

К рекуперативным относятся теплообменные аппараты, в которых передача теплоты от одной среды к другой осуществляется через глухую разделительную стенку (рис. 1.20).

К регенеративным относятся теплообменные аппараты, в которых с одной и той же поверхностью теплообмена попеременно соприкасаются два или более теплоносителей (рис. 1.21).

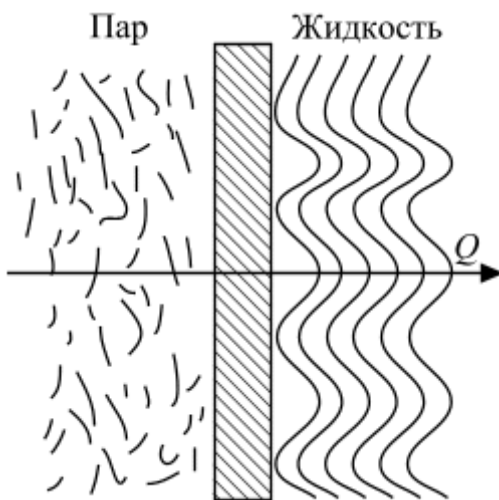


Рис. 1.20. Рекуперативный теплообменник

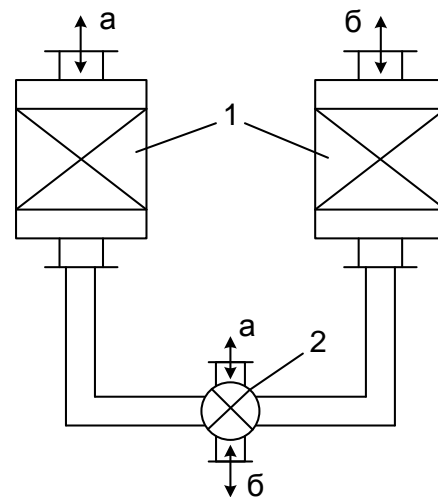


Рис. 1.21. Регенеративный теплообменник: *a* – технологические газы; *б* – дымовые газы; 1 – секция аппарата; 2 – четырехходовый переключатель потоков

В регенеративном ТА поверхность теплообмена по очереди омывается то греющим агентом (дымовыми газами), то нагреваемым (технологическим газом). В качестве поверхности теплообмена используется теплоаккумулирующая насадка в виде шаров, колец, кирпичей и т.п.

Поверхность теплообмена регенеративного ТА может быть выполнена переключающейся (рис. 1.21) или вращающейся.

К контактными теплообменникам относятся аппараты, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется при их непосредственном контакте (рис. 1.22).

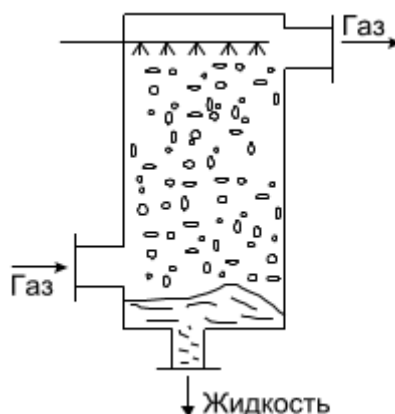


Рис. 1.22. Контактный теплообменник

По роду теплоносителей различают ТА: жидкость – жидкость, пар – жидкость, газ – жидкость, пар – газ, газ – газ.

В зависимости от изменения агрегатного состояния теплоносителей различают ТА:

- без изменения агрегатного состояния;
- с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя;
- с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей.

В ТА могут протекать различные процессы теплообмена: нагрев, охлаждение, кипение, конденсация, выпаривание и т.д.

В зависимости от этих процессов и назначения аппаратов ТА делят на подогреватели; холодильники; испарители, конденсаторы; градирни для охлаждения воды в оборотном водоснабжении предприятий; оросительные камеры кондиционеров; теплообменники – утилизаторы и т.п., радиаторы.

К теплообменным аппаратам относятся скрубберы, применяемые для осушки, увлажнения и очистки газов от пыли, сушильные камеры, градирни, ректификационные колонны, абсорберы и т.п.

В отдельную группу выделяют химические реакторы – аппараты, в которых протекают химические реакции, сопровождающиеся тепломассообменными процессами.

По роду теплового режима ТА могут быть со стационарными и нестационарными процессами теплообмена. Рекуперативные ТА в основном работают в установившемся стационарном режиме, а регенеративные – в нестационарном режиме.

По характеру движения теплоносителей относительно теплообменной поверхности ТА делят на три типа: с естественной циркуляцией; с принудительной циркуляцией; с движением сил под действием гравитации.

К ТА с естественной циркуляцией относятся испарители, выпарные аппараты. Теплоноситель движется благодаря разности плотностей жидкости.

К ТА с принудительной циркуляцией относятся рекуперативные теплообменники непрерывного действия, выпарные аппараты, испарители.

К аппаратам с движением сил под действием гравитации – конденсаторы, оросительные теплообменники; по режиму работы – аппараты периодического и непрерывного действия.

В зависимости от взаимного перемещения теплоносителей относительно поверхности теплообмена аппарат называют прямоточным, противоточным, перекрестноточным или аппаратом со сложной схемой движения теплоносителей.

Развитие техники и технологии привело к созданию теплообменников, в которых теплота передается от одного теплоносителя к другому с помощью промежуточного теплоносителя.

К таким аппаратам относятся теплообменники на тепловых трубах, термосифоны.

К ним относятся и ТА с промежуточным твердым сыпучим теплоносителем, не меняющим агрегатного состояния (рис. 1.23).

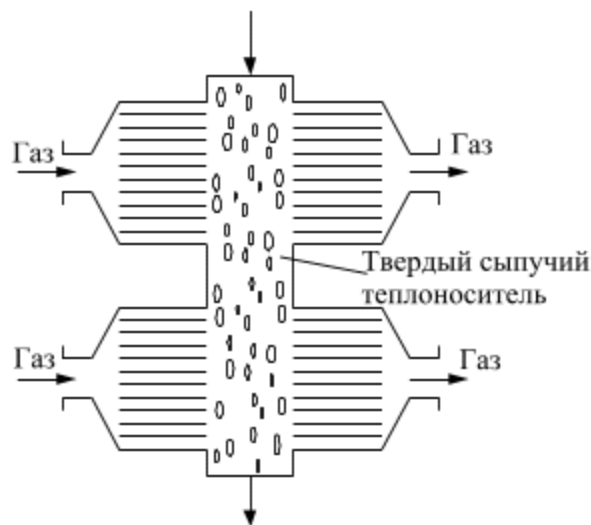


Рис. 1.23. Теплообменник с твердым сыпучим теплоносителем

Наиболее разнообразна классификация рекуперативных теплообменников по конструктивным признакам. Можно выделить ТА, изготовленные из листа, трубчатые и с неметаллической поверхностью теплообмена. Наиболее распространенными теплообменниками, изготовленными из листа, являются спиральные и пластинчатые. Наиболее распространенными теплообменниками, изготовленными из труб, являются: змеевиковые, кожухотрубчатые, секционные, аппараты типа «труба в трубе», оросительные, аппараты воздушного охлаждения (АВО), ребристые. Аппаратами с поверхностью теплообмена из неметаллических материалов являются ТА: с эмалированной поверхностью, стеклянные, графитовые, из фторопласта, графитопласта. Эти

аппараты применяются, когда теплоносителями являются коррозионно-активные среды. Устройство, принцип действия и область применения части из названных аппаратов рассматриваются ниже.

### 1.3.2. Трубчатые теплообменники [1–4]

**Кожухотрубчатые теплообменники.** Они достаточно просты в изготовлении, отличаются возможностью развивать большую поверхность теплообмена в одном аппарате, надежны в работе.

На рис. 1.24 показан вертикальный кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными трубными решетками 2, в которых закрепляются трубы 3. К кожуху 1 с помощью болтов 6 и прокладок 7 крепятся крышка 4 и днище 5.

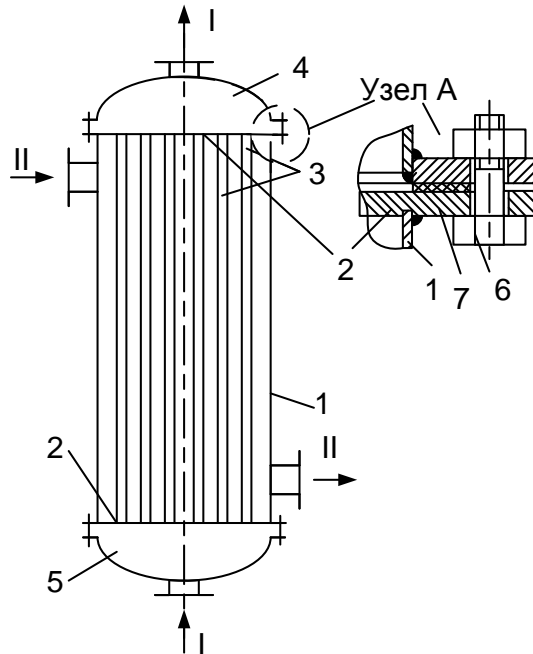


Рис. 1.24. Кожухотрубчатый теплообменник жесткой конструкции:  
 1 – кожух; 2 – трубные решетки; 3 – трубы; 4 – крышка; 5 – днище;  
 6 – болт; 7 – прокладка; I и II – теплоносители

Один из теплоносителей I протекает по трубам, другой II – межтрубному пространству. Теплота от одного теплоносителя другому передается через поверхность стенок труб. Обычно нагреваемый теплоноситель подается снизу, а охлаждаемый теплоноситель – сверху вниз противотоком. Такое движение теплоносителей способствует более эффективному переносу теплоты, так как при этом происходит совпадение направления движения каждого теплоносителя с направлением, в котором стремится двигаться данный теплоноситель под влиянием изменения его плотности при нагревании или охлаждении. Наиболее распространенный способ размещения труб в труб-

ных решетках – по вершинам правильных шестиугольников (рис. 1.25, *а*). Применяются и другие способы размещения труб (рис. 1.25, *б*, *в*). Важно выбрать способ размещения, который обеспечит максимально возможную компактность поверхности теплообмена в аппарате.

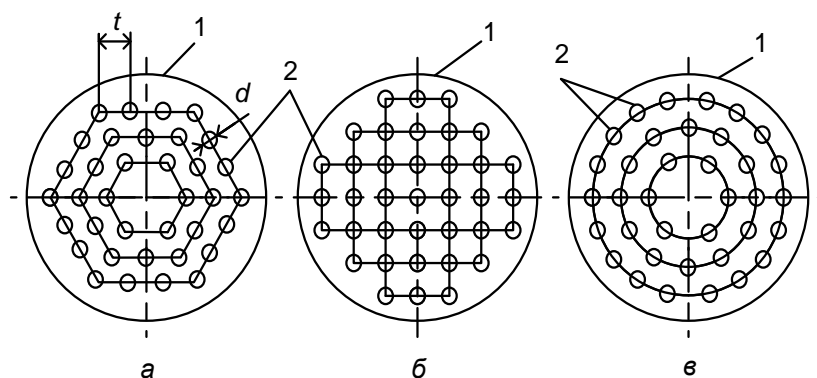


Рис. 1.25. Способы размещения труб в трубных решетках:  
*а* – по вершинам правильных шестиугольников; *б* – по вершинам квадратов;  
*в* – по концентрическим окружностям: 1 – корпуса; 2 – трубы;  
*t* – шаг труб; *d* – диаметр трубы

Для обеспечения хорошей герметизации теплообменников, что предотвращает смешение теплоносителей, разработан ряд способов крепления труб в трубных решетках (рис. 1.26). Наибольшее распространение получил способ крепления развальцовкой (рис. 1.26, *а*, *б*). Способ крепления труб с помощью сальниковых уплотнений (рис. 1.26, *г*) сложен и дорог, поэтому широкого распространения не получил. Сваркой (рис. 1.26, *в*) трубы крепятся в случае, если материал, из которого они изготовлены, не поддается развальцовке, а также при большом давлении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника.

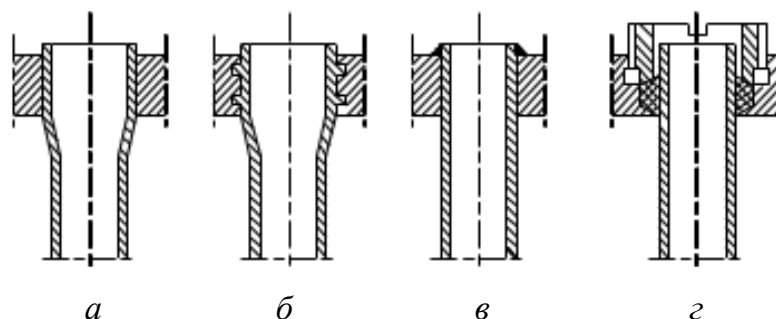


Рис. 1.26. Способы крепления труб в трубных решетках:  
*а* – развальцовка; *б* – развальцовка в отверстиях с канавками;  
*в* – сварка; *г* – сальниковые уплотнения

Шаг размещения труб  $t$  при их закреплении развальцовкой выбирают в зависимости от наружного диаметра  $d_H$  труб в пределах  $t = (1,3 \div 1,5) d_H$ . Тогда диаметр  $D$  теплообменника можно найти по выражению

$$D = t(b - 1) + 4d_H, \quad (1.6)$$

где  $b = 2a - 1$  – число труб, размещенных на диагонали шестиугольника при шахматном расположении труб;  $a$  – число труб на стороне наибольшего шестиугольника.

Рассмотренный кожухотрубчатый теплообменник (рис. 1.24) является *одноходовым*, т.е. в этом теплообменнике оба теплоносителя, не изменяя направления, движутся по всему сечению (один по трубному, другой – по межтрубному). В тех случаях, когда скорость движения теплоносителя невелика и, следовательно, низки коэффициенты теплоотдачи, целесообразно использовать *многоходовые теплообменники*.

В многоходовом по трубному пространству теплообменнике (рис. 1.27) с помощью поперечных перегородок 2, установленных в крышках теплообменников, трубный пучок разделен на секции, или ходы, по которым последовательно движется теплоноситель.

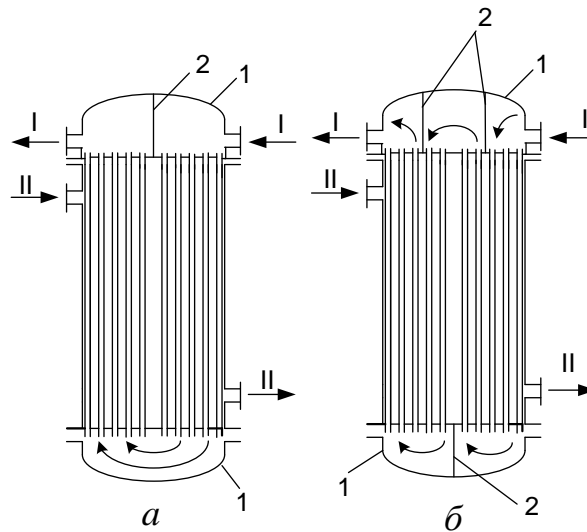


Рис. 1.27. Многоходовые (по трубному пространству) кожухотрубчатые теплообменники жесткой конструкции:

$a$  – двухходовый;  $b$  – четырехходовый; 1 – крышки;  
2 – перегородки в крышках; I и II – теплоносители

При этом число труб в каждой секции обычно примерно одинаковое. Очевидно, что в таких теплообменниках при одном и том же расходе теплоносителя скорость его движения по трубам увеличивается кратно числу ходов. Для увеличения скорости в межтрубном пространстве в нем устанавли-

вают ряд сегментных перегородок 2 (рис. 1.28). В горизонтальных теплообменниках эти перегородки являются одновременно промежуточными опорами для труб.

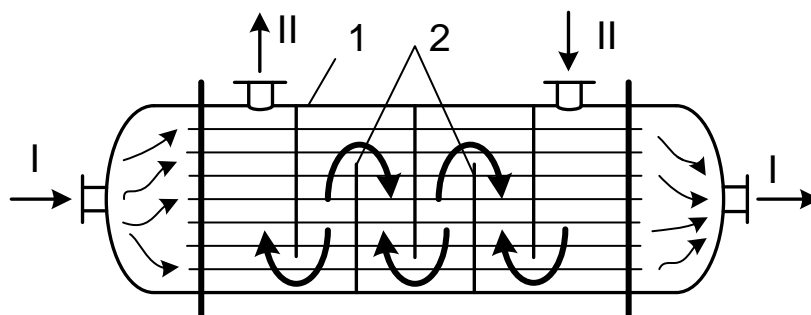


Рис. 1.28. Многоходовой (по межтрубному пространству) кожухотрубчатый теплообменник:  
 1 – кожух; 2 – перегородки; I и II – теплоносители

Увеличение скорости движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах теплообменника влечет за собой увеличение его гидравлического сопротивления и усложнение конструкции теплообменника. В таких случаях необходимо определить экономически целесообразную скорость движения теплоносителя. Следует отметить, что в многоходовых теплообменниках по сравнению с противоточными движущая сила процесса несколько снижается в результате того, что они работают по принципу смешанного тока.

Если разность температур труб и кожуха достаточно велика (больше  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), то трубы и кожух удлиняются существенно, неодинаково, что приводит к значительным напряжениям в трубных решетках, нарушению плотности соединения труб с трубными решетками, а это может привести к смешению теплоносителей или деформации труб. Поэтому при разностях температур труб и кожуха более  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  и значительной длине труб применяют теплообменники нежесткой конструкции, в которых возможно перемещение труб по отношению к кожуху аппарата.

На рис. 1.29 представлены некоторые конструкции кожухотрубчатых теплообменников с компенсацией неодинаковости температурных удлинений труб и кожуха.

На рис. 1.29, а показана схема теплообменника с линзовым компенсатором 3 на корпусе. В этом аппарате температурные деформации компенсируются осевым сжатием или расширением компенсатора. Теплообменники с линзовыми компенсаторами применяют при небольших температурных деформациях (не более 10–15 мм) и невысоких давлениях в межтрубном пространстве (не более 0,5 МПа).



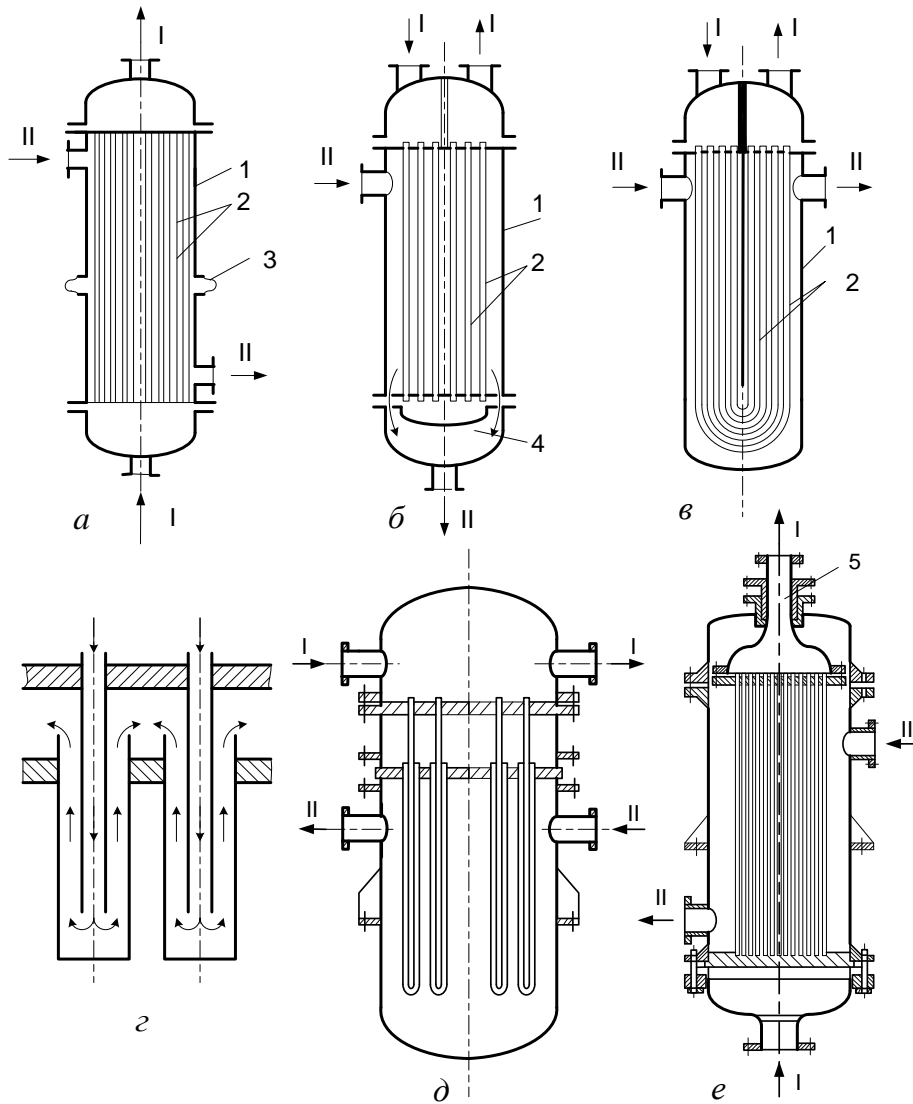


Рис. 1.29. Кожухотрубчатые теплообменники с компенсацией неодинаковости температурных удлинений труб и кожуха:

*a* – теплообменник с линзовым компенсатором (полужесткая конструкция);  
*б* – аппарат с плавающей головкой; *в* – аппарат с U-образными трубами; *г*, *д* – аппарат с трубками фильтра (с двойными трубками); *е* – аппарат с сальниковым компенсатором; *I* – кожухи; *2* – трубы; *3* – линзовый компенсатор; *4* – плавающая головка; *5* – сальниковый компенсатор; *I* и *II* – теплоносители

*Теплообменник с плавающей головкой* (рис. 1.29, *б*) применяют при значительных относительных перемещениях труб и кожуха, поскольку в нем одна из трубных решеток не соединена с кожухом и может свободно перемещаться вдоль оси при температурных удлинениях.

В *теплообменнике с U-образными трубами* (рис. 1.29, *в*) оба конца труб закреплены в одной трубной решетке, что позволяет трубам свободно удлиняться. В аппаратах этого типа, так же как и в аппарате с плавающей головкой, наружные стенки труб довольно легко очищать от накипи и загрязнений

при выемке всей трубчатки из кожуха. Однако в этом аппарате усложняется монтаж труб, затруднена очистка их внутренних стенок.

На рис. 1.29, *з*, *д* показан теплообменный аппарат с двойными трубками. Температурная компенсация осуществляется благодаря зазору между торцами труб (рис. 1.29, *з*).

На рис. 1.29, *е* показан теплообменник с сальником на штуцере 5. Такая конструкция позволяет компенсировать значительные температурные удлинения. Однако такая конструкция компенсатора достаточно сложна и требует дополнительного обслуживания при эксплуатации аппарата.

**Секционные ТА и аппараты «труба в трубе».** Секционные теплообменники состоят из нескольких последовательно соединенных секций (рис. 1.30, *а*), представляющих собой небольшой трубный пучок 2, размещенный в кожухе 1, выполненном из трубы большего диаметра. При малых тепловых нагрузках секция может выполняться не из пучка труб, а из одной трубы 2, т.е. по типу «труба в трубе» (рис. 1.30, *б*).

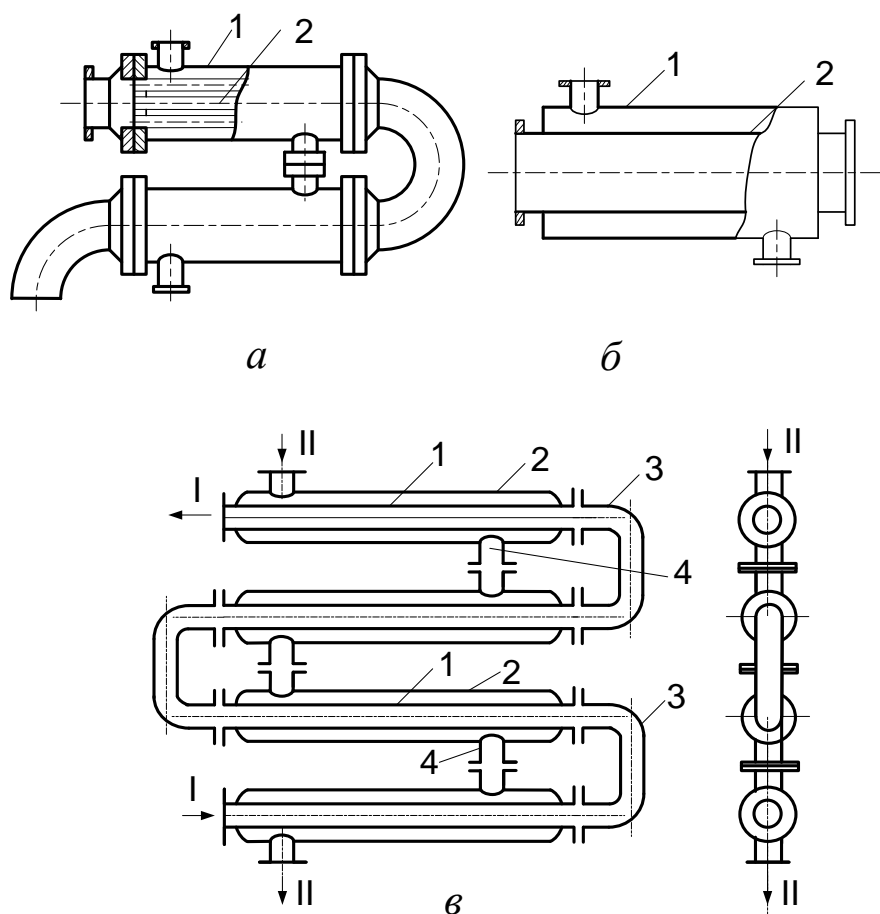


Рис. 1.30. Схема теплообменника:

*а* – секционного; *б* – типа «труба в трубе»; *в* – двухтрубного типа «труба в трубе»;  
*1* – внутренние трубы; *2* – наружные трубы; *3* – соединительные колена (калачи);  
*4* – соединительные патрубки; *I* и *II* – теплоносители

Секционные аппараты типа «труба в трубе» могут быть разборными и неразборными, одно-, двух- и многопоточными. Аппараты типа «труба в трубе» делятся на аппараты жесткой конструкции, полужесткой с линзовыми компенсаторами, с сальниками на одном или обоих концах труб. Внутренние трубы могут иметь продольные ребра или поперечную винтовую накатку. Аппараты такого типа используются обычно для нагревания или охлаждения газообразных сред. Основные параметры и размеры ТА «труба в трубе» регламентированы ОСТ 2602-2033-80. Их изготавливают следующих типов: разборные одно- и двухпоточные малогабаритные (к малогабаритным типам относятся аппараты с площадью проходного сечения внутренней трубы до  $35 \text{ см}^2$ ); неразборные однопоточные малогабаритные; разборные однопоточные; неразборные однопоточные; разборные многопоточные.

Разборные одно- и многопоточные секционные аппараты типа «труба в трубе» находят широкое применение в различных отраслях промышленности при температуре  $-40 \div 450 \text{ }^\circ\text{C}$  и давлении  $1,6 \div 10 \text{ МПа}$ . Путем последовательного или параллельного соединения отдельных секций можно получить ТА с различной площадью поверхности теплообмена.

Секционные трубчатые теплообменники при одинаковых расходах жидкостей имеют меньшую разницу в скоростях движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве и повышенные коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками.

Недостатки секционных теплообменников: во-первых, высокая стоимость единицы поверхности нагрева, так что деление ее на секции вызывает увеличение количества наиболее дорогих элементов аппарата – трубных решеток, фланцевых соединений, переходных камер, компенсаторов и т. д.; во-вторых, большая длина пути жидкости по сравнению с одноходовой трубчаткой, что создает значительные гидравлические сопротивления и вызывает увеличение расхода электроэнергии на работу насоса.

**Змеевиковые теплообменники.** Основным теплообменным элементом является змеевик – труба, согнутая по определенному профилю.

На рис. 1.31, *а*, *б* показаны погружные теплообменники с одним (*а*) и несколькими (*б*) спиральными змеевиками 1, по которым движется теплоноситель. Змеевики погружаются в жидкость (теплоноситель II), находящуюся в корпусе аппарата. Скорость движения жидкости мала вследствие большого сечения корпуса аппарата, что обуславливает низкие значения коэффициентов теплоотдачи от наружной стенки змеевика к жидкости (или наоборот). Для увеличения этого коэффициента теплоотдачи повышают скорость движения жидкости путем установки в корпусе аппарата 2, внутри змеевика, стакана 3 (рис. 1.31, *з*). В этом случае жидкость движется по кольцевому про-

странству между стенками аппарата и стакана с повышенной скоростью. Часто в погружных теплообменниках устанавливают змеевики из прямых труб *I* (рис. 1.31, *в*), соединенных калачами.

Вследствие простоты устройства, низкой стоимости, доступности наружных стенок змеевика для чистки и осмотра, возможности работы змеевиков при высоких давлениях эти теплообменники находят достаточно широкое применение в промышленности. Погружные змеевиковые теплообменники имеют сравнительно небольшую поверхность теплообмена (до 10–15 м<sup>2</sup>).

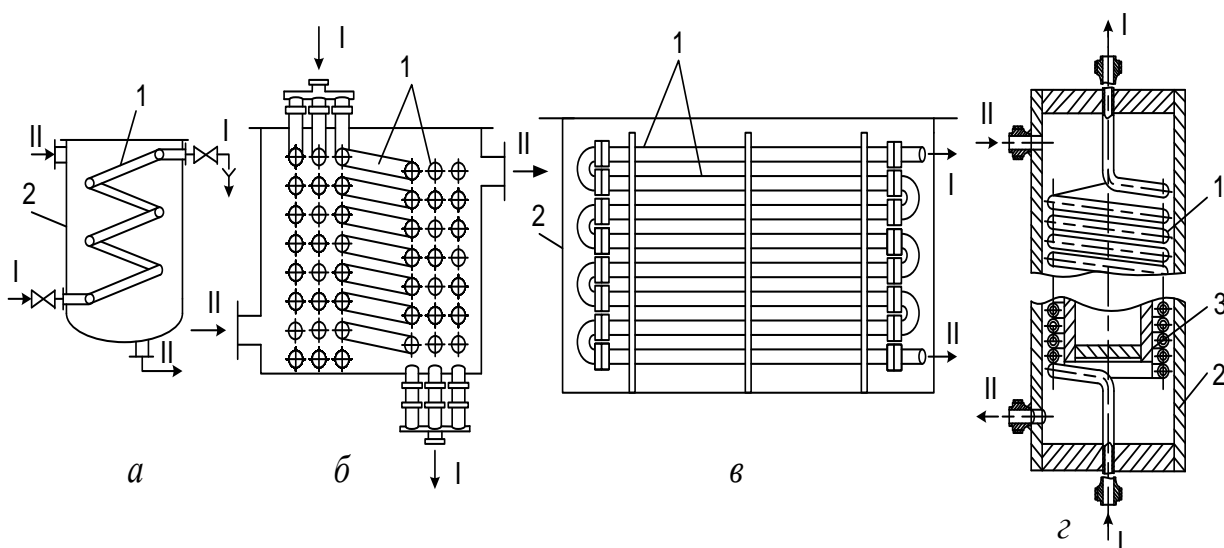


Рис. 1.31. Аппараты с погружными теплообменниками:

*a* – с одним спиральным змеевиком; *б* – с несколькими спиральными змеевиками;  
*в* – с прямыми трубами; *г* – со стаканом; *I* – погружные трубы; *2* – корпуса;  
*3* – стакан; *I* и *II* – теплоносители

Довольно широкое применение в технике находят *теплообменники с наружными змеевиками* (рис. 1.32), применение которых позволяет проводить процесс при высоких давлениях (до 6 МПа). К стенкам аппаратов (обычно реакторов) снаружи приваривают змеевики, изготовленные из полуцилиндров или угловой стали (рис. 1.32, *б*, *в*). Если же необходимо использовать теплоноситель при еще более высоком давлении (например, перегретую воду при 25 МПа), то змеевик приваривают к корпусу аппарата многослойным швом (рис. 1.32, *а*).

К достоинствам аппарата с приваренными змеевиками следует отнести возможность разделения системы труб змеевика на несколько секций, питаемых независимо друг от друга. Включением и отключением отдельных секций становится возможным регулировать обогрев или охлаждение. Кроме того, материал привариваемых змеевиков может быть отличным (более дешевым) от материала корпуса аппарата.

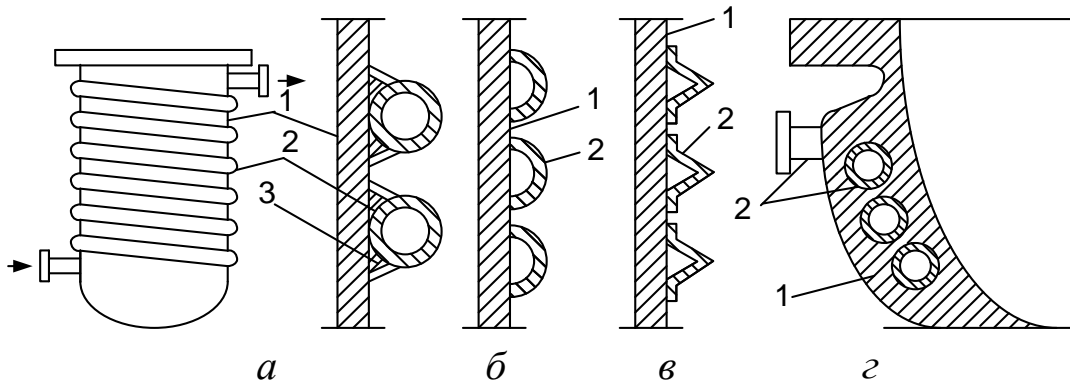


Рис. 1.32. Аппараты с наружными змеевиками:  
*а–в* – с приваренными снаружи змеевиками различной формы; *г* – с залитыми при изготовлении в стенке змеевиками; 1 – корпуса аппаратов; 2 – змеевики; 3 – металлическая прокладка

Гораздо сложнее изготовить аппарат, в стены которого змеевик «залит» (рис. 1.32, *г*); ремонт такого аппарата практически невозможен. Кроме того, коэффициент теплоотдачи в данном случае имеет низкое значение. Поэтому такие аппараты используют довольно редко.

**Оросительные теплообменники.** Оросительные теплообменники применяют в основном для охлаждения жидкостей и газов или конденсации паров.

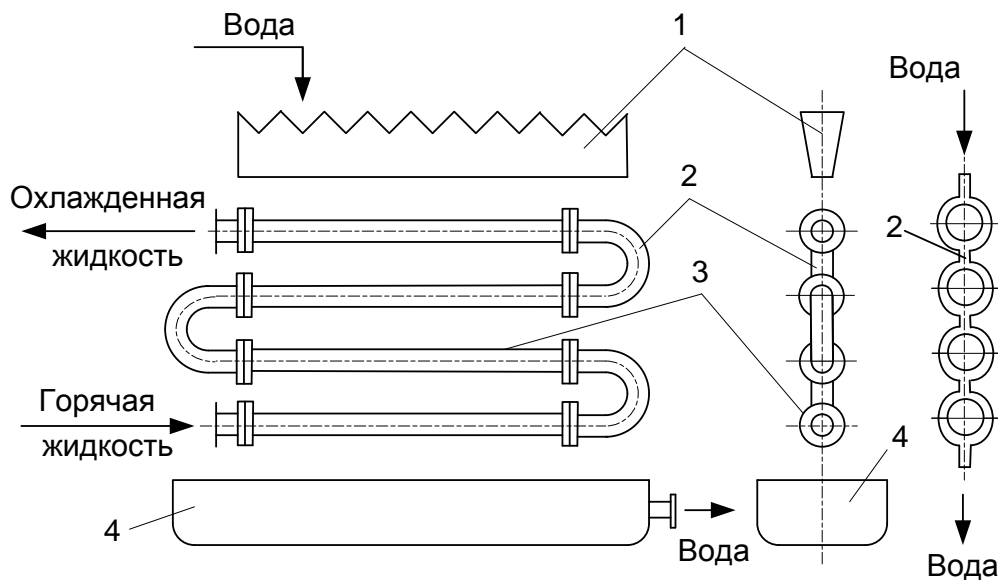


Рис. 1.33. Оросительный холодильник:  
 1 – желоб для распределения охлаждающей воды; 2 – соединительные колена (калачи); 3 – трубы; 4 – корыто для сбора воды

Оросительный теплообменник представляет собой змеевик (рис. 1.33) из размещенных друг над другом прямых труб 3, соединенных между собой

калачами 2. Снаружи трубы орошают водой, которую подают в желоб 1 для равномерного распределения охлаждающей воды по всей длине верхней трубы змеевика. Отработанная вода поступает в корыто 4 для сбора воды. По трубам протекает охлаждаемый теплоноситель.

Орошающая теплообменник вода при перетекании по наружным стенкам труб частично испаряется: при этом процесс теплообмена идет интенсивнее, вследствие чего расход воды на охлаждение в оросительных теплообменниках ниже, чем в холодильниках других типов. Но при этом происходит необратимая потеря воды. Во избежание сильного увлажнения воздуха в помещении оросительные теплообменники обычно устанавливают на открытом воздухе. По этой же причине, если оросительный теплообменник необходимо установить в помещении, его приходится помещать в громоздкие кожухи, которые подключают к системе вытяжной вентиляции. К недостаткам этих теплообменников следует отнести также громоздкость, неравномерность смачивания наружной поверхности труб, нижние ряды которых могут вообще не смачиваться и практически не участвовать в теплообмене, разбрызгивание воды и попадание ее в рабочую зону. Поэтому, несмотря на простоту изготовления, легкость чистки наружных стенок труб и другие достоинства, оросительные теплообменники находят ограниченное применение.

**Теплообменники с оребренными трубами.** В технике достаточно часто встречаются процессы теплообмена, в которых коэффициенты теплоотдачи по обе стороны поверхности теплопередачи резко различаются по величине. Так, например, при нагреве воздуха конденсирующимся водяным паром коэффициент теплоотдачи от пара к стенке составляет примерно  $10000\text{--}15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а от стенки к нагреваемому воздуху –  $10\text{--}50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . В этом случае оребрение труб со стороны воздуха позволяет существенно повысить тепловую нагрузку теплообменника за счет увеличения поверхности теплообмена со стороны теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи. Этот принцип используют при нагреве или охлаждении сильновязких жидкостей, а также газов.

Очевидно, что материал, из которого изготавливают ребристые трубы, должен иметь большой коэффициент теплопроводности. Для снижения гидравлического сопротивления поверхность ребер должна быть параллельна направлению потока теплоносителя. Их форма может быть различной. Наиболее часто используют ребра прямоугольного и трапециевидного сечения.

Конструкции оребренных теплообменников весьма разнообразны, причем разработаны конструкции как с оребренными трубами, так и с плоскими поверхностями теплообмена (рис. 1.34).

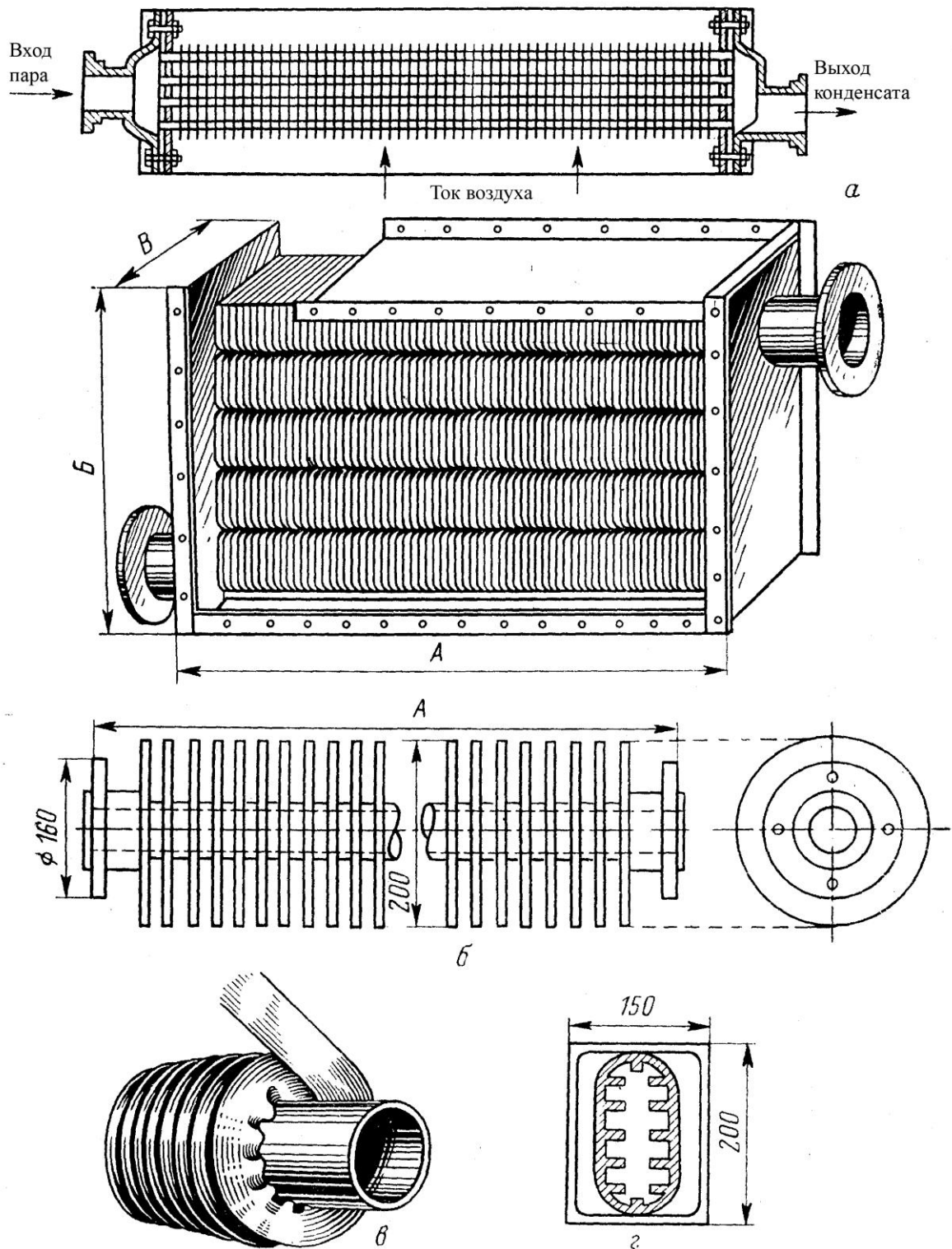


Рис. 1.34. Типы ребристых теплообменников:  
*a* – пластинчатый; *б* – чугунная трубка с круглыми ребрами; *в* – трубка со спиральным оребрением; *z* – чугунная трубка с внутренним оребрением

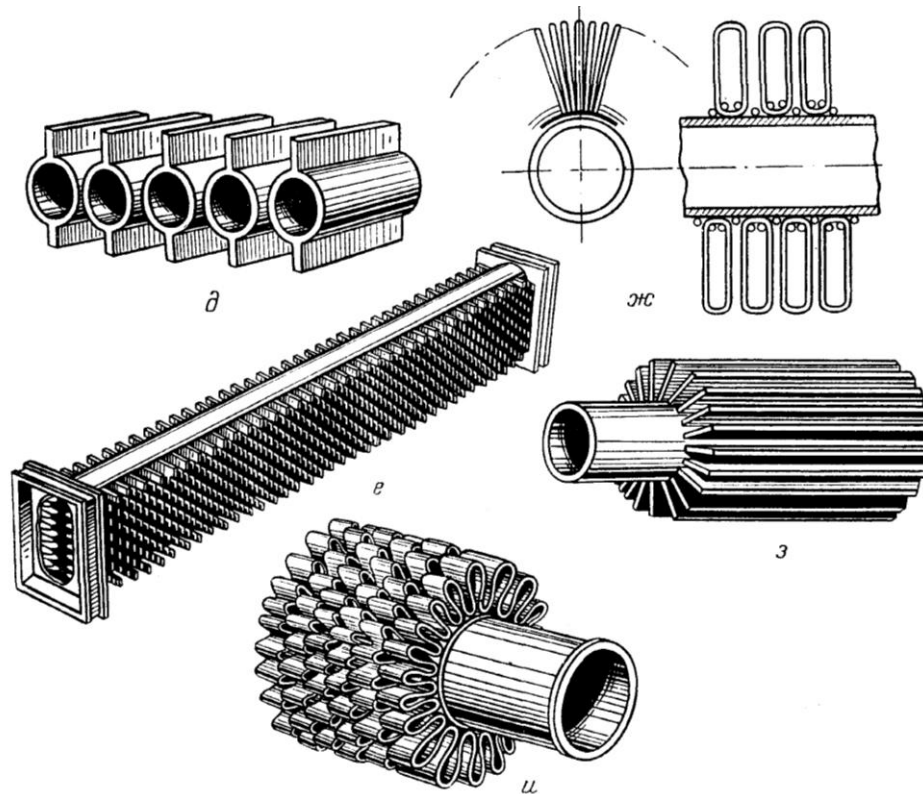


Рис. 1.34. Типы ребристых теплообменников:

*д* – плавниковое оребрение трубок; *е* – чугунная трубка с двухсторонним игольчатым оребрением; *ж* – проволочное биспиральное оребрение трубок; *з* – продольное оребрение трубок; *и* – многоребристая трубка

### 1.3.3. Теплообменники, изготовленные из листа [2, 4]

**Пластинчатые теплообменники.** Поверхностью теплообмена в этих теплообменниках являются гофрированные параллельные пластины (рис. 1.35, *а*), с помощью которых создается система узких каналов (рис. 1.35, *в*) шириной 3–6 мм, с волнистыми стенками. Поскольку скорость движения жидкости в таких каналах значительна (1–3 м/с), то коэффициенты теплопередачи в пластинчатых теплообменниках достигают больших значений [3000–4000 Вт/(м<sup>2</sup>·К)] при сравнительно невысоких гидравлических сопротивлениях.

На рис. 1.35, *а* схематично показано движение теплоносителя *I* пунктирными линиями, а теплоносителя *II* – сплошными. Теплоноситель *I* поступает через штуцер *12*, движется по нечетным каналам (считая справа налево) и уходит через штуцер *2*. Теплоноситель *II* поступает в аппарат через штуцер *1*, протекает по четным каналам и выходит через штуцер *11*. Пакет пластин зажимается между неподвижной головной плитой *3* и подвижной головной плитой *8*. На рис. 1.35, *б* также схематично показано взаимное движение теплоносителей *I* и *II* между пластинами.



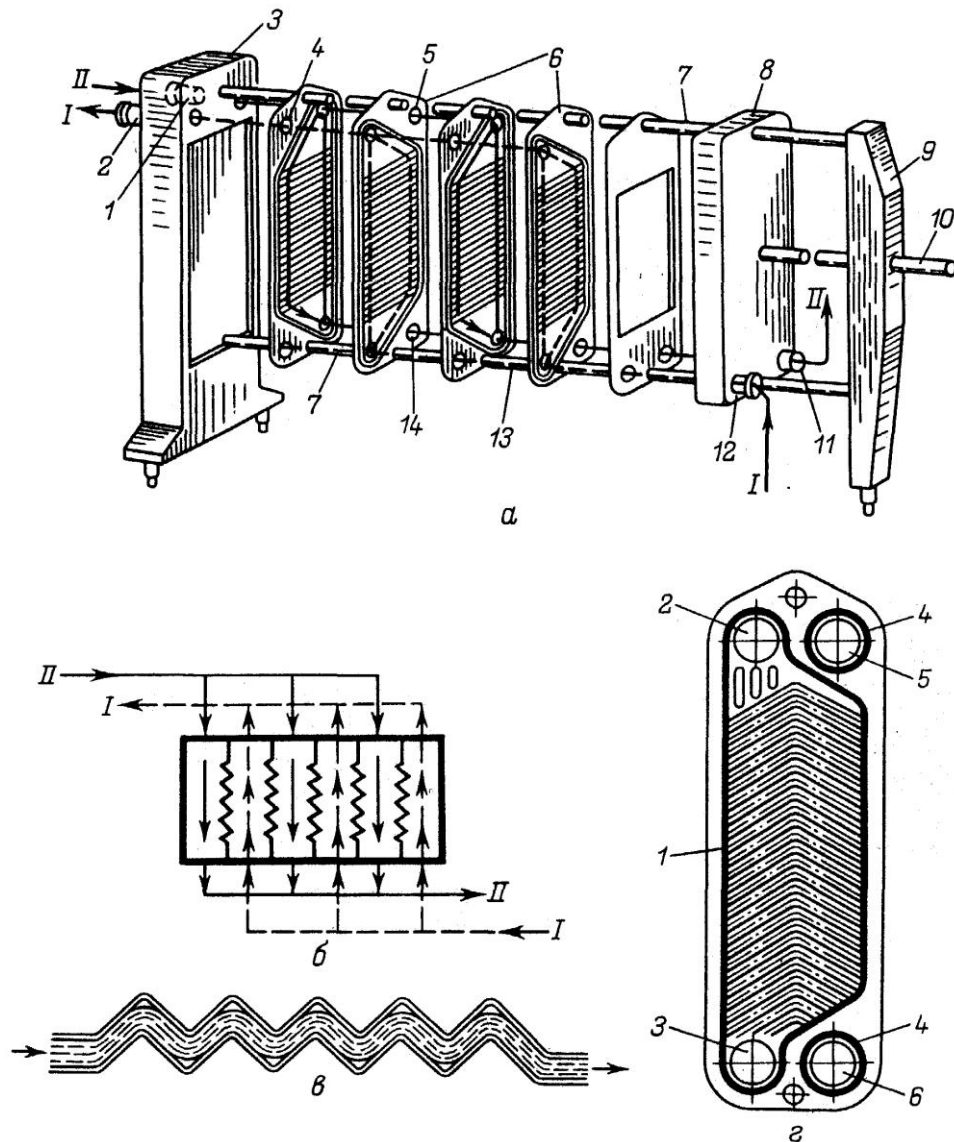


Рис. 1.35. Пластинчатый теплообменник «фильтр-прессного» типа и его элементы: *а* – монтажная схема однопоточного аппарата: 1, 11 – штуцера ввода и вывода теплоносителя II; 2, 12 – штуцера вывода и ввода теплоносителя I; 3 – неподвижная плита; 4, 13 – каналы для движения теплоносителя I (пунктирные линии); 5, 14 – каналы для движения теплоносителя II; б – четные пластины, считая слева направо (остальные пластины – нечетные), обтекаемые теплоносителем I справа и теплоносителем II слева; 7 – направляющие стержни; 8 – подвижная плита; 9 – неподвижная стойка; 10 – стяжное винтовое устройство; в – характер потока жидкости в пространстве между двумя соседними гофрированными пластинами; г – устройство одного из типов пластин: 1 – прокладка, ограничивающая пространство между пластинами, по которому движется теплоноситель I (снизу вверх); 2, 3 – отверстия для прохода этого теплоносителя; 4 – две малые кольцевые прокладки, уплотняющие отверстия 5 и 6, через которые проходит теплоноситель II

Пластинчатые теплообменные аппараты обладают высокой компактностью. Их удельная рабочая поверхность теплообмена достигает  $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Аппарат состоит из набора стягиваемых гофрированных пластин, разделенных эластичными прокладками, образующими изолированные (герметичные) каналы для встречного движения двух теплоносителей (рис. 1.35). Пластины располагаются с шагом 3–6 мм. Благодаря гофрированной форме пластин каналы имеют волнистые стенки, обуславливающие интенсивную турбулизацию потока и, следовательно, рост коэффициентов теплоотдачи, а также компактное размещение поверхности теплообмена.

Существует множество форм профиля пластин, часто направленных на увеличение их жесткости путем создания взаимных опор по множеству равномерно расположенных точек. Каждая пластина имеет большую прокладку по периметру, ограничивающую канал для данного теплоносителя, и два угловых отверстия для его входа и выхода, а также две малые прокладки, изолирующие два других угловых отверстия для прохода второго теплоносителя. Таким образом, в углах стянутого пакета пластин образуются четыре канала для раздельного входа и выхода обоих теплоносителей. Аппарат может работать не только с параллельным распределением потоков по всем каналам; при необходимости каждый поток может проходить последовательно через все каналы или отдельные группы их (рис. 1.36, а). Достоинством рассматриваемого аппарата, помимо компактности и интенсивного теплообмена, является возможность полной его разборки для механической очистки. К числу недостатков относятся необходимость очень тщательной сборки для герметизации большого числа каналов, а главное – ограниченная тепловая и коррозионная стойкость доступных прокладочных материалов.

В тех случаях, когда загрязнение поверхности нагрева возможно только со стороны одного теплоносителя, применяют аппараты, состоящие из попарно сваренных пластин. Число уплотняемых соединений при этом, естественно, уменьшается вдвое. Если загрязнение поверхности нагрева исключено со стороны обоих теплоносителей, то применяют сварные *неразборные* аппараты. К числу последних принадлежит пластинчатый аппарат с *волнообразными каналами* и перекрестным движением теплоносителей (рис. 1.36, а). Аппарат собирается из штампованных листов с прерывистыми овалообразными или полусферическими выступами, при сварке которых образуются каналы различной волнообразной формы для потоков в продольном и поперечном направлениях. Объем и стоимость аппарата в несколько раз меньше, чем у кожухотрубчатого с той же теплопроизводительностью.

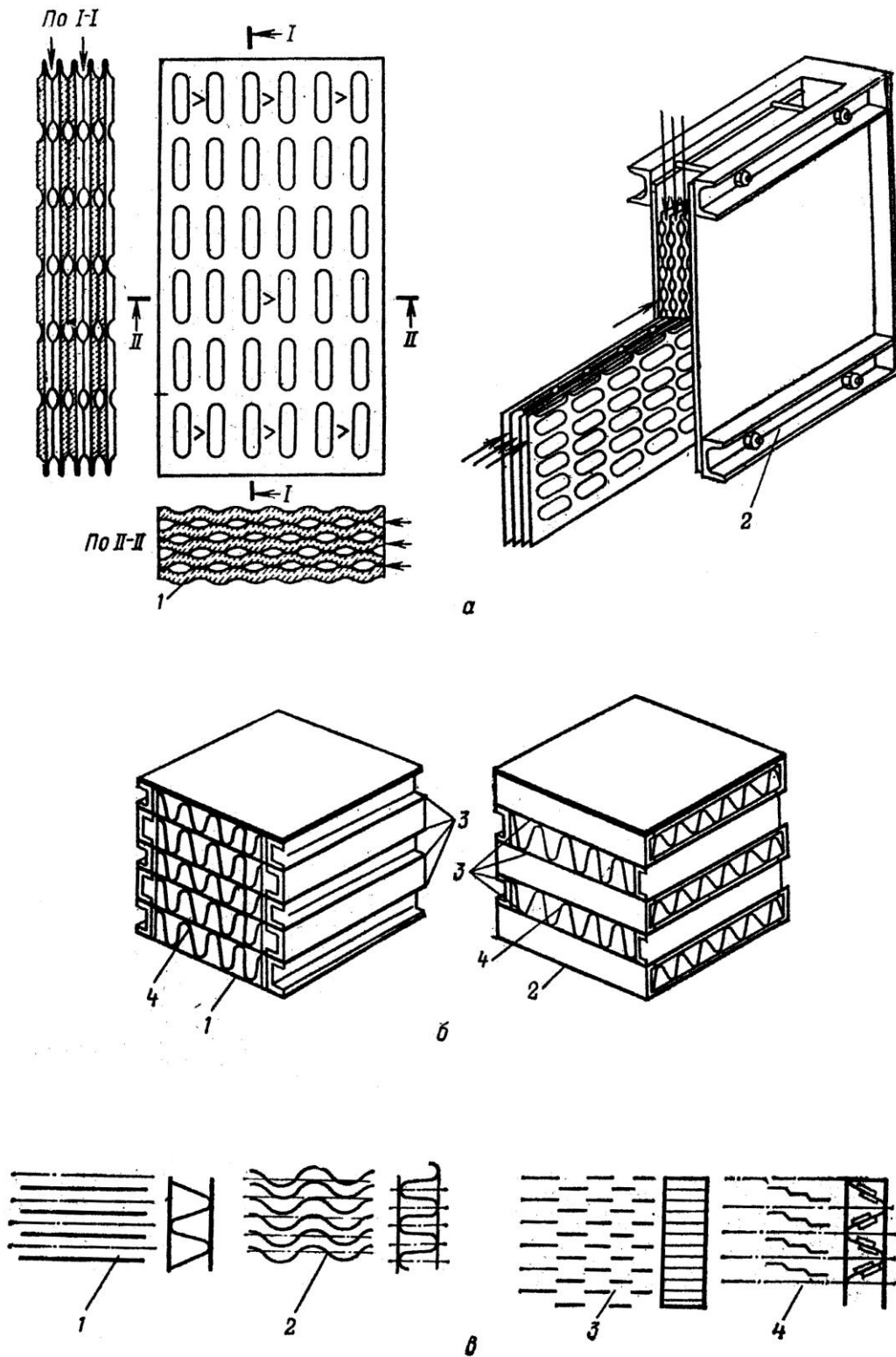


Рис. 1.36. Неразборные пластинчатые теплообменные аппараты:  
*a* – аппарат с волнообразными каналами: 1 – модель пакета; 2 – общий вид;  
*б* – пластинчато-ребристый аппарат: 1 – с прямоточными каналами;  
 2 – с перекрестными каналами; 3 – пластины; 4 – гофрированные ленты;  
*в* – виды ребристых поверхностей: 1 – гофрированные; 2 – рифленые;  
 3 – прерывистые; 4 – чешуйчатые

Широкое применение получили *пластинчато-ребристые* теплообменные аппараты (рис. 1.36, б), компактность которых достигает  $2000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Большими достоинствами этих аппаратов являются: возможность осуществления теплообмена между тремя, четырьмя и более теплоносителями; наименьший вес и объем (следовательно, и стоимость) по сравнению с другими аппаратами. По своему устройству пластинчато-ребристые теплообменники представляют собой набор тонких пластин, между которыми располагаются тонкие гофрированные листы, припаянные к каждой пластине. Таким образом, образуются оребренные поверхности теплообмена, а теплоноситель разбивается на ряд мелких потоков. Аппарат может быть собран из любого числа пластин, а теплоносители могут двигаться либо прямотоком, либо перекрестным током. Ребра бывают гофрированные или рифленые (образующие волнистую линию вдоль потока), прерывистые (смещенные друг относительно друга), чешуйчатые (прорези в ребрах, отогнутые в одну или разные стороны), шиповидные (из проволоки) с коридорным или шахматным расположением.

Разборные и полуразборные аппараты предназначены для работы при давлении до 1,6 МПа и температуре от  $-30$  до  $120-180$  °С; неразборные (сварные и паяные) теплообменники могут работать при давлении до 4 МПа и температуре от  $-150$  до  $400$  °С.

**Спиральные теплообменники.** Спиральный теплообменник показан на рис. 1.37. Два листа 1, 2 толщиной 3–7 мм (в зависимости от рабочего давления в аппарате) свертывают на специальном станке в спирали, причем при помощи приваренных бобышек между ними сохраняется одинаковое по всей спирали расстояние от 5 до 15 мм. Таким образом, получаются два канала, и каждый из них имеет полуцилиндрическую часть, заканчивающуюся коробкой снаружи. Каждый центральный полуцилиндр и каждая коробка имеют штуцер для входа или выхода теплоносителя. Спирали изготавливают так, что торцы листов лежат строго в одной плоскости. Затем их помещают между дисками, являющимися крышками аппарата 4, и стягивают болтами. Для лучшей герметизации и устранения перетекания теплоносителей между крышками и листами по всему сечению теплообменника помещают прокладку из резины, паронита, асбеста или мягкого металла. Такая конструкция обеспечивает возможность чистки поверхностей нагрева и работу без перетекания теплоносителей при давлениях до  $4 \cdot 10^5$  Па. Для повышенных давлений и больших производительностей применяют спиральные теплообменники с усложненной, но более надежной конструкцией уплотнения торцов спиралей. Спиральные теплообменники бывают горизонтального и вертикального типов; их устанавливают часто блоками по два, четыре и восемь аппаратов.

Достоинствами спиральных теплообменников по сравнению с многоходовыми трубчатыми теплообменниками являются повышенная компактность (большая поверхность теплообмена в единице объема) при одинаковых коэффициентах теплопередачи и меньшее гидравлическое сопротивление для прохода теплоносителей; недостатки: сложность изготовления и ремонта и пригодность работы под избыточным давлением не свыше 1,0 МПа.

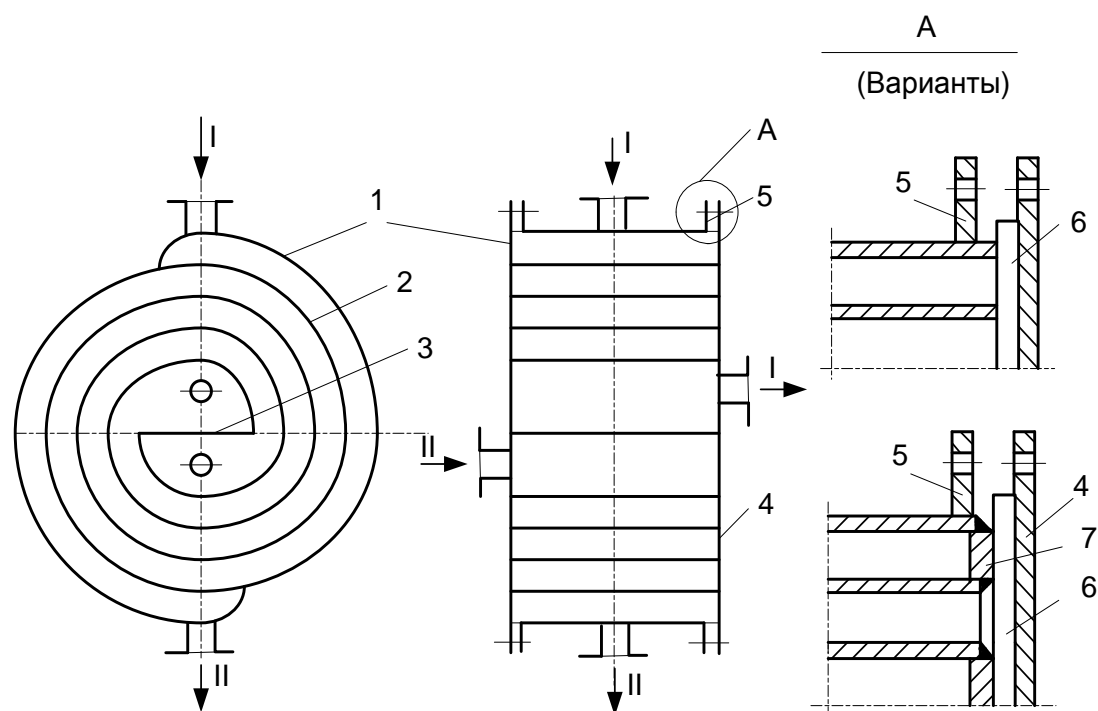


Рис. 1.37. Спиральный теплообменник:

- 1, 2 – металлические листы; 3 – пластина-перегородка; 4 – крышки;  
 5 – фланцы; 6 – прокладка; 7 – дистанционная полоса;  
 I и II – теплоносители

Нормами предусмотрены спиральные теплообменники с поверхностью теплообмена  $15 \text{ м}^2$  (ширина спирали 375 мм) и  $30 \text{ м}^2$  (ширина 750 мм); ширина спирального канала 7 мм.

*Горизонтальные* спиральные теплообменники (рис. 1.38, а) применяют для теплообмена между двумя жидкостями. Для теплообмена между конденсирующимся паром и жидкостью используют *вертикальные* спиральные теплообменники (рис. 1.38, б); такие теплообменники применяют в качестве конденсаторов и паровых подогревателей для жидкости.

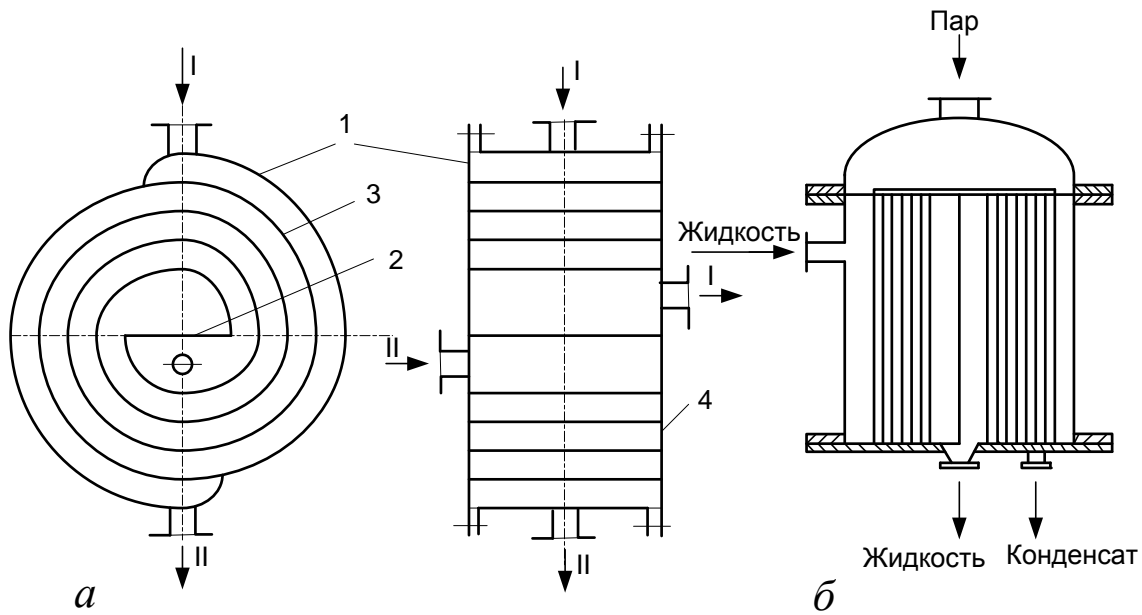


Рис. 1.38. Типы спиральных теплообменников:

*а* – горизонтальный спиральный теплообменник; *б* – вертикальный спиральный теплообменник; 1, 2 – листы; 3 – разделительная перегородка; 4 – крышки

#### 1.3.4. Графитовый теплообменник [2, 4]

При термической обработке агрессивных жидкостей паров и газов (серная, фосфорная, соляная и другие кислоты) поверхности нагрева защищают антикоррозионными покрытиями: фенолформальдегидными или эпоксидными смолами, полимеризационными пластическими массами, стеклопластиковыми. В последние годы термическая обработка агрессивных сред производится также в теплообменниках из непроницаемых графитовых элементов (труб или блоков), пропитанных фенолформальдегидной смолой, или из графитопласта АТМ-1. Физико-механические свойства этих материалов приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Физико-механические свойства пропитанного графита и графитопласта АТМ-1

Наименование показателей	Пропитанный графит	Графитопласт АТМ-1
Плотность, $(\text{кг}/\text{м}^3) \cdot 10^{-3}$	1,8–1,85	1,80–1,85
Предел прочности при сжатии, МПа	70–100	70–100
То же, $\text{кг}/\text{см}^2$	700–1000	700–1000
Теплостойкость, °С	170	130
Теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	93–116,3	35–40
Водопоглощение, $\text{г}/\text{дм}^2$	0,07–0,15	0,01–0,1

Вследствие хорошей теплопроводности графита углеграфитовые теплообменники более компактны по сравнению с теплообменниками из других неметаллических материалов. Углеграфитовые теплообменники могут иметь различные конструкции. Их можно изготавливать кожухотрубчатыми со стальным кожухом и с трубными досками, крышками и трубками из углеграфита (рис. 1.39, в), если греющий теплоноситель неагрессивен, а также полностью из углеграфитовых деталей, например пластинчатыми, в которых с одной стороны пластины проходит один теплоноситель, а с противоположной – другой. Получили применение углеграфитовые теплообменники из цилиндрических и прямоугольных блоков.

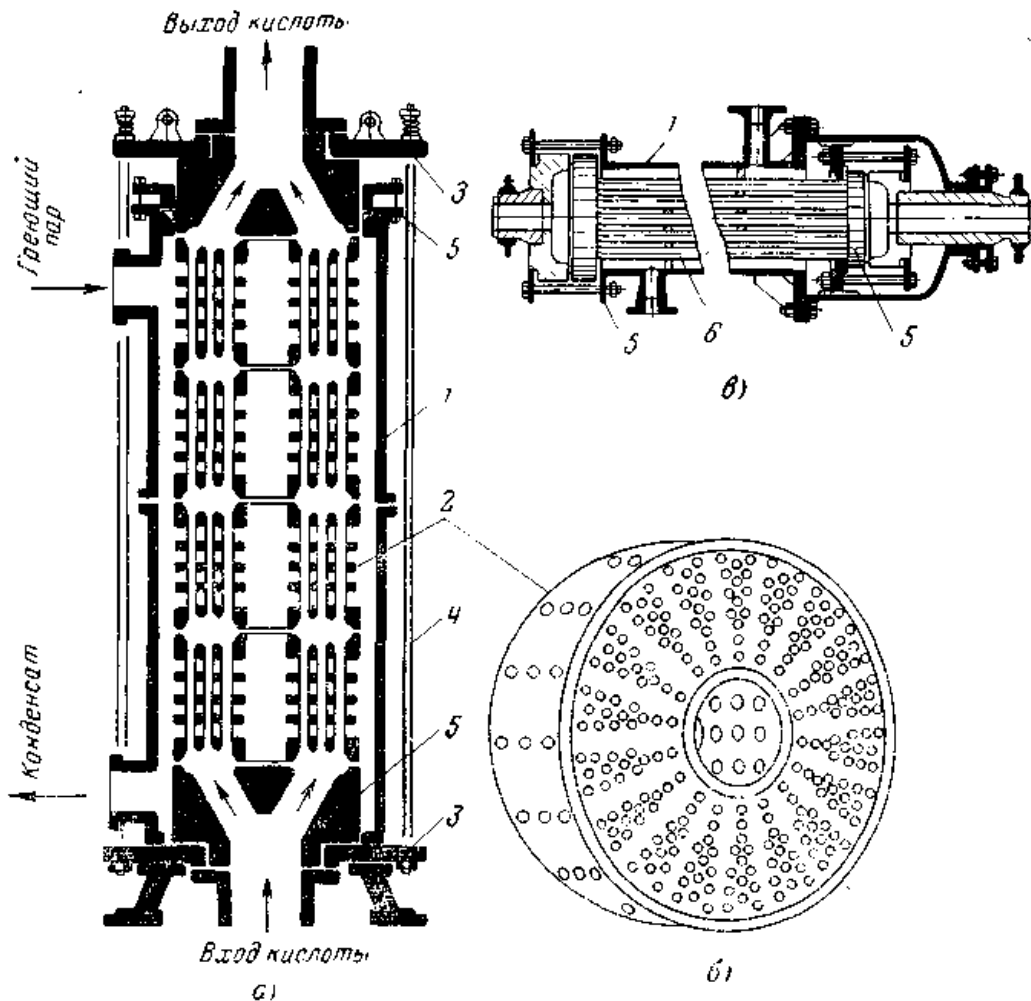


Рис. 1.39. Схемы кожухотрубчатого теплообменника с круглыми графитовыми блоками и теплообменника с графитовыми трубками, крышками и металлическим корпусом:

*а* – кожухоблочный теплообменник; *б* – графитовый блок; *в* – трубчатый теплообменник; 1 – металлический кожух; 2 – графитовый блок; 3 – металлические фланцы; 4 – анкерная связь; 5 – крышки из графита; 6 – трубки из графита

На рис. 1.39, *а* представлена принципиальная конструкция графитового кожухоблочного теплообменника, предназначенного для нагрева или испа-

рения кислот насыщенным водяным паром под давлением  $3 \cdot 10^5$  Па. Он имеет четыре цилиндрических блока, в каждом из которых имеются маленькие горизонтальные круглые отверстия, соединяющиеся с большим вертикальным цилиндрическим отверстием. Блок имеет также большое число маленьких вертикальных отверстий. Греющий пар поступает в металлический кожух и конденсируется в маленьких горизонтальных отверстиях. Конденсат стекает по большой вертикальной трубе, образованной блоками. Агрессивная жидкость (кислота) проходит по мелким вертикальным трубкам и нагревается. Крышки теплообменника, соприкасающиеся с кислотой, также выполнены из графита.

### Контрольные вопросы

1. Назовите виды теплоносителей для подвода теплоты в теплообменную аппаратуру.
2. Перечислите основные достоинства и недостатки нагрева насыщенным водяным паром.
3. В каких случаях можно использовать для нагрева «острый» водяной пар?
4. Как определить расход пара на нагревание холодного теплоносителя?
5. В каких случаях целесообразно использование для нагрева высокотемпературных органических теплоносителей (ВОТ)?
6. Изобразите схему установки для нагрева парами ВОТ.
7. Какие методы и теплоносители можно использовать для нагрева до высоких температур?
8. Изобразите схемы нагрева горячими жидкостями с естественной и принудительной циркуляцией промежуточного теплоносителя.
9. Перечислите основные достоинства и недостатки нагрева топочными газами.
10. Перечислите достоинства и недостатки охлаждения горячих теплоносителей водой и воздухом. До каких температур можно охладить этими охлаждающими агентами горячий теплоноситель?
11. Какие из теплоносителей принято относить к высоко-, средне- и низкотемпературным?
12. Для каких теплоносителей – газообразных или капельных жидкостей – выше удельные затраты мощности на перемещение в трубах и каналах?
13. При каких из перечисленных процессов: кипения, нагревания, конденсации, охлаждения – температура теплоносителя в теплообменнике не изменяется?
14. Перечислите достоинства и недостатки высокотемпературных органических теплоносителей по сравнению с водой.



15. Для какого из перечисленных процессов: конденсации чистого пара, охлаждения жидкостью, нагревания газов – коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение и для какого наименьшее?

16. Какие из теплоносителей принято называть хладагентами?

17. Охарактеризуйте методы интенсификации теплообмена.

18. Опишите режимные методы интенсификации теплообмена.

19. Опишите конструктивные методы интенсификации теплообмена.

20. Дайте классификацию теплообменных аппаратов.

21. Опишите устройство и принцип действия кожухотрубчатых теплообменников (одноходовых и многоходовых).

22. Охарактеризуйте температурные компенсаторы в кожухотрубчатых теплообменниках.

23. Опишите устройство элементарных теплообменников. Сопоставьте их с кожухотрубчатыми теплообменниками.

24. Опишите устройство, обоснуйте достоинства и недостатки двухтрубных теплообменников. Сравните эти теплообменники с кожухотрубчатыми.

25. Перечислите области применения змеевиковых теплообменников, опишите их устройство.

26. Обоснуйте достоинства и недостатки оросительных теплообменников, области их применения.

27. Для каких случаев теплообмена применяют теплообменники с оребренными трубами?

28. Назовите достоинства и недостатки пластинчатых теплообменников.

29. Опишите теплообменники с плавающей головкой.

30. Приведите схему работы теплообменника с двойными трубами.

31. Опишите устройство, обоснуйте достоинства и недостатки спиральных теплообменников.

32. Какой из теплообменников удобнее чистить: кожухотрубчатый спиральный, змеевиковый или пластинчатый с профилированными пластинами?

33. Какой из теплоносителей: воду, прошедшую химическую очистку, или дымовые газы – следует подавать в межтрубное пространство кожухотрубчатого теплообменника?

34. Назовите наиболее распространенные способы крепления труб в трубной решетке.

35. Перечислите способы компенсации температурных напряжений в теплообменнике.

36. В каком из аппаратов – секционном или спиральном – выше удельный расход металла на единицу поверхности теплообмена?

37. Назовите способы размещения труб в трубных решетках.

## 2. РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Конструкции и условия эксплуатации теплообменников весьма разнообразны и определяются областью их применения и назначением.

В практике расчета и проектирования ТА принято различать тепловой конструктивный, тепловой поверочный, компоновочный, гидравлический, механический и технико-экономический расчеты.

*Тепловой конструктивный расчет* выполняют с целью создания нового по конструкции аппарата или при выборе его из числа стандартных. При этом известны расходы, начальные температуры и основные свойства теплоносителей, теплопроизводительность аппарата. Необходимо определить площадь теплообмена и основные конструктивные размеры аппарата.

В *поверочном расчете* необходимо определить конечные температуры теплоносителей или тепловую мощность аппарата при известных геометрических размерах аппарата, начальных параметрах и свойствах теплоносителей.

*Компоновочный расчет* определяет основные геометрические соотношения между площадью поверхности теплообмена, проходными сечениями каналов для теплоносителей, числом ходов, габаритными размерами теплообменника.

Целью *гидравлического расчета* является определение гидравлических потерь при перемещении теплоносителей через проходные каналы теплообменника, а следовательно, и затрат мощности на прокачку теплоносителей.

*Механический расчет* проводится для проверки деталей аппарата и их соединений на прочность, плотность и жесткость.

*Технико-экономический расчет* проводится с целью определения затрат при оптимизационных расчетах теплообменных аппаратов.

### 2.1. Тепловой и конструктивный расчёт теплообменников с выбором нормализованных аппаратов [1, 6]

Независимо от конфигурации поверхности теплообмена методы расчёта теплообменников достаточно универсальны. Они могут быть представлены в виде общей блок-схемы расчёта (рис. 2.1).

Методы расчета конкретных теплообменников отличаются только видом расчётных уравнений коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления при движении теплоносителей в зависимости от конструктивных особенностей аппаратов и технологических условий теплообмена.

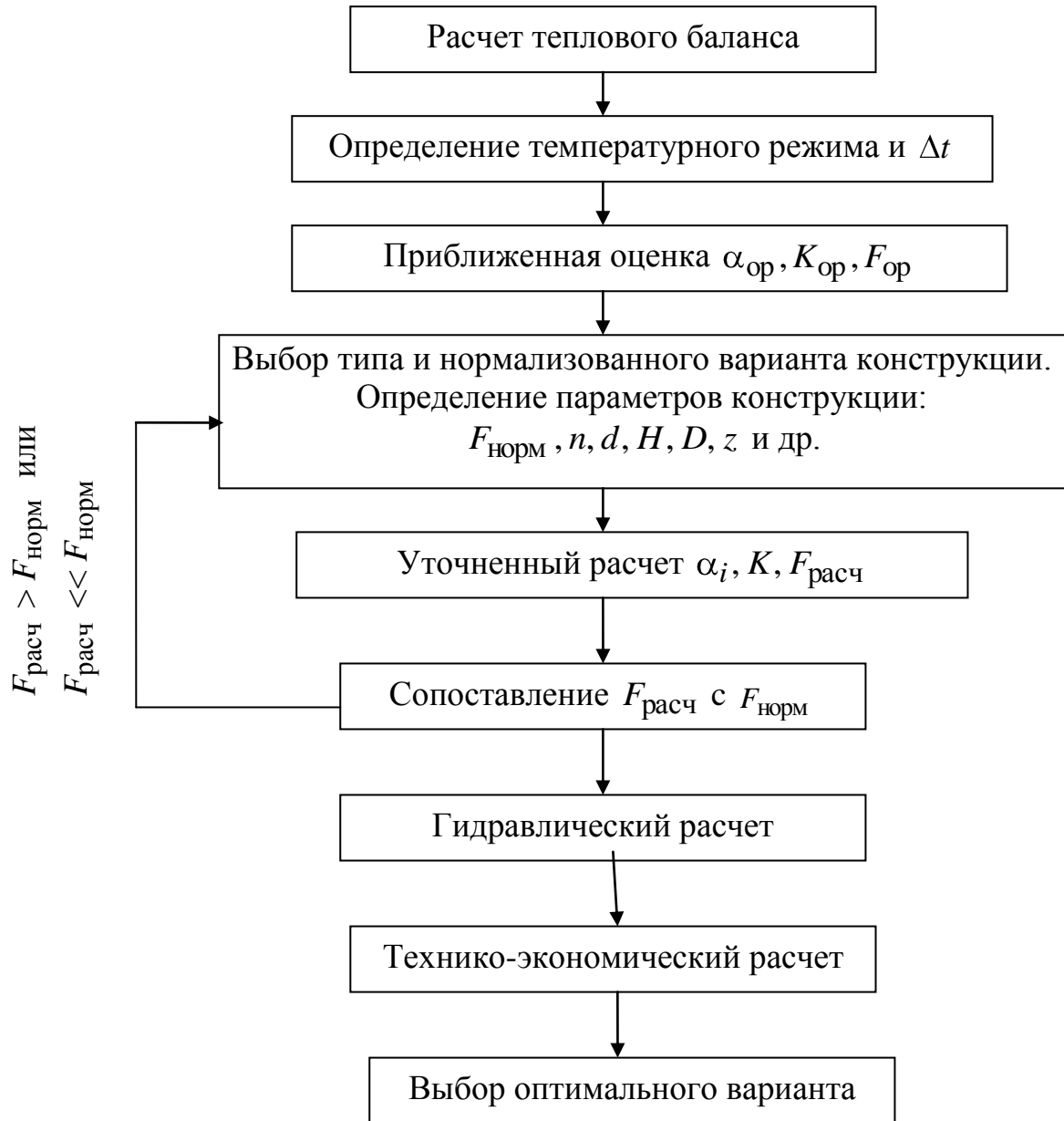


Рис. 2.1. Блок-схема расчета теплообменников

В современном производстве широко применяются теплообменные аппараты различной конструкции. В зависимости от технологической цели их называют холодильниками, конденсаторами и испарителями. Наиболее широкое применение получили трубчатые теплообменники, надёжно работающие при больших перепадах давлений (более 1 МПа) и высоких температурах (до 700 К). Для меньших перепадов давлений лучше применять более компактные теплообменники – пластинчатые.

Обычно для расчета заданы массовый расход технологической среды и ее параметры, параметры теплоносителя, физико-химические свойства сред.

Например: нагреваемая среда – массовый расход  $G_2$ , кг/с; начальная и конечная температуры греющей среды  $t'_2, t''_2$ , °С, соответственно: начальная температура  $t'_1$ , °С; конечная температура  $t''_1$ , °С (рис. 2.2).

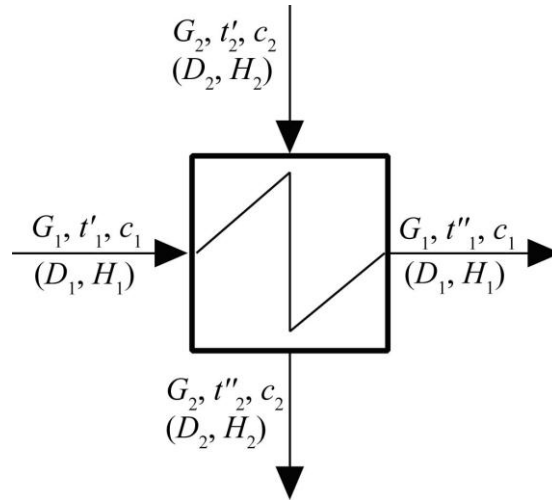


Рис. 2.2. Расчетная схема теплообменника

**1. Расчет теплового баланса.** Составляется уравнение теплового баланса. Если в теплообмене участвуют среды, не меняющие агрегатное состояние (рис. 2.2), то уравнение теплового баланса имеет вид [2, 5, 7]:

$$Q = G_1 c_1 \overline{t'_1 - t''_1} \eta_{\text{п}} = G_2 c_2 \overline{t'_2 - t''_2}; \quad (2.1)$$

- если один из теплоносителей изменяет агрегатное состояние (например, конденсация паров в пароводяном теплообменнике),

$$Q = D_1 \overline{h'_1 - h''_1} \eta_{\text{п}} = G_2 c_2 \overline{t'_2 - t''_2}; \quad (2.2)$$

- если оба теплоносителя изменяют агрегатное состояние (например, в испарительно-конденсаторном теплообменном аппарате),

$$Q = D_1 \overline{h'_1 - h''_1} \eta_{\text{п}} = D_2 \overline{h'_2 - h''_2}; \quad (2.3)$$

- если происходит охлаждение парогазовых смесей,

$$Q = \left[ \overline{h'_1 - h_2} \Delta G_{\text{к}} c_{\text{к}} t_{\text{к}} \right] \eta_{\text{п}} = G_2 c_2 \overline{t'_2 - t''_2}, \quad (2.4)$$

где  $G_1, G_2$  – массовые расходы теплоносителей, кг/с;  $D_1, D_2$  – массовые расходы греющего и вторичного пара, образующегося при кипении жидкости, кг/с;  $c_1, c_2, c_{\text{к}}$  – удельные теплоемкости теплоносителей и конденсата, Дж/(кг·К);  $t'_1, t''_1$  и  $t'_2, t''_2$  – соответственно температура греющего и нагреваем-

мого теплоносителей на входе и выходе из аппарата, °С;  $h_1'', h_1'$  – соответственно энтальпия пара на входе в теплообменник и конденсата на выходе из него, Дж/кг;  $h_2'', h_2'$  – энтальпия пара на выходе из теплообменника и питательной жидкости, поступающей в испаритель, Дж/кг;  $\eta_{\text{п}}$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду,  $\eta_{\text{п}} = 0,96 \div 0,98$ ;  $\Delta G_{\text{к}}, t_{\text{к}}$  – количество конденсата на выходе из аппарата, кг/с, и его температура, °С;  $L$  – массовый расход неконденсирующейся составляющей парогазовой смеси, кг/с;  $h_1, h_2$  – энтальпии парогазовой смеси на входе и выходе из аппарата, Дж/кг, определяемые из выражения

$$h_i = c_{\text{г}} t_i + h_{\text{п}i} X_{\text{п}i}, \quad (2.5)$$

где  $c_{\text{г}} t_i$  – удельная теплоемкость неконденсирующихся газов, Дж/(кг·К), и их температура, °С;  $h_{\text{п}i}$  – энтальпия паров, содержащихся в смеси, Дж/кг;  $X_{\text{п}i}$  – массовая доля пара в смеси, кг/кг,

$$X_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{L};$$

$G_{\text{п}}$  – масса пара в парогазовой смеси, кг/с.

Расчет теплового баланса проводится с целью определения тепловой нагрузки аппарата, неизвестного массового расхода теплоносителя или неизвестной температуры.

**2. Расчет температурного режима.** В этом блоке определяется величина движущей силы процесса теплопередачи (среднего температурного напора; средней разности температур)  $\Delta t$ .

Средний температурный напор  $\Delta t$ , °С, при прямотоке и противотоке рассчитывают по уравнениям

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} \quad \text{при} \quad \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} > 1,8, \quad (2.6)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2} \quad \text{при} \quad \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,8, \quad (2.7)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  – большая и меньшая разность температур на концах теплообменника.

Формулы применимы, если теплоемкость, расход и коэффициенты теплоотдачи сильно не изменяются вдоль поверхности теплообмена. На рис. 2.3 представлены графики изменения температур вдоль поверхности теплообмена.

При перекрестном токе и более сложных схемах течения теплоносителей, не меняющих агрегатное состояние,

$$\Delta t = \Delta t_{\text{пр}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.8)$$

где  $\Delta t_{\text{пр}}$  – температурный напор, рассчитанный для противотока по (2.7);  $\varepsilon_{\Delta t}$  – поправка, учитывающая влияние схемы течения сред, может быть определена с помощью графиков (рис. 2.4, а–з) в зависимости от значения параметров  $P$  и  $R$ :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1'' - t_2'}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \quad (2.9)$$

При прямотоке конечная температура нагреваемого теплоносителя никогда не превысит конечной температуры греющего теплоносителя,  $t_2'' < t_1''$ . При противотоке получается большая разность температур  $\Delta t$ , что позволяет иметь меньшую поверхность нагрева аппарата при прочих равных условиях. При противотоке нагреваемую среду можно нагреть до более высокой температуры  $t_2'' > t_1''$  и пределом нагрева служит температура греющей среды на входе в аппарат.

При определении температурного напора в случае подогрева конденсирующимся паром необходимо иметь в виду, что пар может быть перегретым, а кроме того может происходить переохладение конденсата (рис 2.5).

Для точного расчета средней разности температур при этих условиях необходимо общую поверхность аппарата разделить на отдельные части, в которых передача теплоты происходит при различных агрегатных состояниях теплоносителей. Однако практически установить границы этих областей в теплообменном аппарате иногда бывает трудно. Кроме того, как показывает ряд опытов, при конденсации перегретого пара у стенок образуется пленка из конденсата, температура которой соответствует температуре насыщенного пара при данном давлении, и наличие начального перегрева не увеличивает средней разности температур.

Как показана практика, переохладения конденсата снижает  $\Delta t$ . Поэтому необходимо так организовывать процесс теплообмена, чтобы конденсат выходил из аппарата при температуре насыщения.

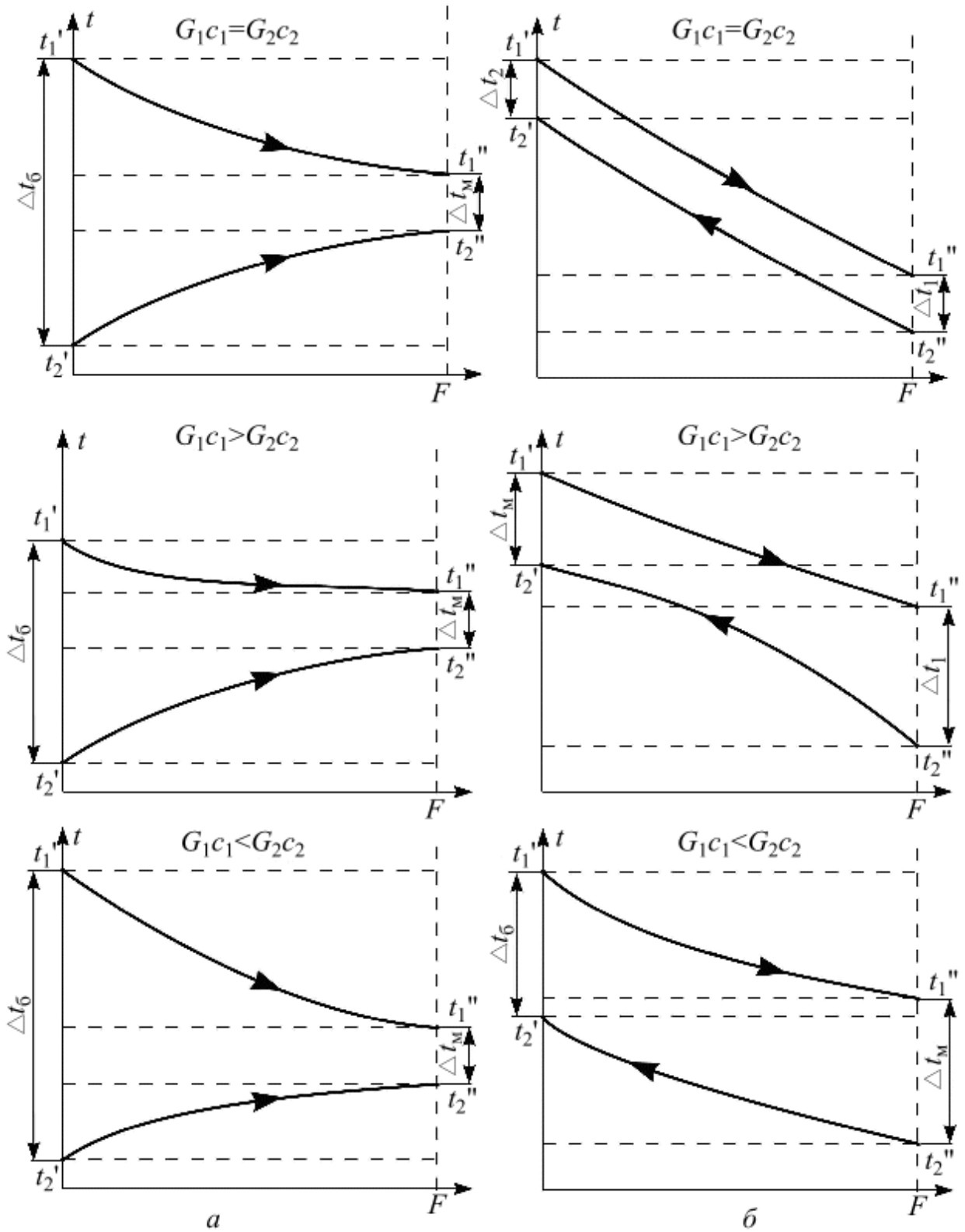


Рис. 2.3. График изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при их противотоке (а) и прямотоке (б)

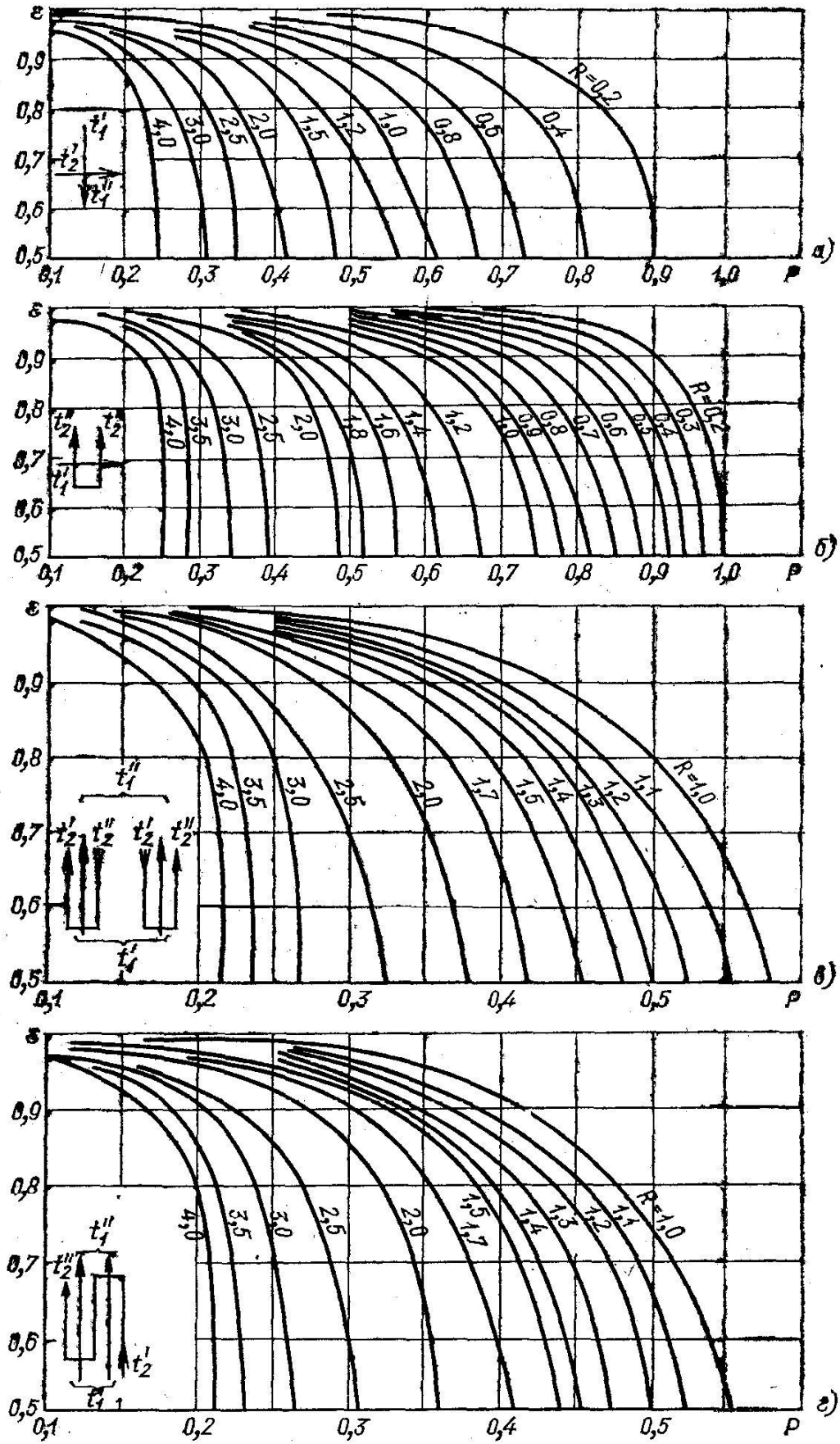


Рис. 2.4. Зависимости  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$  для некоторых схем движения теплоносителей



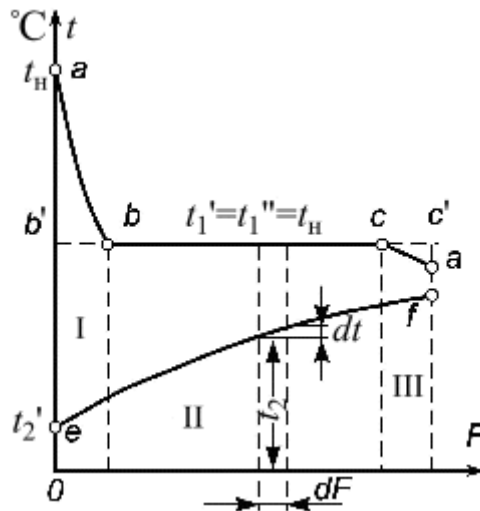


Рис. 2.5. Изменение температур греющего пара и подогреваемой воды по поверхности теплообменника

Обычно при расчетах температуру греющего теплоносителя принимают постоянной по всей поверхности теплообмена и  $\Delta t$  находят по указанным выше формулам.

В этом случае разница между прямотоком и противотоком теряется:

$$\Delta t = t_{H1} - t_{H2},$$

где  $t_{H1}$  – температура насыщения греющего пара;  $t_{H2}$  – температура кипения (насыщения вторичного пара).

**3. Проводится приближенная оценка необходимой поверхности теплообмена,  $m^2$ :**

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t}, \quad (2.10)$$

где  $K_{op}$  – ориентировочное значение коэффициента теплопередачи, Вт/( $m^2 \cdot K$ ), приведенное в табл. 2.1;  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника, определяемая в зависимости от заданных технологических условий по одному из уравнений теплового баланса (2.1)–(2.4).

4. После определения  $F_{op}$  выбирается **нормализованный теплообменник** с поверхностью, близкой к ориентировочной (могут выбираться несколько конкурентоспособных вариантов). Из ГОСТа определяются все необходимые геометрические параметры выбранного теплообменника. Например, для кожухотрубчатого аппарата – размеры теплообменных труб  $d_H \times \delta$ ; число труб –  $n$ ; число ходов трубного и межтрубного пространства; площадь поперечного сечения одного хода трубного  $\rho_T$  и межтрубного  $\rho_{Mтр}$  пространств.

Таблица 2.1. Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [6]

№ п/п	Вид теплообмена	Вынужденное движение	Свободное движение
1	От газа к газу	10–40	4–12
2	От газа к жидкости	10–60	6–20
3	От конденсирующего пара к газу	10–60	6–12
4	От жидкости к жидкости: для воды	800–1700	140–340
	для углеводородов, масел	120–270	30–60
5	От конденсирующего водяного пара к воде	800–3500	300–1200
6	От конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям	120–340	60–170
7	От конденсирующихся паров органических жидкостей к воде	300–800	230–460
8	От конденсирующегося водяного пара к кипящей жидкости	–	300–2500

5. Далее проводится **уточнённый тепловой расчёт** теплообменного аппарата с целью сопоставления расчётной поверхности теплообмена с нормализованной и заключения о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи.

Независимо от типа выбранного теплообменного аппарата необходимо определить коэффициент теплопередачи  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), который рассчитывается в зависимости от типа поверхности теплообмена.

Для цилиндрической стенки

$$K = \frac{1}{d_{\text{ср}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{н}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{вн}}} \right) + r_{31} + r_{32}}, \quad (2.11)$$

где  $d_{\text{ср}}$ ,  $d_{\text{вн}}$  и  $d_{\text{н}}$  – средний, внутренний и наружный диаметры трубки;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала трубки;

При вычислении  $d_{\text{ср}}$  необходимо учитывать следующее правило:

при  $\alpha_1 > \alpha_2$

$$d_{\text{ср}} = d_{\text{н}};$$

при  $\alpha_1 = \alpha_2$

$$d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (d_{\text{н}} + d_{\text{вн}});$$

при  $\alpha_1 < \alpha_2$

$$d_{\text{ср}} = d_{\text{вн}}.$$

Для плоской и цилиндрической стенки при  $\frac{d_H}{d_{BH}} \leq 1,4$  коэффициент теплопередачи  $K$  определяется по уравнению

$$K = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{31} + r_{32} \right)^{-1}. \quad (2.11a)$$

Термическое сопротивление находится по уравнению:

$$r_{31} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \quad \text{— для цилиндрической стенки;}$$

$$r_{31} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \quad \text{— для плоской стенки,}$$

где  $\delta_1, \delta_2$  — толщина отложений, м;  $\lambda_1, \lambda_2$  — коэффициенты теплопроводности загрязнений, Вт/(м·К).

В промышленных аппаратах поверхность теплообмена обычно покрывается слоем окислов, накипи, остатков, создающих дополнительные термические сопротивления, которые очень сложно оценить. Термическое сопротивление может быть принято по табл. 2.2 или в расчетной практике значение коэффициента теплопередачи находят по уравнению

$$K = U \cdot K_0,$$

где  $K_0$  — коэффициент теплопередачи для чистой поверхности;  $U$  — коэффициент использования поверхности (учитывает термическое сопротивление загрязнений и влияние застойных зон).

В большинстве случаев  $U = 0,65 \div 0,85$ ; для сред, из которых активно выпадают осадки,  $U = 0,4 \div 0,5$ .

Таблица 2.2. Тепловая проводимость загрязнений стенок [6]

№ п/п	Среда	$1/r$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
1	Вода: загрязнённая	1400–1860
	среднего качества	1860–5800
	хорошего качества	2900–5800
	дистиллированная	11600
2	Воздух	2800
3	Нефтепродукты, масла, пары хладонов	2900
4	Органические жидкости, рассолы, жидкие хладоны	5800
5	Водяной пар	5800
6	Пары органических жидкостей	11600

Для тонких неоребрённых труб ( $d_{\text{н}} / d_{\text{вн}} \leq 1,4$ )

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.12)$$

Для труб, оребрённых с одной стороны,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \psi_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{р}}}, \quad (2.13)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки трубы, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/(м·К);  $r_{31}, r_{32}$  – термические сопротивления отложений с одной и другой стороны поверхности теплообмена (см. табл. 2.2), (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $\eta_{\text{р}}$  – коэффициент эффективности рёбер, находится по номограммам [4];  $\psi_{\text{р}}$  – коэффициент оребрёния теплообменника (табл. 2.3).

Коэффициенты теплоотдачи в выражениях (2.12) и (2.13) рассчитываются в зависимости от вида теплообмена и конструктивных особенностей поверхностей теплообмена.

**Определение коэффициента теплоотдачи для сред, не меняющих агрегатное состояние.** При течении по трубам сред, не меняющих агрегатное состояние, коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяется следующими уравнениями.

1. Для развитого турбулентного течения при  $Re \geq 10000$  и  $0,6 < Pr < 2500$  [1]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{\lambda} = 0,21 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.14)$$

где  $Nu$  – число Нуссельта;  $Re$  – число Рейнольдса,  $Re = w \cdot d_{\text{э}} / \nu$ ;  $Pr$  – число Прандтля,  $Pr = \nu / a$ ;  $Pr_{\text{ст}}$  – число Прандтля, рассчитанное при температуре стенки;  $w$  – скорость теплоносителя, м/с;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости среды теплоносителя, м<sup>2</sup>/с;  $a$  и  $\lambda$  – коэффициенты температуропроводности, м<sup>2</sup>/с, и теплопроводности, Вт/(м·К), теплоносителя;  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр канала, м. При течении по трубам  $d_{\text{э}}$  равен внутреннему диаметру трубы. В общем случае

$$d_{\text{э}} = \frac{4f}{\Pi},$$

где  $f$  – площадь поперечного сечения потока,  $\text{м}^2$ ;  $\Pi$  – полный смоченный периметр поперечного сечения потока, м;  $\varepsilon_l$  – поправка, учитывающая влияние относительной длины  $l/d_3$  на теплоотдачу:

$$\begin{aligned} \text{при } l/d_3 \geq 50, \quad \varepsilon_l &= 1; \\ \text{при } l/d_3 < 50, \quad \varepsilon_l &= 1 + 2/l \cdot d_3, \end{aligned}$$

$l$  – длина трубы, м.

2. Для переходного режима  $2300 < \text{Re}^{0,9} < 10000$  приближенное значение коэффициента теплоотдачи определяется по уравнению [3]

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_3}{\lambda} = 0,008 \cdot \text{Re}^{0,9} \cdot \text{Pr}^{0,43}. \quad (2.15)$$

Или может быть использовано уравнение (2.14) с введением поправки  $\psi$  из табл. 2.3.

Таблица 2.3. Значения поправочного коэффициента  $\psi$  для переходного режима

Re	2200	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	9000	10000
$\psi$	0,22	0,35	0,45	0,59	0,7	0,76	0,86	0,91	0,99	1,0

3. Для ламинарного режима течения теплоносителя коэффициент теплоотдачи рассчитывается по уравнениям [5]

$$\text{Nu} = 1,55 \cdot \varepsilon_l \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{d_3}{l} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (2.16)$$

$$\text{Nu} = 0,8 \cdot \varepsilon_l \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{d_3}{l} \right)^{0,4} \cdot \left( \text{Gr} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_3}{l} \right)^{0,1} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (2.17)$$

$$\text{Nu} = 0,5 \cdot \text{Pe} \cdot \frac{d_3}{l}, \quad (2.18)$$

$$\text{Nu} = 0,022 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^n, \quad (2.19)$$

$$\text{Nu} = 0,35 \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{d_3}{l} \right)^{0,33} \cdot \left( \text{Gr} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_3}{l} \right)^{0,18}, \quad (2.20)$$

$$\text{Nu} = 0,37 \cdot \text{Re}^{0,75} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^n. \quad (2.21)$$

В формулах (2.16)–(2.21):  $n = 0,11$  – в процессах нагрева;  $n = 0,25$  – в процессах охлаждения;  $Re$  – число Пекле,  $Re = Re \cdot Pr$ ;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с;  $\mu_{ст}$  – коэффициент динамической вязкости при температуре стенки, Па·с;  $Gr$  – число Грасгоффа,  $Gr = g \cdot d_3^3 \cdot \beta \cdot \Delta t' / \nu^2$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\beta$  – коэффициент объёмного расширения теплоносителя,  $1/\text{К}$ ;  $\Delta t'$  – разность температур стенки и теплоносителя,  $^{\circ}\text{С}$ .

Выбор той или иной формулы осуществляется в соответствии с режимными показателями и ограничениями. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников с сегментными перегородками коэффициент теплоотдачи определяется [6]:

- при  $Re \geq 1000$

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (2.22)$$

- при  $Re < 1000$

$$Nu = 0,34 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.23)$$

В уравнениях (2.22) и (2.23) за определяющий размер принят наружный диаметр труб. Скорость теплоносителя находится для наименьшего сечения межтрубного пространства.

Коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве теплообменников с оребренными трубами вычисляются по следующим зависимостям [7]:

при  $100 < Re \leq 2300$ :

$$J = 0,395 \cdot Re^{0,47}; \quad B = D; \quad (2.24)$$

$$J = 0,19 \cdot Re^{0,511}; \quad B = 0,2 \cdot D;$$

при  $2300 < Re < 10^6$ :

$$J = 0,111 \cdot Re^{0,658}; \quad B = D; \quad (2.25)$$

$$J = 0,614 \cdot Re^{0,67}; \quad B = 0,2 \cdot D,$$

где  $J = \frac{\alpha \cdot d_3}{\lambda} \cdot \left( \frac{\lambda}{c \cdot \mu} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu_{ст}}{\mu} \right)^{0,14}$ ,  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $D$  – внутренний диаметр кожуха, м;  $B$  – шаг перегородки, м.

Для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве гладкотрубных аппаратов без поперечных перегородок можно использовать уравнение [7] (2.14)–(2.21), если умножить полученное из расчета значение  $\alpha$  на поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\alpha}$ , равный

$$\varepsilon_{\alpha} = \left( S_1 \cdot \frac{S_2}{d_H^2} \right)^{0,18}, \quad (2.26)$$

где  $S_1, S_2$  – продольный и поперечный шаги труб, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, м.

В качестве геометрического размера в уравнениях (2.14)–(2.21) используется эквивалентный диаметр межтрубного пространства.

При течении среды в кольцевом канале между гладкими трубками коэффициент теплоотдачи находится по уравнению [7]

$$Nu = 0,015 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{D}{d_H} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.27)$$

где  $d_э = D - d_H$ , м;  $d_H$  – наружный диаметр внутренней трубы, м;  $D$  – внутренний диаметр наружной трубы, м.

При поперечном обтекании пучка гладких труб газов  $\alpha$  находится по следующим уравнениям [1]:

- для коридорных и шахматных пучков при  $Re < 1000$

$$Nu = 0,56 \cdot Re^{0,62} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_{\varphi}; \quad (2.28)$$

- для коридорных пучков при  $Re > 1000$

$$Nu = 0,22 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_{\varphi}; \quad (2.29)$$

- для шахматных пучков при  $Re > 1000$

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_{\varphi}, \quad (2.30)$$

где  $\varepsilon_{\varphi}$  – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки  $\varphi$  (табл. 2.4).

Определяющий линейный размер в уравнениях (2.28)–(2.30) – наружный диаметр трубы.

Таблица 2.4. Значение коэффициентов  $\varepsilon_{\varphi}$

$\varphi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_{\varphi}$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка труб с поперечными ребрами находится по уравнению [5]

$$\text{Nu} = c \cdot \left( \frac{d_{\text{H}}}{t} \right)^{-0,54} \cdot \left( \frac{t}{h} \right)^{0,14} \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (2.31)$$

где  $c$  и  $n$  – коэффициенты (для коридорных пучков  $c = 0,116$ ;  $n = 0,72$ ; для шахматных пучков  $c = 0,25$ ;  $n = 0,65$ )  $d_{\text{H}}$  – наружный диаметр несущей трубы, м;  $h$  – высота ребра,  $h = \left( \frac{D}{2} - d_{\text{H}} \right) \cdot 2$ , м;  $D$  – диаметр ребер, м;  $t$  – определяющий линейный размер шаг между ребрами, м.

При течении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках,  $\alpha$  определяют по следующим уравнениям [6]:

- при  $\text{Re} = 50 \div 50000$ ;  $\text{Pr} = 0,7 \div 80$

$$\text{Nu} = A \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (2.32)$$

где  $A$ ,  $b$  – коэффициенты, зависящие от типа пластин (табл. 2.5);

Таблица 2.5. Значение констант в уравнении (2.32) [6]

Тип пластины	$A$	$B$	Re	Pr
0,2К	0,086	0,73	100–30000	0,7–20
0,3	0,1	0,73	100–30000	0,7–50
0,5Е	0,135	0,73	50–30000	0,7–80
0,5Г	0,165	0,65	200–50000	0,7–50

- для ламинарного режима

$$\text{Nu} = B \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (2.33)$$

где  $B$  – коэффициент, приведенный в табл. 2.6.

Таблица 2.6. Значение коэффициента  $B$  в уравнении (2.33)

Тип пластины	$B$	Re	Pr	Тип пластины	$B$	Re	Pr
0,2К	0,5	100	20	0,5Е	0,63	50	80
0,3	0,6	100	50	0,5Г	0,46	200	50



В вышеуказанных уравнениях физико-химические параметры теплоносителей определяются при температуре  $t = \frac{t' + t''}{2}$ .

### Определение коэффициента теплоотдачи при конденсации паров.

На практике встречаются два вида конденсации пара: пленочная и капельная. Как известно, интенсивность теплопередачи при капельной конденсации выше, так как пленка, образующаяся при пленочной конденсации, создает дополнительное термическое сопротивление. Капельная конденсация имеет место, когда поверхность несмачиваема. Чтобы получить поверхность несмачиваемой, ее покрывают специальным составом (элеатом меди или цинка). В промышленных теплообменниках имеет место смешанная капельно-пленочная конденсация. При пленочной конденсации насыщенного пара на наружной поверхности труб и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), находится по следующим уравнениям [1]:

- для вертикальных трубчатых теплообменных аппаратов [6]

$$\alpha = 1,34 \cdot \left( \frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot \Delta h}{\mu \cdot \Delta t' \cdot H} \right)^{0,25} \quad (2.34)$$

или

$$\alpha = 3,78 \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\rho^2 \cdot L \cdot n}{\mu \cdot D} \right)^{1/3}; \quad (2.34a)$$

- для горизонтальных теплообменников [6]

$$\alpha = 1,29 \cdot \left( \frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot \Delta h}{\mu \cdot \Delta t' \cdot d_H} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_\alpha \quad (2.35)$$

или

$$\alpha = 2,04 \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \lambda \cdot \left( \frac{\rho^2 \cdot L \cdot n}{\mu \cdot D} \right)^{1/3}; \quad (2.35a)$$

- для горизонтальных теплообменников с оребренными трубами

$$\alpha = 1,29 \cdot \left( \frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot \Delta h}{\mu \cdot \Delta t' \cdot d_H} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \Psi_p, \quad (2.36)$$

где  $\rho$  – плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>;  $H$  – высота труб, м;  $\Delta t'$  – разность температур между температурой насыщения  $t_H$  пара и температурой стенки труб  $t_{CT}$ , °C:  $\Delta t' = t_H - t_{CT}$ ;  $\Delta h$  – разность энтальпий пара и конденсата, Дж/кг;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·К);  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости конденсата, Па·с;  $\varepsilon_t$  – поправочный коэффициент, учитывающий переменность теплофизических свойств вдоль поверхности теплообмена.

$$\varepsilon_t = \left( \frac{\lambda_{CT}}{\lambda} \right)^{0,375} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0,125}, \quad (2.37)$$

где  $\mu_{CT}$ ,  $\lambda_{CT}$  – коэффициенты динамической вязкости, Па·с, и теплопроводности конденсата, Вт/(м·К), определенные при температуре стенки;  $\varepsilon_\alpha$  – поправочный коэффициент, зависящий от числа труб по вертикали и вида пучка.

$$\varepsilon_\alpha = n_{cp}^{0,125}, \quad (2.38)$$

где  $n_{cp}$  – среднее число труб по вертикали для коридорного пучка и половина этого числа – для шахматного пучка.

$$n_{cp} = 1,0393 \div \frac{\sqrt{\pi \cdot n}}{2} \cdot \frac{S_1}{S_2}, \quad (2.39)$$

где  $n$  – общее число труб в теплообменнике;  $\psi_p$  – коэффициент, учитывающий оребрение труб и определяемый по уравнению [7]

$$\psi_p = 1,3 \cdot \left( \frac{d_0}{h_p} \right)^{0,25} \cdot E^{3/4} \cdot \frac{F_B}{F_p} \cdot \frac{F_\Gamma}{F_p}, \quad (2.40)$$

где  $F_p$  – общая наружная площадь оребренной поверхности трубы длиной 1 м, м<sup>2</sup>;  $d_0$  – диаметр основного ребра, м;  $E$  – коэффициент эффективности ребра. Для медных труб можно принять  $E = 1$ ;  $F_B$  – площадь поверхности вертикальных участков ребер на длине трубы 1 м, м<sup>2</sup>:

$$F_B = \frac{\pi \cdot (d_p^2 - d_0^2)}{2 \cdot u}; \quad (2.41)$$

$F_\Gamma$  – площадь поверхности горизонтальных участков ребер на длине трубы 1 м, м<sup>2</sup>:

$$F_{\Gamma} = \pi \cdot d_0 \cdot \left(1 - \frac{\delta_0}{u}\right) + \frac{\pi \cdot D_p \cdot \delta_T}{u} ;$$

$h_p$  – высота ребра, м:

$$h_p = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_0^2)}{4 \cdot D_p}, \quad (2.42)$$

где  $D_p$  – диаметр ребра, м;  $u$  – шаг между ребрами, м;  $\delta_0, \delta_T$  – толщина ребер в основании и на торце, м.

При конденсации паров внутри труб коэффициент теплоотдачи определяется по следующим зависимостям:

- при конденсации холодильных агентов [7]

$$\alpha = 0,56 \cdot \left( \frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t' \cdot d_{\text{вн}}} \right)^{0,25} ;$$

- при конденсации в горизонтальных и вертикальных трубах при кольцевом течении плёнки конденсата

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{\lambda} = c \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \left( \sqrt{1 + x_1 \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)} \right), \quad (2.43)$$

где  $c = 0,16$  для медных и алюминиевых труб,  $c = 0,023$  – для стальных труб;  $x_1, x_2$  – массовое паросодержание пара на входе в трубу и на выходе из нее;  $\rho$  – плотность конденсата,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{п}}$  – плотность пара,  $\text{кг/м}^3$ .

В процессах конденсации пара на горизонтальной поверхности пластин при условии, что разность температур на стенке  $\Delta t' < 10$  °С, коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению (2.30), в которое в качестве высоты поверхности подставляется приведенная длина канала  $L$ . При  $\Delta t' \geq 10$  °С справедливо другое выражение [6]:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = a \cdot \text{Re}^{0,7} \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (2.44)$$

где  $\text{Re}$  – число Рейнольдса,  $\text{Re} = \frac{D \cdot L}{\mu \cdot F}$ ;  $F$  – площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ ;  $D$  – расход пара,  $\text{кг/с}$ ;  $a$  – коэффициент, приведенный в табл. 2.7.

Таблица 2.7. Значение коэффициента  $a$  в уравнении (2.44) [6]

Тип пластины	0,2К	0,3	0,5Е	0,5Г
$a$	338	322	240	376

В уравнениях (2.34)–(2.44) физико-химические параметры определяются при температуре насыщения  $t_H$ .

Особое внимание при эксплуатации теплообменников, в которых конденсируется пар, необходимо обратить на периодическую продувку аппаратов для выпуска неконденсирующихся газов. Иначе часть поверхности теплообмена может быть выключена из работы. При содержании в паре 1% газов коэффициент теплоотдачи снижается в два раза.

**Особенности расчета ребристых теплообменников.** Развитие поверхности теплообмена за счет оребрения наиболее целесообразно в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи одного из теплоносителей намного меньше другого, т.е.  $\alpha_1 \gg \alpha_2$ , или если термическое сопротивление стенки значительно меньше конвективных термических сопротивлений.

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \ll \frac{1}{\alpha_1} \text{ и } \frac{1}{\alpha_2}.$$

В первом случае оребряется поверхность со стороны теплоносителя с меньшим  $\alpha$ , добиваясь соотношения  $\alpha_1 F_1 \approx \alpha_2 F_2$ , а во втором случае организуется двустороннее оребрение, причем стремятся к соблюдению условий

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \approx \left( \frac{1}{\alpha_1 \cdot \psi_1} \right) \approx \left( \frac{1}{\alpha_2 \psi_2} \right),$$

где  $\psi_1 = \frac{F_1}{F_{1ст}}$  и  $\psi_2 = \frac{F_2}{F_{2ст}}$  – коэффициент оребрения поверхностей нагрева;

$F_1, F_2$  – площадь ребристой поверхности теплообмена с обеих сторон;  
 $F_{1ст}, F_{2ст}$  – площадь гладкой поверхности

Показателем компактности теплообменных аппаратов является отношение площади его теплопередающей поверхности к занимаемому объему. И если у кожухотрубчатых теплообменников этот показатель лежит в пределах  $18\text{--}20 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , то у трубчатых ребристых он составляет  $300\text{--}575 \text{ м}^2/\text{м}^3$  и у пластинчато-ребристых – от 600 до нескольких тысяч квадратных метров на кубический метр. Таким образом, применение ребристых поверхностей позво-

ляет повысить компактность теплообменных аппаратов и их удельную, отнесенную к единице объема, тепловую мощность. Оребрение выгодно еще и тем, что развитие поверхности осуществляется за счет более тонких, чем теплопередающая стенка, ребер, которые не испытывают механических напряжений, обусловленных разницей давлений внутри и снаружи труб.

Особенностью расчета ребристых теплообменников является то, что при расчете коэффициента теплопередачи необходимо учитывать термическое сопротивление ребер. Это сопротивление вызывает отличие средней температуры поверхности ребра  $\bar{t}_p$  – от температуры гладкой части поверхности стенки  $\bar{t}_{ст}$ . Поэтому коэффициенты теплоотдачи на стенке  $\alpha_{ст}$  и на поверхности ребер  $\alpha_p$  могут быть различными.

Общий тепловой поток, отдаваемый от ребристой поверхности к среде, будет определяться уравнением

$$Q = \alpha_p F_p (\bar{t}_p - t_0) + \alpha_{ст} F_{ст} (\bar{t}_{ст} - t_0), \quad (2.45)$$

где  $t_0$  – средняя температура нагреваемой среды;

$$Q = \alpha_{пр} (\bar{t}_{ст} - t_0) (F_p - F_{ст}); \quad (2.46)$$

$$\alpha_{пр} = \alpha_{ср} \cdot \eta_p,$$

где  $\alpha_{ср}$  – средний коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности, не учитывающий термическое сопротивление ребер;  $\eta_p$  – коэффициент полезного действия (эффективности) ребра.

Для прямоугольных ограниченных ребер

$$\eta_p = \frac{th(mh)}{mh}, \quad (2.47)$$

где  $mh$  – параметр ребра;  $m = \sqrt{2\alpha_{ср}/\lambda_p \cdot \delta_p}$ ;  $h$  – высота ребра;  $\delta_p$  – толщина ребра;  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности ребра.

Если ребра труб в виде проволочной спирали

$$mh = \left[ 1 + 0,5 \left( \frac{d_{пр}}{h} \right)^2 \right] \sqrt{2\alpha_{ср}/\lambda_{пр} \cdot \delta_{пр}}, \quad (2.48)$$

где  $h$ ,  $t$ ,  $d_{пр}$  – высота ребра, шаг между витками проволоки, диаметр проволоки соответственно;  $\delta_{пр}$  – толщина проволоки;  $\lambda_{пр}$  – коэффициент теплопроводности проволоки.

Для круглых ребер

$$m = \sqrt{4\alpha_{\text{ср}}/\lambda_{\text{р}} \cdot d_{\text{р}}}, \quad (2.49)$$

где  $d_{\text{р}}$  – диаметр ребра.

Коэффициент теплоотдачи ребристых теплообменников находится по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{пр}} \cdot \psi_2}}, \quad K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\text{пр}} \cdot \psi_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{пр}} \cdot \psi_2}}, \quad (2.50)$$

где  $\psi$  – коэффициент оребрения;  $\psi = \frac{F_{\text{реб}}}{F_{\text{гл}}}$ ;  $F_{\text{реб}}$  – площадь оребрения;  $F_{\text{гл}}$  – площадь гладкой поверхности.

В случае определения коэффициента теплоотдачи пластинчато-ребристых ТА соотношения между  $\alpha_{\text{пр}}$  и  $\alpha_{\text{ср}}$  следующие

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{ср}} \left( \frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{п}}} \eta_{\text{р}} + \frac{F_{\text{тр}}}{F_{\text{п}}} \right), \quad (2.51)$$

где  $F_{\text{п}} = F_{\text{р}} + F_{\text{тр}}$  – полная площадь оребренной поверхности;  $F_{\text{р}}$  – площадь поверхности ребер;  $F_{\text{тр}}$  – площадь поверхности межреберных промежутков.

После определения коэффициента теплопередачи  $K$  рассчитывается площадь поверхности теплообмена  $F_{\text{р}}$ , м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{р}} = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}.$$

6. Проводится сопоставление **расчетного значения  $F_{\text{р}}$  со значением площади теплообмена нормализованного теплообменника  $F_{\text{н}}$ .**

Если выполняется условие

$$\frac{F_{\text{р}} - F_{\text{н}}}{F_{\text{н}}} \leq 0,03 \div 0,05 \quad \text{или} \quad \frac{F_{\text{р}} - F_{\text{н}}}{F_{\text{н}}} \leq 0,1 \div 0,2,$$

тогда тепловой расчет теплообменника заканчивается. В противном случае необходимо выбрать другой вариант теплообменного аппарата и расчет повторить.

**7. Гидравлический расчет теплообменных аппаратов [6].** При перемещении теплоносителя через теплообменник следует затратить определенную мощность на преодоление гидравлического сопротивления. Гидравлический расчет аппарата сводится к определению потерь давления по тракту каждого теплоносителя. Потери давления складываются из потерь по длине и потерь на преодоление местных сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_M, \quad (2.52)$$

где  $\Delta P_l$  – гидравлическое сопротивление по длине канала, Па;  $\Delta P_M$  – местные потери давления, Па;

$$\Delta P = \left( \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot L}{d_3} + \sum \xi_M \right) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (2.53)$$

где  $L$  – длина канала, м;  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент гидравлического сопротивления по длине;  $\xi_M$  – коэффициент местного сопротивления (табл. 2.8);  $w$  – скорость теплоносителя в канале, м/с.

Таблица 2.8. Значения коэффициентов местных сопротивлений

№ п/п	Местные сопротивления	$\xi$
1	Входная и выходная камеры (удар и поворот)	1,5
2	Поворот между ходами или секциями на 180°	2,5
3	Вход в трубы и выход из них	1,0
4	Вход в межтрубное пространство и выход из него	1,0
5	Поворот через сегментную перегородку	1,5
6	Поворот на 180° через колено в секционных теплообменниках	2,0
7	Поворот в U-образной трубке	0,5
8	Огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
9	Сопротивление пучка труб	3

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda_{\text{тр}}$  определяется по следующим уравнениям:

- при  $Re \leq 2300$ ,

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{A}{Re}, \quad (2.54)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от формы канала (табл. 2.9);

- при  $Re > 2300$ ,

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,25 \cdot \left\{ \lg \left[ \frac{e}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}, \quad (2.55)$$

где  $e = \frac{\Delta}{d}$  – относительная шероховатость труб;  $\Delta$  – высота выступов шероховатостей, м (табл. 2.10).

Таблица 2.9. Значение коэффициента  $A$  в уравнении (2.54)

№ п/п	Форма сечения	$A$	$d_3$
1	Круг диаметром $a$	64	$a$
2	Квадрат стороной $a$	57	$a$
3	Кольцо шириной $a$	96	$2a$
4	Прямоугольник высотой $a$ и шириной $b$ :		
	$b \gg a$	96	$2a$
	$b/a = 10$	85	$1,81a$
	$b/a = 4$	73	$1,6a$
	$b/a = 2$	62	$1,3a$

Таблица 2.10. Ориентировочные значения шероховатости труб  $\Delta$  [6]

№ п/п	Трубы	$\Delta$ , мм
1	Стальные новые	0,06–0,1
2	Стальные, бывшие в эксплуатации, с незначительной коррозией	0,1–0,2
3	Стальные старые, загрязненные	0,5–1
4	Чугунные новые, керамические	0,35–1
5	Алюминиевые гладкие	0,015–0,06
6	Трубы из латуни, меди	0,0015–0,01

В общем случае для трубного пространства теплообменника гидравлическое сопротивление  $\Delta P_{\text{тр}}$ , Па, определяется по уравнению

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L \cdot z}{d_3} \cdot \frac{\rho_{\text{тр}} \cdot w_{\text{тр}}^2}{2} + \left[ 1,5 \cdot \left( \frac{1}{\epsilon} - 1 \right) + 2 \cdot z \right] \cdot \frac{\rho_{\text{тр}} \cdot w_{\text{тр}}^2}{2} + 3 \cdot \frac{\rho_{\text{тр}} \cdot w_{\text{шт.тр}}^2}{2}, \quad (2.56)$$



где  $z$  – число ходов в трубном пространстве;  $w_{шт.тр}$  – скорость теплоносителей в штуцерах трубного пространства, м/с;  $\rho_{тр}$  – плотность жидкости в трубном пространстве, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{тр}$  – скорость жидкости в трубах, м/с.

Для межтрубного пространства гидравлическое сопротивление  $\Delta P_M$  в общем случае рассчитывается по выражению, Па

$$\Delta P_M = \frac{3 \cdot m \cdot (z + 1) \rho_M \cdot w_M^2}{Re_M^{0,2} \cdot 2} + 1,5 \cdot x \cdot \frac{\rho_M \cdot w_M^2}{2} + 3 \cdot \frac{\rho_M \cdot w_{шт.м}^2}{2}, \quad (2.57)$$

где  $Re_M$  – число Рейнольдса в межтрубном пространстве,  $Re_M = \frac{w_M \cdot d_H}{\nu_M}$ ;

$w_{шт.м}$  – скорость теплоносителей в штуцерах трубного пространства, м/с;  $\rho_M$ ,  $\nu_M$  – соответственно плотность, кг/м<sup>3</sup>, и кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с, теплоносителя, протекающего в межтрубном пространстве;  $x$  – число сегментных перегородок;  $m$  – число рядов труб, преодолеваемых потоком теплоносителя в межтрубном пространстве;  $w_M$  – скорость жидкости в межтрубном пространстве, м/с:

$$m = \sqrt{\frac{n}{3}}. \quad (2.58)$$

Для пластинчатых теплообменников

$$\Delta P_{тр} = \frac{x \cdot \lambda \cdot L}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} + 3 \cdot \frac{\rho \cdot w_{шт}^2}{2}, \quad (2.59)$$

где  $L$  – приведенная длина каналов, м;  $x$  – число пакетов для данного теплоносителя;  $w$ ,  $w_{шт}$  – скорость теплоносителя при течении между пластинами и в штуцерах, соответственно, м/с.

Мощность  $N$ , кВт, затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления, находится по выражению

$$N = \frac{G \cdot \Delta P}{\rho \cdot \eta \cdot 1000}, \quad (2.60)$$

где  $\eta$  – коэффициент полезного действия нагнетательной установки (насоса, компрессора и т.п.).

## 2.2. Компоновочный расчет

Компоновочный расчет проводится при проектном конструктивном расчете. Порядок этого вида расчета рассмотрен для кожухотрубчатого аппарата.

Для чистых и маловязких жидкостей обычно используют трубы с наружным диаметром 16–38 мм, а для газов, вязких и загрязненных жидкостей до 76 мм.

При расчете проточной части находят площадь проходного сечения трубок и, следовательно, число трубок одного хода. В промышленных теплообменниках необходимо стараться по возможности поддерживать турбулентный режим течения. При движении по трубам

$$Re = \frac{vd_{\text{вн}}}{\nu} \geq 10^4,$$

где  $\nu$  – скорость потока, м/с;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб.

Задаваясь значениями  $Re > 10^4$ , определяется скорость движения жидкости.

Определяется число труб в одном ходе кожухотрубчатого теплообменника:

$$n' = \frac{4G}{\pi d_{\text{вн}} Re \mu},$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с.

Принимая длину трубного пучка  $L$ , м, определяется общее число труб:

$$n = \frac{F}{\pi d_{\text{н}} L},$$

где  $F$  – площадь поверхности теплообмена;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб.

Определяется число ходов в трубном пространстве:

$$z_{\text{тр}} = \frac{n'}{n},$$

где  $n$  – общее число труб;  $n'$  – число труб в одном ходе.

Число ходов должно быть целым, четным числом, чтобы патрубки входа и выхода теплоносителя были с одной стороны теплообменника.

Далее выбирается размещение труб в трубных решетках. Трубы в трубных решетках размещают по сторонам правильных шестиугольников (шахматный пучок), квадратов и по концентрическим окружностям.

Наиболее распространено размещение по сторонам шестиугольников. При этом достигается наибольшая компактность теплообменника, уменьшается сечение межтрубного пространства теплообменника, что увеличивает скорость движения в нем рабочей среды и повышает коэффициент теплоотдачи, теплообменник будет более технологичен в изготовлении и ремонте.

**Определение внутреннего диаметра аппарата.** Для обеспечения прочности трубной решетки и крепления в ней труб необходимо выбирать шаг размещения труб  $t$  и способ крепления.

При развальцовке труб в решетке

$$t = (1,3 - 1,5)d_H, \text{ но не менее } t = d_H + 6 \text{ мм.}$$

При креплении труб сваркой  $t = 1,25d_H$ .

При размещении по сторонам шестиугольников количество труб равно

$$n = 3a(a + 1) + 1,$$

где  $a = \frac{\sqrt{12n - 1} - 3}{6}$ , а количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника

$$b = 2a + 1.$$

Тогда внутренний диаметр кожуха одноходового теплообменника

$$D_{\text{вн}} = t(a - 1) + 4d_H \text{ или } D_{\text{вн}} = 1,1t\sqrt{n};$$

для многоходового теплообменника

$$D_{\text{вн}} = 1,1\eta t\sqrt{n/2},$$

где  $\eta = 0,6 \div 0,8$  – коэффициент заполнения трубной решетки.

Расчетное значение диаметра округляют до ближайшего большего размера диаметра, рекомендованного ГОСТ 9929-82.

**Расчет межтрубного пространства.** Для одноходового продольного потока жидкости или газа в межтрубном пространстве площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ ,

$$s_{\text{мтр}} = 0,785(D_{\text{вн}}^2 - nd_H^2).$$

Турбулентный режим в межтрубном пространстве наступает при  $\text{Re}_{\text{мтр}} \geq 1000$ , тогда скорость потока, соответствующая этому режиму, будет равна,  $\text{м/с}$ ,

$$v = \frac{1000v}{d_{\text{ВН}}}, \quad v = \frac{G}{\rho \zeta_{\text{МТР}}}$$

где  $\zeta_{\text{МТР}}$  – площадь сечения межтрубного пространства

Такая скорость становится возможной при установке в межтрубном пространстве перегородок (рис. 2.6).

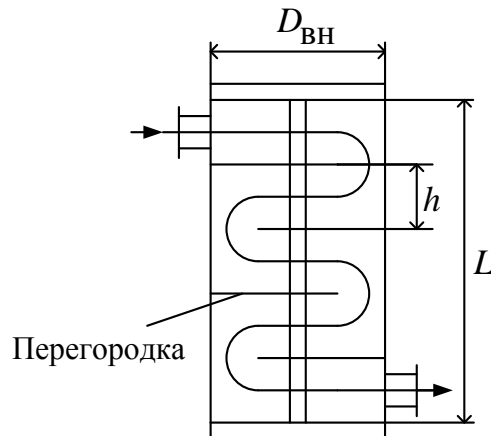


Рис. 2.6 Схема установки поперечных перегородок

Число перегородок

$$m = z_{\text{М}} - 1$$

где  $z_{\text{М}}$  – число ходов в межтрубном пространстве:

$$z_{\text{М}} = L \left( \frac{D_{\text{ВН}} - b d_{\text{Н}}}{s'_{\text{МТР}}} \right),$$

где  $s'_{\text{МТР}} = \frac{G}{\rho v}$  – сечение потока при скорости, соответствующей турбулентному течению,  $\text{м}^2$ ,

или

$$z_{\text{М}} = L D_{\text{ВН}} \left( \frac{1-x}{s'_{\text{МТР}}} \right),$$

где  $x$  – степень заполнения сечения трубками,  $x = 0,75-0,8$ .

Диаметр патрубков, м,

$$d_{\text{ШТ}} = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho \omega}},$$

где  $\omega$  – скорость теплоносителя в трубке, м/с.

### 2.3. Оптимальный выбор нормализованного теплообменного аппарата

В зависимости от цели оптимизации в качестве критерия оптимальности могут быть приняты различные параметры: габариты, масса аппарата, удельные энергетические затраты и т. п. Однако наиболее полным и надежным критерием оптимальности (КО) при выборе теплообменного аппарата принято считать [8, 9] универсальный технико-экономический показатель: сумму капитальных  $K$  и эксплуатационных затрат  $\mathcal{E}$ , отнесенную к одному году нормативного срока окупаемости  $T_H$ , или так называемые приведенные затраты  $\Pi$ :

$$\Pi = K/T_H + \mathcal{E}.$$

В соответствии с этим критерием наиболее эффективен тот из сравниваемых аппаратов, у которого приведенные затраты минимальны, т. е.

$$\text{КО} = \min \Pi = \min (K/T_H + \mathcal{E}).$$

Капитальные затраты  $K$  складываются из затрат на изготовление аппарата и его монтаж, причем затраты на монтаж очень малы по сравнению со стоимостью изготовления теплообменника, и ими можно пренебречь. Когда по технологической схеме работа теплообменника неразрывно связана с работой обслуживающих его насосов или компрессоров, в капитальные затраты должна быть включена их полная стоимость или ее часть, пропорциональная доле  $\beta_i$  мощности, затрачиваемой на преодоление гидравлического сопротивления теплообменника, от всей необходимой мощности на перемещение теплоносителя:

$$K = C_T + \beta_1 C_{N_1} + \beta_2 C_{N_2},$$

где  $C_T$  – стоимость теплоты;  $C_{N_1}$ ,  $C_{N_2}$  – стоимость насосов.

Эксплуатационные затраты  $\mathcal{E}$  могут быть разделены на две группы: пропорциональные капитальным затратам и не зависящие от капитальных затрат. К первой группе относятся амортизационные отчисления, определяемые коэффициентом  $k_p$ ; ко второй группе относятся расходы энергии на привод нагнетателей и стоимость теплоносителей:

$$\mathcal{E} = K C_a + k_p \left[ C_{\mathcal{E}} (N_1 + N_2) \right] + G_1 C_1 \tau + G_2 C_2 \tau,$$

где  $\tau$  – число часов работы оборудования в году;  $C_{\mathcal{E}}$  – цена единицы электроэнергии;  $N_1$ ,  $N_2$  – мощности нагнетателей, затрачиваемые на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменника.

Поскольку при решении задачи оптимального выбора теплообменника расходы теплоносителей  $G_1$ ,  $G_2$  заданы, затраты на них могут рассматриваться как постоянные, а при поиске оптимального варианта конструкции их можно исключить. Тогда приведенные затраты  $\Pi$  на теплообменник (в руб./год) можно приближенно рассчитывать по формуле

$$\Pi = \left( \frac{1}{T_H} + k_a + k_p \right) \left( Q_T + \beta_1 C_{H1} + \beta_2 C_{H2} \right) + C_{\text{э}} \tau (N_1 + N_2).$$

Нормативный срок окупаемости  $T_H$ , например, в химической промышленности составляет 3–5 лет. Расчет амортизационных отчислений и отчислений на ремонт оборудования для химической промышленности может быть проведен по средним нормам – соответственно 10 и 5 % от капитальных затрат. Тогда можно принять [8]:

$$1/T_H + k_a + k_p \approx 0,35.$$

При поиске оптимального варианта из нормализованного ряда аппаратов наиболее простым и надежным оказывается метод полного перебора [8]. Этот метод, предполагающий использование ЭВМ, заключается в последовательном уточненном расчете каждого аппарата из определенной области вариантов однотипной конструкции. Часть из них затем отбрасывается по различного рода ограничениям (превышение требуемой поверхности над нормализованной; заведомо худшие, чем хотя бы у одного из остальных аппаратов, показатели – такие как масса и гидравлическое сопротивление; неприемлемые габариты и т.п.). Оставшиеся конкурентоспособные варианты сравниваются по приведенным затратам с целью выбора наилучшего варианты.

Достоинством технико-экономического критерия оптимальности является то, что только этот критерий позволяет выбрать наилучший вариант среди аппаратов различных типов конструкций. При этом окончательный выбор осуществляется из аппаратов, лучших среди однотипных.

### Контрольные вопросы

1. Назовите основные виды теплообмена и режимы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.
2. В каких случаях нельзя пользоваться формулой, полученной для плоской стенки, при расчете коэффициента теплоотдачи через стенку круглой трубы?

3. С какой из сторон стенки, разделяющий холодный воздух и горячую воду, целесообразно интенсифицировать теплообмен, чтобы увеличить коэффициент теплопередачи?

4. При какой схеме движения теплоносителей, не меняющих фазового состояния, средний температурный напор будет наименьшим, и при какой – наибольшим?

5. Влияет ли схема движения теплоносителей на средний температурный напор, если происходит фазовое превращение обоих или хотя бы одного из теплоносителей?

6. Когда коэффициент теплоотдачи выше: при внешнем поперечном обтекании трубы или при движении теплоносителя с той же скоростью в трубе?

7. В каком из теплообменников: кожухотрубчатом или подогревателе-аккумуляторе – выше коэффициент теплопередачи при использовании одних и тех же теплоносителей с одинаковыми начальными температурами?

8. Когда выше коэффициент теплоотдачи: при конденсации на вертикальной или горизонтальной трубе?

9. Назовите основные виды теплообмена.

10. Какая разница между коэффициентами теплопроводности, теплоотдачи и теплопередачи, какие они имеют размерности?

11. Какие преимущества по сравнению с прямотоком имеет применение в теплообменниках противотока теплоносителей, не изменяющих агрегатного состояния?

12. Какой случай движения теплоносителей, не изменяющих агрегатного состояния, дает в большинстве случаев большой температурный напор – противоток или перекрестный ток?

13. Имеет ли значение для определения температурного напора направление движения теплоносителей, если один из них изменяет агрегатное состояние (кипит или конденсируется)?

14. В каких случаях расчет температурного напора по формуле среднеарифметической разности температур теплоносителей дает правильные результаты?

15. Имеют ли критерии подобия размерности?

16. Какой критерий является определяющим при определении коэффициента теплоотдачи?

17. Какие критерии подобия являются определяющими для теплообмена при естественной или вынужденной конвекции?

18. Какие режимы течения теплоносителя в трубках или каналах возможны при вынужденной конвекции и какими критериальными уравнениями следует пользоваться?

19. Какой коэффициент теплоотдачи имеет большее значение при движении теплоносителя: в трубах, вдоль или поперек пучка трубок, если температура, давление и скорость теплоносителя одинаковы?

20. В каком случае будет больший коэффициент теплоотдачи: при капельной или пленочной конденсации?

21. Какой коэффициент теплоотдачи будет иметь большое значение при конденсации пара: на одиночной горизонтальной трубке или на вертикальной?

22. Для каких условий конденсации пара выведена формула Нуссельта и какие она дает значения коэффициентов теплоотдачи (против действительных условий теплообмена): завышение или занижение?

23. В каком случае коэффициент теплоотдачи будет иметь большее значение: при пузырьковом или пленочном кипении?

24. В каких случаях теплообмена целесообразно применять ребристые трубки?

25. Какой коэффициент теплопередачи имеет большее значение в ребристом теплообменнике: отнесенный к гладкой или ребристой поверхности?

26. Для какого теплоносителя коэффициент теплоотдачи имеет обычно наибольшее значение: воздуха, воды или масла?



### 3. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ АППАРАТЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

#### 3.1. Общие сведения

Рекуперативные аппараты периодического действия нашли широкое применение в промышленности. К аппаратам такого типа относятся варочные котлы, водонагреватели-аккумуляторы и реакционные аппараты.

В варочных и реакционных аппаратах обрабатываемые материалы нагреваются до заданной температуры и выдерживаются некоторое время при этой температуре. За требуемое время в материале происходят необходимые изменения (большой частью химические), затем аппарат опорожняется. Время обработки материала в аппарате зависит от требований технологии производства.

Простейшим варочным аппаратом может служить открытый чан, где материал обрабатывается жидкостью при атмосферном давлении (рис. 3.1).

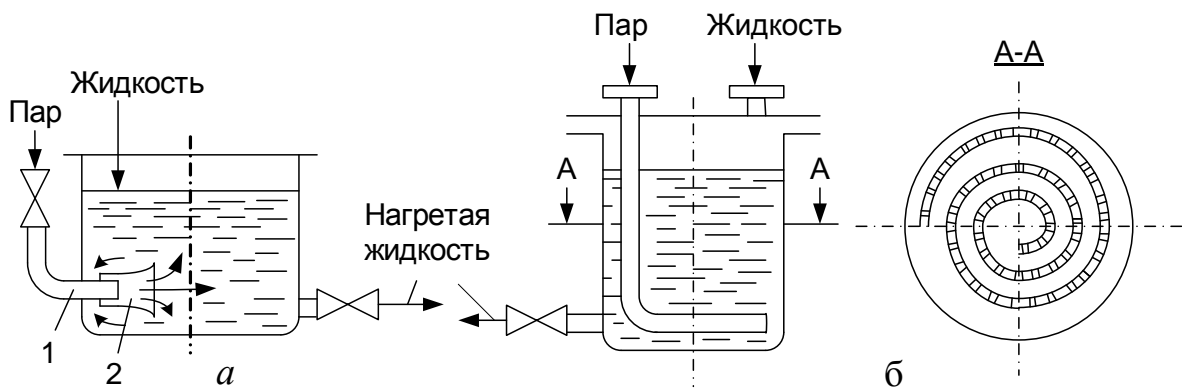


Рис. 3.1. Устройство для обогрева жидких сред «острым» водяным паром:  
*а* – бесшумный сопловой подогреватель (1 – сопло; 2 – смешивающий диффузор);  
*б* – паровой барботер

Материал загружается на перфорированную решетку («ложное дно»), размер отверстий в которой меньше размера кусков обрабатываемого материала. Решетка монтируется на некотором расстоянии от дна аппарата. Под решеткой располагается паровой змеевик с отверстиями, называемый барботерной трубкой. Из отверстий змеевика выходит пар и, проходя сквозь жидкость, нагревает ее; такой способ нагрева жидкости называют обогревом «острым» паром. Этот способ нагревания отличается простотой и позволяет лучше использовать энтальпию пара, так как паровой конденсат смешивается с нагреваемой жидкостью, в результате чего их температуры выравниваются. К тому же при вводе острого пара через барботер (трубу, закрытую с конца,

расположенного у дна аппарата, и снабженную значительным числом мелких отверстий) происходит не только нагревание жидкости, но и интенсивное ее перемешивание.

Недостатком таких змеевиков – барботеров является сильный шум, производимый ими во время работы. Пароводяные струйные инжекторы, применяемые для этих целей, лишены такого недостатка. Обогрев «острым» паром создает дефицит конденсата на источнике пароснабжения, так как он не возвращается и теряется безвозвратно.

Открытые варочные чаны применяют в тех случаях, когда термическая обработка материала протекает при температурах ниже 100 °С и из материала не выделяется токсических паров или газов. При выделении вредных веществ варочный аппарат закрывают герметичной крышкой с вытяжкой в соответствии с санитарными нормами.

Термическая обработка материалов при высоких давлениях и температурах производится в герметизированных аппаратах – автоклавах, в которых нагрев обрабатываемого материала производится или «глухим» паром при помощи паровых рубашек и змеевиков, или «острым» паром через барботерные трубы.

При обогреве «глухим» паром теплообмен происходит только за счет естественной конвекции жидкости; при этом коэффициент теплопередачи мал и, следовательно, такой процесс обогрева малоэффективен. При обогреве «острым» паром теплообменные процессы происходят более интенсивно, но источник питания агрегата паром (ТЭЦ или котельная) расходует много дорогостоящего конденсата.

При нагревании «глухим» паром простейшим теплообменным устройством являются рубашки (рис. 3.2).

Поверхность теплообмена рубашек ограничена площадью стенок и днища аппарата и обычно не превышает 10 м<sup>2</sup>. Давление теплоносителя в рубашке может составлять 0,6–1,0 МПа.

Удобство осуществления нагревания с помощью греющей рубашки состоит в основном в том, что имеется возможность полной очистки внутренних поверхностей аппарата, на которых часто образуются пригары, кристаллизуются продукт или примеси.

Недостаток греющей рубашки обусловлен главным образом тем, что при высоком давлении и большом диаметре аппарата толщина стенки рубашки становится значительной, т.е. допустимое рабочее давление греющего пара часто относительно невелико. Поэтому становится невозможным получение высоких значений температурного напора между стенкой и нагреваемой жидкостью в аппарате.

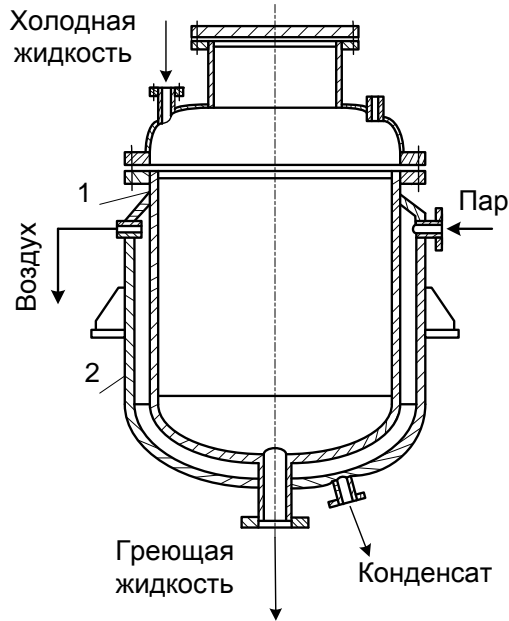


Рис. 3.2. Аппараты с греющей рубашкой:  
1 – корпус сосуда; 2 – греющая рубашка

Для интенсификации теплообмена, а также и технологического процесса такие аппараты часто оборудуются механическими мешалками. Мешалки имеют разнообразное конструктивное оформление. Применение мешалок ускоряет процесс нагревания, однако требует дополнительной затраты энергии на привод мешалки.

Для обеспечения большей удельной поверхности теплообмена внутри аппаратов размещают одно- или многорядные спиральные змеевики, сохраняя наружную рубашку (рис. 3.3, а).

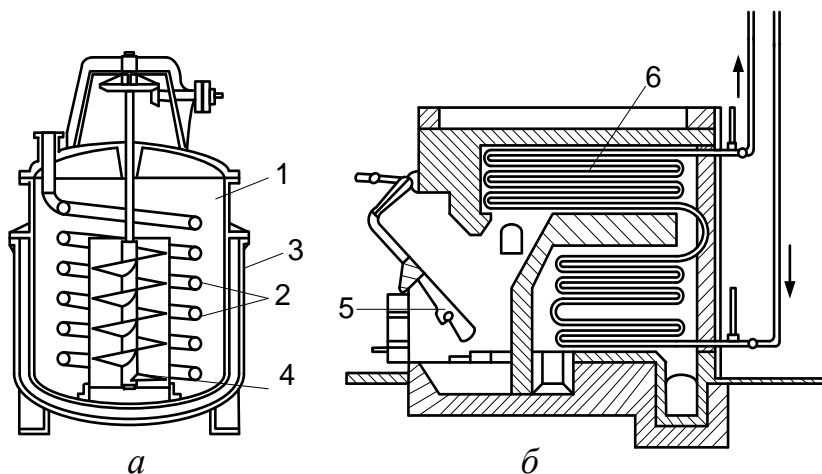


Рис. 3.3. Аппараты с теплообменными элементами в форме змеевиков:  
а – со спиральными змеевиками; б – с плоскими змеевиками; 1 – аппарат;  
2 – спиральные змеевики; 3 – рубашка; 4 – винтовая мешалка; 5 – топка;  
6 – плоский змеевик

При высокотемпературном нагреве используют плоские змеевики, омываемые топочными газами от индивидуальной или групповой топки (рис. 3.3, б).

Аппараты периодического действия используются и для нагрева воды, их называют водонагреватели-аккумуляторы.

Водонагреватели-аккумуляторы представляют собой сосуды большей емкости с водяным или паровым обогревом и применяются в системах горячего водоснабжения, периодически расходующих большие количества воды (рис. 3.4). Вода в них нагревается за 4–5 ч, а расходуется в течение 20–30 мин (например, в душевых помещениях цехов после очередной смены).

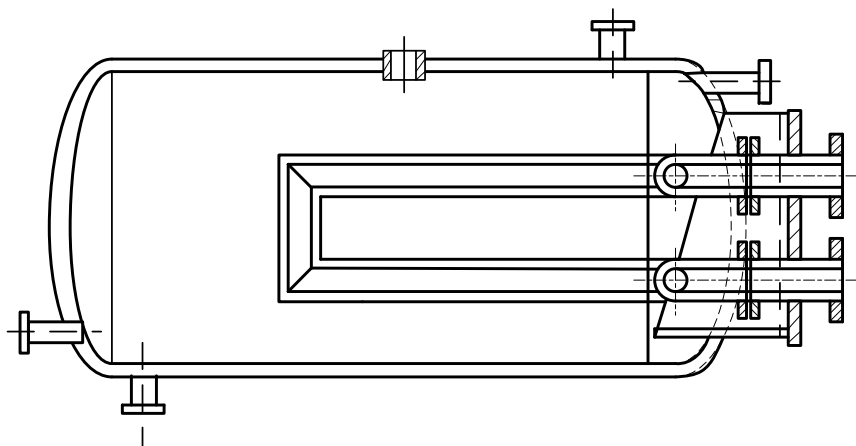


Рис. 3.4. Водонагреватель-аккумулятор

Если бы для этой цели использовались схемы с теплообменниками непрерывного действия, то пиковый расход теплоты в них был бы в 6–10 раз больше среднечасового расхода теплоты в водонагревателе-аккумуляторе. Такое водоснабжение создавало бы пиковые нагрузки в котельной или ТЭЦ.

### 3.2. Расчет водонагревателя-аккумулятора с паровым обогревом

На рис. 3.5 приведены схема такого аппарата и график зависимости температур воды и пара от времени нагрева [2, 4].

Пар нагревает воду в аппарате и конденсируется при температуре, соответствующей его давлению. Количество воды, нагреваемой в аппарате,  $G_2$  постоянно во времени. Поскольку температура конденсации пара  $t_H$  постоянна во времени, а температура воды  $t_2$  возрастает, температурный напор  $\Delta t = t_H - t_2$  уменьшается во времени. Поэтому уменьшаются производительность аппарата  $Q$  и потребный расход пара  $D$ .

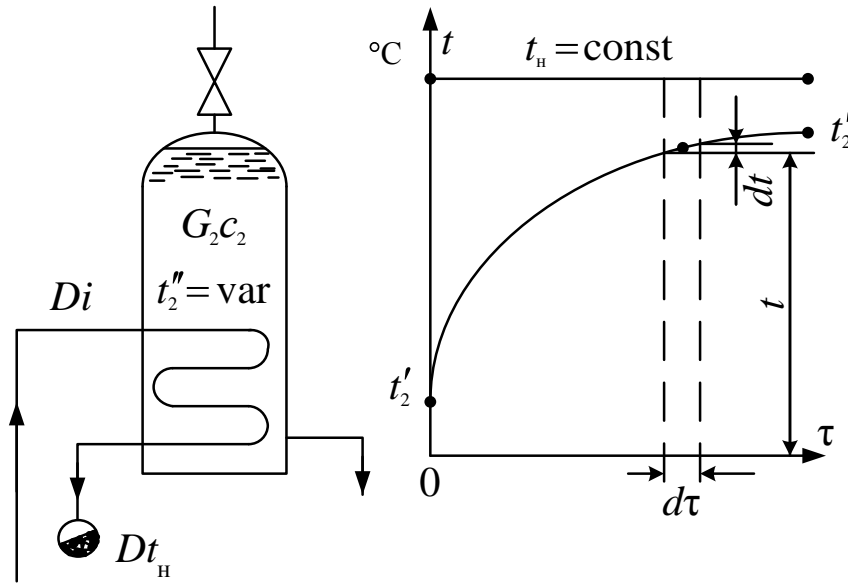


Рис. 3.5. График изменения температур в водонагревателе-аккумуляторе с паровым обогревом

Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса для элемента времени  $d\tau$ , в течение которого температура воды повышается на  $dt$ , имеют вид:

$$dQ = D(h - h_k) d\tau = kF\Delta t d\tau = G_2 c_2 dt, \quad (3.1)$$

где  $G_2$  – количество воды, нагреваемой в аппарате, кг;  $c_2$  – удельная теплоемкость воды, нагреваемой в аппарате, кДж/(кг·К);  $\Delta t$  – температурный напор, К;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – поверхность нагрева аппарата, м<sup>2</sup>;  $d\tau$  – элемент времени, в течение которого температура воды повышается на  $dt$ , с;  $D$  – потребный расход пара, кг/с;  $h$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг;  $h_k$  – энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг.

Этим уравнения выражают равенство расходов теплоты, отданной паром, переданной через поверхность нагрева и полученной водой.

Обозначив начальную температуру нагреваемой воды  $t_2'$ , а конечную по прошествии  $\tau$ , ч, через  $t_2''$ , из уравнения (3.1) получим:

$$\int_0^{\tau} \frac{kF}{G_2 c_2} d\tau = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{dt}{t_H - t_2};$$

после интегрирования

$$\frac{kF}{G_2 c_2} \tau = \ln \frac{t_H - t_2'}{t_H - t_2''};$$

$$kF = \frac{G_2 c_2}{\tau} = \ln \frac{t_H - t'_2}{t_H - t''_2}. \quad (3.2)$$

Величина  $kF$  носит название удельной тепловой производительности водонагревателя-аккумулятора.

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки вычисляется по формуле (2.11а).

Средняя за время  $\tau$  температура нагреваемой воды, необходимая для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к воде, находится из выражения

$$\Delta t_{2\text{cp}} = t_H - \Delta t = t_H - \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_H - t'_2}{t_H - t''_2}}. \quad (3.3)$$

В некоторых случаях при проектировании установки задаются поверхностью нагрева аппарата и определяют конечную температуру воды. Для этого необходимо определить  $t''_2$  из уравнения (3.2):

$$t''_2 = t_H - (t_H - t'_2) e^{-kF\tau/G_2 c_2}. \quad (3.4)$$

Расход пара в зависимости от времени рассчитывается по формуле

$$D = kF \frac{t_H - t'_2}{h - h_H} e^{-kF\tau/G_2 c_2}. \quad (3.5)$$

### 3.3. Расчет водонагревателя–аккумулятора с водяным обогревом

На рис. 3.6 изображены схема аппарата и соответствующий ей график изменения температур греющей и нагреваемой воды в зависимости от времени [2, 4].

Особенность режима работы такого аппарата состоит в том, что температура греющей воды на выходе из аппарата  $t''_1$  возрастает во времени при постоянных расходе  $G_1$  и начальной температуре. Это объясняется тем, что вода в аккумуляторе нагревается и для ее последующего нагрева требуется все меньший и меньший перепад температуры. Расчет при этом усложняется, так как приходится использовать две переменные во времени  $t_1$  и  $t_2$ .

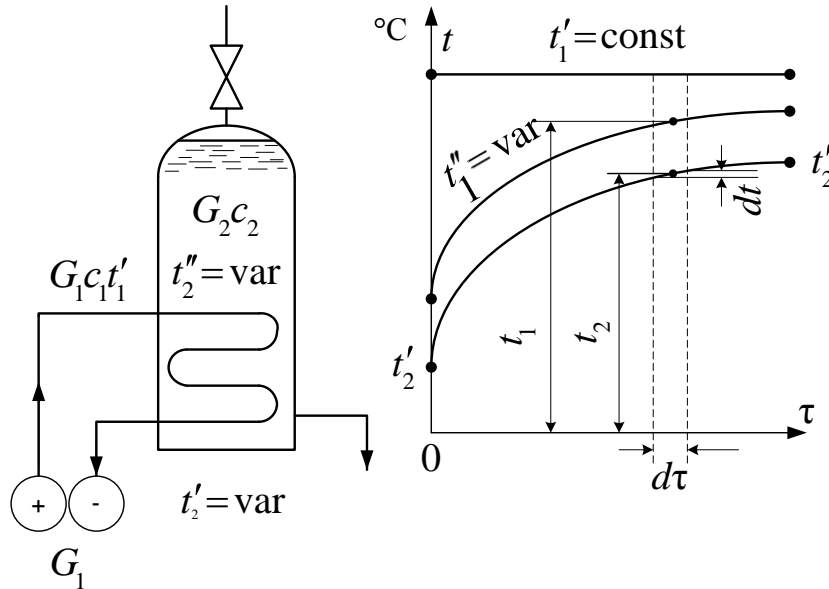


Рис. 3.6. График изменения температур в водонагревателе-аккумуляторе с водяным обогревом

Дифференциальные уравнения теплопередачи и теплового баланса записываются в виде

$$dQ = kF\Delta t d\tau = G_2 c_2 \overleftarrow{t_1 - t_2} d\tau = G_2 c_2 dt, \quad (3.6)$$

где  $G_1 c_1$  и  $G_2 c_2$  – теплоемкости массовых расходов теплоносителей;  $d\tau$  – элемент времени, в течение которого температура воды повышается на  $dt$ , с;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – поверхность нагрева, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – средняя логарифмическая разность температур, она определяется как

$$\Delta t = \frac{t_1' - t_1}{\ln \frac{t_1'' - t_2}{t_1 - t_2}},$$

где  $t_1'$ ,  $t_1$  и  $t_2$  температуры греющей и нагреваемой воды в рассматриваемый промежуток времени  $d\tau$ .

Подставив в уравнение (3.6) выражение для  $\Delta t$ , получим:

$$kF l = \frac{t_1' - t_1}{\ln \frac{t_1'' - t_2}{t_1 - t_2}} = G_1 c_1 \overleftarrow{t_1 - t_2}$$

Определим температуру  $t_1$ :

$$\frac{kF}{G_1 c_1} = \ln \frac{t_1' - t_2}{t_1 - t_2}, \text{ откуда } \frac{kF}{G_1 c_1} = \ln \frac{t_1' - t_2}{t_1 - t_2}.$$

Введем обозначение  $A = kF/G_1c_1$ .

Температура греющей воды на выходе из аппарата

$$t_1 = t_2 + (t_1 - t_2)e^{-A}. \quad (3.7)$$

Подставив в уравнение (3.6) значение переменной  $t_1$  из уравнения (3.7) и сделав преобразования, получим:

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} (t_1 - t_2 - t_1'e^{-A} + t_2^{-A}) d\tau = dt;$$

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} [(t_1 - t_2)e^{-A} - (t_1 - t_2)] d\tau = dt;$$

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} (-e^{-A}) d\tau = \frac{dt}{t_1 - t_2}.$$

Левую часть уравнения интегрируем в пределах от 0 до  $\tau$ , а правую – в пределах от начальной температуры  $t_1'$  до конечной  $t_2''$ :

$$\frac{G_1c_1}{G_2c_2} (-e^{-A}) \tau = \ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'}. \quad (3.8)$$

Из уравнения (3.8) определяется удельная производительность аппарата:

$$1 - e^{-A} = \frac{G_2c_2}{\tau G_1c_1} \ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'};$$

$$e^{-A} = 1 - \frac{G_2c_2}{\tau G_1c_1} \ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'};$$

$$e^{kF/G_1c_1} = \frac{1}{1 - \frac{G_2c_2}{\tau G_1c_1} \ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'}};$$

$$kF = G_1c_1 \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2c_2}{\tau G_1c_1} \ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1' - t_2'}}, \quad (3.9)$$

где  $kF$  и коэффициент теплопередачи  $k$  определяются по формуле для плоской стенки (2.12). По известным  $kF$  и  $k$  однозначно определяется поверхность нагрева аппарата  $F = kF/k$ .



Средняя температура воды определяется приближенно по формуле

$$t_{2\text{cp}} = t_1' - \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1' - t_2''}}. \quad (3.10)$$

По значению температуры  $t_{2\text{cp}}$  можно определить коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде.

Среднее значение температуры греющей воды находится по формуле

$$t_{1\text{cp}} = t_1' - \frac{t_{1\text{кон}}'' - t_{1\text{нач}}''}{\ln \frac{t_1' - t_{1\text{нач}}''}{t_1' - t_{1\text{кон}}''}}, \quad (3.11)$$

где  $t_{1\text{нач}}''$  и  $t_{1\text{кон}}''$  – температуры греющей воды на выходе аппарата в начальный момент и в конце процесса.

Если поверхность аппарата задана, то конечная температура нагреваемой воды  $t_2''$  в зависимости от времени нагрева определяется из уравнения (3.8):

$$t_2'' = t_1' - (t_1' - t_2') e^{-B},$$

$$\text{где } B = \frac{G_1 c_1 \tau}{G_2 c_2} \left( 1 - \frac{1}{e^A} \right).$$

Средняя температура греющей воды на выходе определяется из уравнения теплового баланса

$$G_1 c_1 (t_1' - \bar{t}_1) = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'),$$

откуда

$$\bar{t}_1 = t_1' - \frac{G_2 c_2}{G_1 c_1} (t_2'' - t_2'). \quad (3.12)$$

При нагревании воды или других сред в аппаратах периодического действия часть теплоты греющего теплоносителя расходуется на нагревание корпуса аппарата и тепловой изоляции и компенсацию тепловых потерь в окружающую среду. Для учета затрат теплоты на нагрев конструкции в полученные выше формулы вместо  $G_2 c_2$  обычно подставляют полную теплоемкость аппарата, заполненного нагреваемой средой:  $Gc = G_2 c_2 + G_3 c_3 + G_4 c_4$ , где  $G_3$  и  $c_3$ ,  $G_4$  и  $c_4$  – массы и удельные теплоемкости элементов конструкции аппарата и изоляции.

### 3.4. Определение коэффициента теплопередачи для водонагревателя-аккумулятора.

Коэффициенты теплопередачи определяются по формулам 2.11, 2.12, как для аппаратов непрерывного действия.

Коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенкам трубы определяется как для аппаратов непрерывного действия по ранее рассмотренным уравнениям 2.15–2.21.

Особенностью расчета аппаратов периодического действия является то, что теплоотдача от поверхности теплообмена к нагреваемой среде осуществляется при естественной конвекции.

Особенностью водонагревателей-аккумуляторов по сравнению с другими, рассмотренными ранее теплообменниками непрерывного действия, является то, что теплоотдача к нагреваемой воде в них осуществляется в большинстве случаев при ее естественной конвекции.

Коэффициент теплоотдачи от вертикальных и горизонтальных труб при естественной конвекции жидкости и газа в большом объеме может быть определен по формуле М.А. Михеева

$$\text{Nu}_Г = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = A \text{Gr} \cdot \text{Pr}^m,$$

где Gr – число Грасгоффа,  $\text{Gr} = \frac{gl^3\beta}{\nu^2\Delta t'}$ ; Pr – число Прандтля.

Для расчетов по уравнению физические свойства берут при средней температуре пограничного слоя  $t_{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{ст}} + t_{\text{ж}})$ . В качестве определяющего геометрического размера принимают высоту вертикальной поверхности или наружный диаметр трубы. Для горизонтальных труб  $l = d_{\text{н}}$ , для вертикальных труб или рубашки  $l = h$ ,  $h$  – высота вертикальной поверхности теплообмена.

Формула применима для жидкостей и газов при  $\text{Pr} \geq 0,7$ . В ней обозначено:

$$\Delta t = t_{\text{ст}} - t_{\text{Г}}, \quad t_{\text{Г}} = \frac{1}{2}(t_{\text{ст}} + t_{\text{ж}}),$$

где  $t_{\text{ст}}$  – температура теплоотдающей поверхности стенки;  $t_{\text{ж}}$  – средняя температура жидкости;  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $\beta$  – физические константы жидкости (коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости и объемного расширения жидкости) при температуре пограничного слоя  $t_{\text{Г}}$ ;  $l$  – характерный размер:

для горизонтальных труб  $l = d_H$  ( $d_H$  – наружный диаметр трубки), для вертикальных трубок  $l = h$ ;  $h$  – высота трубки.

Величины  $A$  и  $m$  зависят от произведения  $GrPr$ . В практических расчетах принимают следующие соотношения (табл. 3.1)

Таблица 3.1. Значение констант уравнения (3.13)

Режим	$GrPr$	$A$	$m$
1	$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
2	$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
3	$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{12}$	0,135	1/3

При первом режиме теплота передается в основном теплопроводностью, так как теплоотдача слабо зависит от величины  $GrPr$ . При втором режиме теплота передается в основном свободной (естественной) конвекцией при ламинарном течении теплоносителя. При третьем режиме теплота передается свободной конвекцией при смешанном и турбулентном движении теплоносителя.

В аппаратах с мешалками, имеющими поверхность теплообмена в форме рубашек или змеевиков, процесс теплоотдачи из-за перемешивания жидкости протекает очень интенсивно. Это происходит вследствие значительной скорости обтекания циркуляционными токами жидкости поверхностей теплообмена. Интенсивное перемешивание обеспечивает равномерность температуры практически по всему объему среды, т.е. в этих аппаратах гидродинамическая структура потоков наиболее близка к модели идеального смешения.

Коэффициент теплоотдачи в аппаратах со змеевиками, рубашками и мешалкой можно определить по уравнению

$$Nu = A Re_{\text{ц}}^m Pr^{0,35} \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}, \quad (3.13)$$

где  $Nu = \alpha D$ ,  $Re_{\text{ц}} = \rho n d_M^2 / \mu$  – центробежный критерий Рейнольдса;  $D$  – диаметр аппарата;  $d_M$  – диаметр окружности, описываемый мешалкой;  $n$  – частота вращения мешалки;  $\mu_{\text{ст}}$  – вязкость жидкости при температуре стенки  $t_{\text{ст}}$  аппарата или змеевика;  $\mu$  – вязкость жидкости при средней температуре  $0,5(t_{\text{ст}} + t_{\text{ж}})$ .

Значение остальных физических констант следует брать при средней температуре  $t_{\text{ж}}$  жидкости.

Для аппаратов с рубашками  $A = 0,36$ ,  $m = 0,67$ ; для аппаратов со змеевиками  $A = 0,87$ ,  $m = 0,62$ ; в качестве определяющего размера принимается наружный диаметр змеевика.

### Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки имеют водонагреватели-аккумуляторы в сравнении с трубчатыми теплообменниками непрерывного действия?
2. Как изменяются во времени теплопроизводительность и расход тепла для водонагревателя-аккумулятора?
3. В каком случае выше коэффициент теплопередачи водонагревателя-аккумулятора: при паровом или водяном обогреве греющей поверхности?
4. Какая разность температур больше при нагреве в пароводяном водонагревателе-аккумуляторе: средняя арифметическая или средняя логарифмическая?
5. Какой обогрев вязких жидкостей в реакционных аппаратах следует предпочесть: при помощи змеевика или паровой рубашки?
6. Какое назначение имеют мешалки, устанавливаемые в реакционных аппаратах?
7. С какой целью в реакционных аппаратах применяются выносные теплообменники?
8. Каким паром, «острым» или «глухим», можно быстрее нагреть материал, обрабатываемый в реакционном аппарате?
9. Какие недостатки имеет обогрев «острым» паром?
10. Как следует пускать в работу реакционные аппараты, чтобы не вызывать перегрузки котельной установки?

## 4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Регенеративным теплообменником называется аппарат, в котором теплота передается путем попеременного контактирования двух или более теплоносителей с одной и той же поверхностью теплообмена (насадкой).

### 4.1. Конструктивные особенности аппаратов

Главным элементов регенераторов, определяющим в основном эффективность их работы, является насадка. Теплоаккумулирующая насадка этих аппаратов может быть подвижной и неподвижной. В последнем случае для получения непрерывного процесса теплообмена от одного теплоносителя к другому необходимы два аппарата (рис. 4.1).

В течение первого периода (период нагревания насадки) через аппарат пропускают горячий теплоноситель, при этом отдаваемая им теплота расходуется на нагревание насадки и в ней аккумулируется. В течение второго периода (период охлаждения насадки) через аппарат пропускают холодный теплоноситель, который нагревается за счет теплоты, аккумулированной насадкой. Периоды нагревания и охлаждения насадки продолжаются от нескольких минут до нескольких часов.

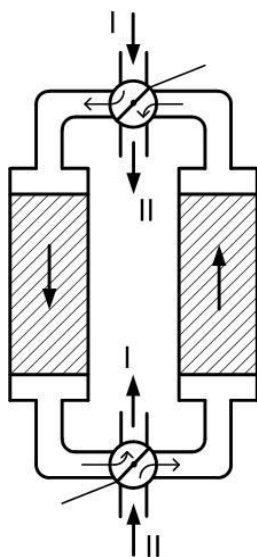


Рис. 4.1. Схема регенератора с неподвижной насадкой:  
 I – холодный теплоноситель; II – горячий теплоноситель

Для осуществления непрерывной теплопередачи между теплоносителями необходимы два регенератора: в то время как в одном из них происходит охлаждение горячего теплоносителя, в другом нагревается горячий теплоноситель. Затем аппараты переключаются, после чего в каждом из них

процесс теплопередачи протекает в обратном направлении. Схема соединения и переключения пары регенераторов приведена на рис. 4.1. Переключение производится переключением клапанов 1 и 2. Направление движения теплоносителей показано стрелками. Обычно переключение регенераторов производится автоматически через определенные промежутки времени.

Кирпичная насадка укладывается либо в коридорном порядке, образуя ряд прямых параллельных каналов, либо в шахматном порядке, создающем каналы более сложной формы (газ, пройдя между двумя кирпичами, каждый раз встречает на своем пути другой кирпич). Шахматная укладка, турбулизируя газовый поток, интенсифицирует конвективную теплоотдачу, но вызывает рост гидравлического сопротивления. Металлическая насадка представляет собой круглые пакеты (диски), получаемые путем навивки тонких металлических лент с косым рифлением, причем у каждых двух соседних лент направление рифления противоположное (рис. 4.2, б).

Недостаток таких насадок – повышенное гидравлическое сопротивление. Для уменьшения сопротивления применяют насадку (рис. 4.2, в) которая состоит из параллельно размещенных пластин 1 с равномерно расположенными каналами, в виде усеченных пирамид 2, или насадку, выполненную в виде пористых элементов (гранул), поры которых заполнены инертным газом. Гранулы выполнены из металла, например свинца, и имеют характерный размер примерно 100–250 мкм, а диаметр пор, заполненных инертным газом, находящимся в твердой фазе, составляет 1–10 мкм (рис. 4.2, д). Заполнение пористой металлической основы теплоемким инертным газом (гелием или неоном) обеспечивает высокую теплоаккумулирующую способность насадки, необходимую для эффективной работы низкотемпературной холодильной машины (20 К и ниже).

При подвижной насадке процесс теплообмена происходит в одном аппарате.

Область применения и температурный уровень теплоносителей предопределяет конструкцию регенеративного ТА и тип его насадки. В связи с этим выделяют аппараты, работающие в областях высоких, средних и очень низких температур.

В области высоких температур (800÷1000 °С) после различных печей применяют аппараты с неподвижной насадкой из огнеупорного кирпича, который выкладывают таким образом, чтобы образовались сплошные каналы для прохода газа. Для интенсификации теплообмена кирпичная кладка насадки имеет выступы. Преимуществами аппаратов с кирпичной насадкой являются простота и возможность достижения высоких температур подогрева воздуха, а недостатками – громоздкость, сложность эксплуатации ввиду не-

обходимости переключения аппарата, изменение температуры нагреваемого воздуха в течение цикла.

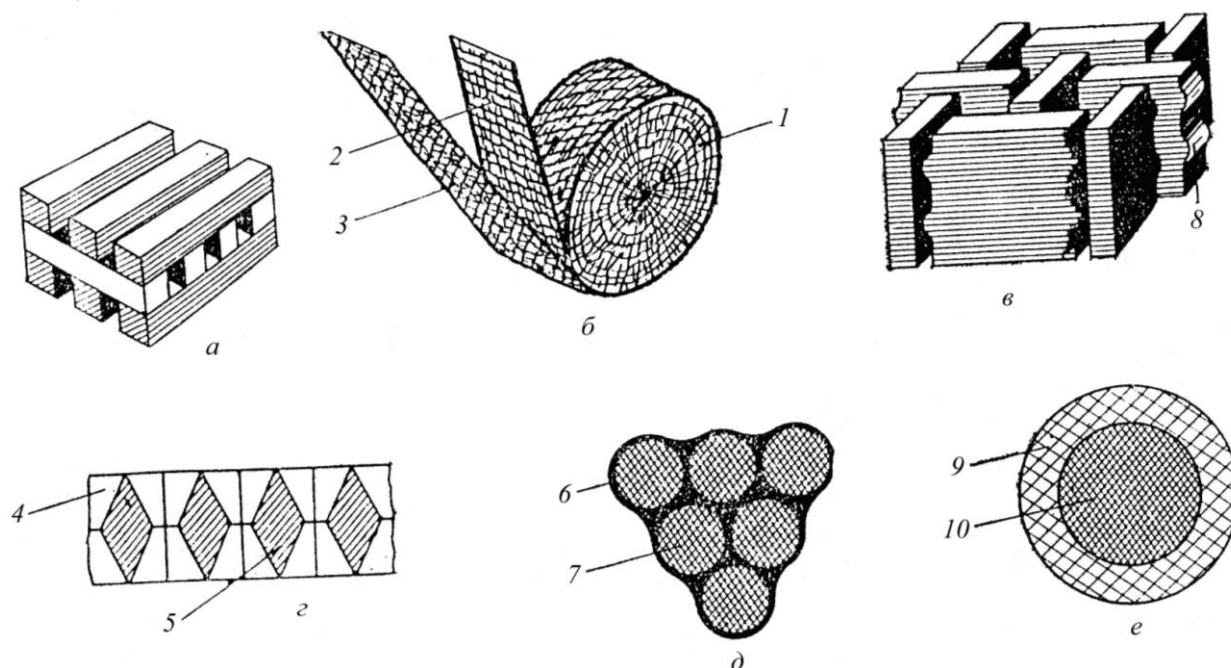


Рис. 4.2. Некоторые типы насадок:

*a* – кирпичная насадка; *б* – диски из алюминиевой гофрированной ленты; *в* – кирпичная насадка с выступами; *г* – насадка из пластин с сужающе-расширяющимися каналами; *д* – шаровые насадки; *е* – гранула; *1* – металлическая пластина; *2* – усеченная пирамида; *3* – металлические шары; *4* – металлическая пластина; *5* – усеченная пирамида; *6* – металлические шары; *7* – поры, заполненные инертным газом; *8* – выступы; *9* – металлическое покрытие; *10* – ядро

Для высокотемпературного подогрева воздуха могут быть использованы вращающиеся аппараты, роторы которых заполнены чугуновой дробью или другой термостойкой насадкой.

В области средних температур (250÷400 °С) для подогрева воздуха используются вращающиеся регенеративные ТА, роторы которых имеют металлическую насадку, или аппараты с «падающим слоем».

К регенеративным ТА относятся воздухонагреватели с шариковой насадкой – «падающий слой» или «падающая сыпучая насадка», работающие при средних значениях температуры подогрева.

В нефтеперерабатывающей, нефтехимической и других отраслях промышленности, а также в энергетических установках с высокотемпературными уровнями процессов, когда даже высоколегированные стали недостаточно жаростойки, получили применение теплообменные аппараты с неподвижным кипящим или падающим слоем твердого жаростойкого промежуточного теплоносителя. В этих теплообменниках нагревают воздух, газы и пары органических жидкостей до температур 1600÷2000 °С, перегревают водяной пар.

В качестве промежуточных теплоносителей применяют твердые частицы и шарики из окиси алюминия, циркония, магния, из каолина, муллита и т.п. размером 8÷12 мм. Материал такого теплоносителя должен быть жаростойким (не размягчаться и не плавиться при высокой температуре), обладать химической стойкостью (не окисляться), не трескаться и не расслаиваться при резких изменениях температуры, не истираться и выдерживать ударную нагрузку, обладать высокой теплоемкостью, чтобы иметь небольшой массовый расход при большой тепловой нагрузке и низкую стоимость. На рис. 4.2, *e* показана насадка в виде гранул, при нагреве покрытия ядро 10 гранул начинает плавиться.

При этом от газового горячего потока отбирается дополнительное количество теплоты, равное скрытой теплоте плавления материала ядра. После перемещения гранул в другую полость, в которой они контактируют с холодным потоком газа, последний нагревается, а гранулы охлаждаются. При этом происходит затвердевание их ядра, что ведет к выделению скрытой теплоты плавления материала ядра. Таким образом, теплоаккумулирующая способность насадки складывается из теплоемкости ядра, теплоемкости покрытия, а также из скрытой теплоты плавления материала ядра.

Аппараты с насадкой из жаропрочного твердого сыпучего материала могут быть использованы и для высокотемпературного нагрева воздуха. Шариковая насадка равномерно распределяется по сечению аппарата и свободно падает вниз навстречу греющим газам, поступающим снизу со скоростью, меньшей скорости псевдооживления зернистого материала. Нагретая наездка через уплотняющую камеру переходит вниз в воздушную камеру, распределяется равномерно по сечению и падает навстречу воздуху, нагревая его. Из воздушной камеры насадка подается в газовую камеру элеватором и процесс повторяется. Для увеличения времени пребывания сыпучей насадки в камере в ней под разными углами делают полки.

На рис. 4.3 показана принципиальная схема регенератора, движущаяся насадка в котором выполнена в виде металлических шаров. Через регенератор 1 пропускается горячий теплоноситель, при этом насадка нагревается. Насадка непрерывно выгружается через регулирующий затвор 3 и поступает в регенератор 2, через который пропускается холодный теплоноситель. Из регенератора 2 насадка поступает в ковшовый элеватор 5 и подается им снова в регенератор 1. Таким образом, отпадает необходимость переключения регенераторов, и теплота передается от горячего теплоносителя к холодному при помощи насадки, непрерывно циркулирующей через оба регенератора.



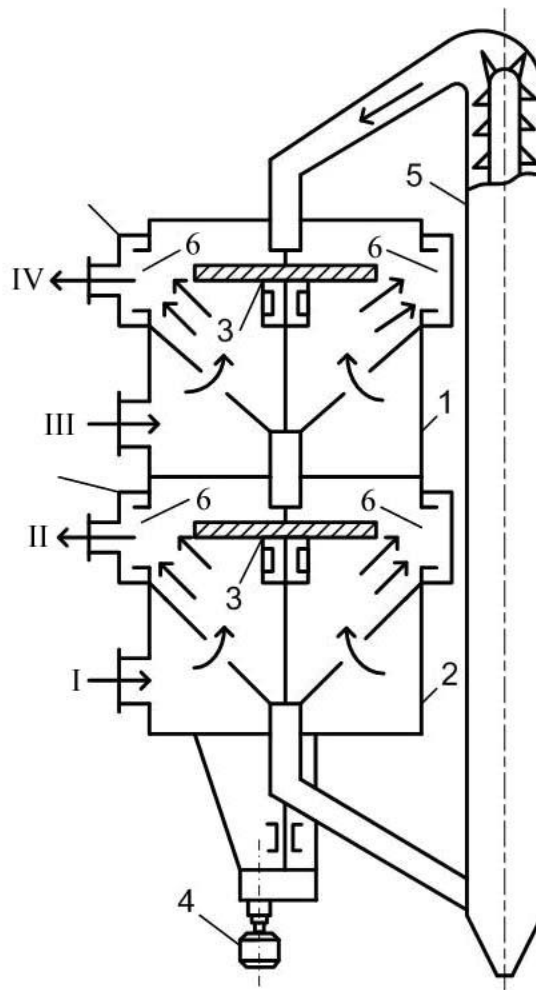


Рис. 4.3. Схема теплообменника с движущимся твердым промежуточным теплоносителем:

*I* и *2* – камеры соответственно охлаждаемого и нагреваемого газов; *3* – вращающийся диск, регулирующий подачу твердых частиц; *4* – электродвигатель с редуктором; *5* – ковшовый элеватор; *6* – окна коллектора; *I* – холодный газ; *II* – нагретый газ; *III* – горячий газ; *IV* – охлажденный газ

На рис. 4.4 представлен регенератор с падающим (плотным) слоем зернистого материала, состоящий из двух последовательно расположенных камер. Проходя через верхнюю камеру, слой нагревается потоком горячих газов, а при проходе через нижнюю камеру отдает аккумулированное тепло потоку холодных газов. Охлажденная насадка непрерывно транспортируется из нижнего сборника в верхний бункер, откуда дозирующим аппаратом вновь подается в верхнюю камеру регенератора.

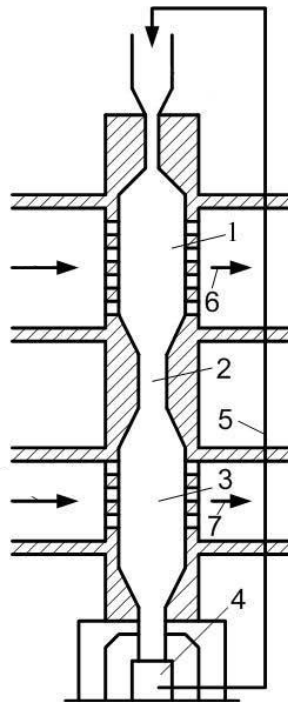


Рис. 4.4. Регенератор с падающим слоем зернистого материала:

1 – камера нагрева насадки; 2 – переток насадки; 3 – камера охлаждения насадки; 4 – сборник охлаждения насадки; 5 – транспорт насадки; 6 – вход и выход греющего газа; 7 – бункер охлажденной насадки

Кроме рассмотренных применяют регенеративные ТА с «кипящим слоем». В этих аппаратах частицы зернистой насадки под воздействием потока воздуха или газа переходят в псевдооживенное состояние и образуют взвешенный подвижной слой. Скорость потока, при которой происходит переход слоя насадки в псевдооживенное состояние, зависит от плотности, размеров и формы частиц, а также вязкости и плотности газа. Равномерность псевдооживления определяется не только размерами, формой твердых частиц и скоростью потока, но и конструкцией нижней распределительной решетки, площадью ее живого сечения и способом подвода газа. В аппаратах с «кипящим слоем» иногда используют гранулы, заполненные легкоплавящимся веществом. При соприкосновении гранул с горячими газами происходит нагрев металлического покрытия, и ядро гранул начинает плавиться, отнимая теплоту от горячего теплоносителя, равную теплоте плавления материала ядра. При соприкосновении с холодным потоком газа гранулы охлаждаются, материал ядра затвердевает, отдавая теплоту плавления холодному теплоносителю. Теплоаккумулирующая способность рассмотренной насадки включает в себя удельную теплоту нагрева металлического покрытия гранул и ядра в цикле нагрев-охлаждение и удельную теплоту плавления материала ядра.

Преимуществами регенеративных воздухоподогревателей с «кипящим слоем» являются: высокая интенсивность теплообмена; возможность высоко-

температурного нагрева воздуха (до 1000 °С) и относительная простота устройства. К недостаткам следует отнести: возможность изменения свойств насадки (растрескивание, истирание и т.д.); абразивное изнашивание внутренних поверхностей аппарата, запыленность воздуха и газа, повышенное гидравлическое сопротивление.

## 4.2. Теплообмен в регенераторах

В регенераторе поверхность насадки попеременно воспринимает и отдает теплоту. В течение периода нагревания или охлаждения изменяются температуры насадки как по толщине, так и по пути следования, причем после реверсирования регенератора или соответствующего перемещения подвижной насадки направление теплового потока в насадке изменяет знак.

Строгое физико-математическое описание и решение задачи нестационарных процессов теплообмена в регенеративных аппаратах представляют большие трудности и точных методов расчета регенераторов пока не существует. Поэтому здесь эти процессы рассматриваются с упрощающими условиями.

На рис. 4.5, *а* изображен график изменения усредненных по времени температур поверхности насадки и теплоносителей с одинаковыми полными теплоемкостями в так называемом идеальном регенераторе, в котором средняя температура насадки за периоды нагревания и охлаждения принимается одинаковой. В этом случае график изменения средних температур теплоносителей в регенераторе ничем не отличается от графика изменений температур в рекуператоре.

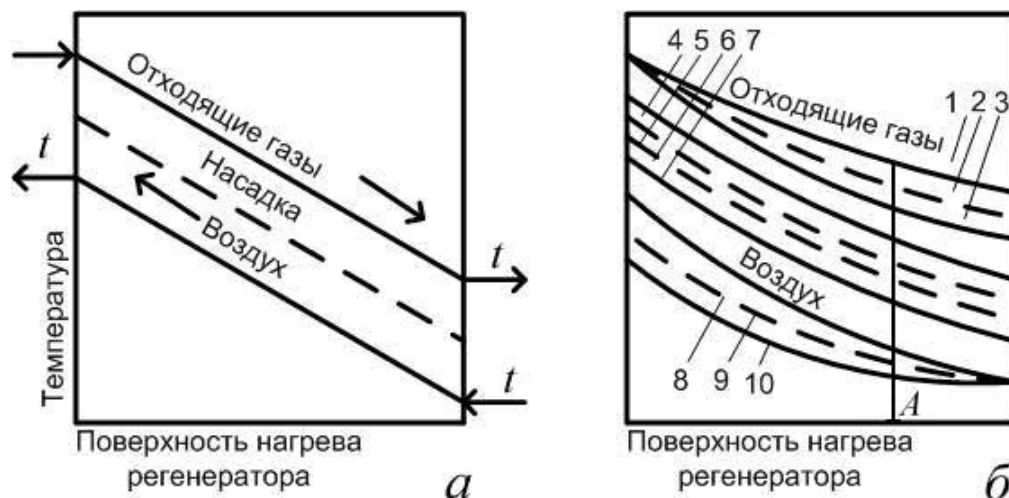


Рис. 4.5. Изменение температур газов, воздуха и насадки:  
*а* – в идеальном регенераторе, *б* – в действительном регенераторе

На рис. 4.5, б показаны изменения температур газов, воздуха и насадки в действительном регенераторе по пути следования теплоносителей при условии равенства их водяных эквивалентов. Температура газов в начале периода нагревания насадки изображается кривой 3, в конце периода – кривой 1 и средняя за период нагревания – кривой 2. Температура поверхности насадки в конце периода нагревания и начале периода охлаждения представляется кривой 4, в начале периода нагревания и конце периода охлаждения – кривой 7, средняя за период нагревания – кривой 5, средняя за период охлаждения – кривой 6. Температура воздуха в начале периода охлаждения насадки изображается кривой 8, в конце периода – кривой 10 и средняя за период охлаждения – кривой 9. В действительных условиях полные теплоемкости теплоносителей могут быть различными, что вызывает криволинейность графика изменения температур теплоносителем по длине насадки. Кроме того, в действительных условиях температура в любой точке поверхности насадки за период нагревания изменяется по выпуклой кривой, а за период охлаждения – по вогнутой, вследствие чего средняя температура насадки за период нагревания выше, чем за период охлаждения ее. Криволинейно изменяются и температуры теплоносителей (рис. 4.6) у рассматриваемой точки *A* поверхности насадки на рис. 4.5, б.



Рис. 4.6. Изменение в течение цикла локальных температур поверхностей насадки, газов и воздуха над точкой *A* поверхности насадки

В периоды нагрева и охлаждения насадки температура внутренних слоев ее из-за конечной небольшой теплопроводности материала изменяется меньше, чем на поверхности. Это запаздывание проявляется в тем большей степени, чем больше толщина материала и ниже коэффициент теплопроводности. Поэтому в кирпичной насадке оно проявляется сильнее, чем в металлической.

К началу периода охлаждения насадки температура поверхности элемента выше, чем в середине его. Проходящий воздух быстро снижает температуру поверхностных слоев элемента, и температура кирпича на некоторой глубине его оказывается более высокой, чем в середине и на поверхности, т.е. отдача тепла в этот момент в разных сечениях элемента идет в разных направлениях. Через некоторое время температура в середине элемента оказывается более высокой, чем в других сечениях, и тепловой поток направляется от середины кирпича наружу.

Отношение количества теплоты, воспринятого элементом насадки, к теплоте, которая могла бы быть им аккумулирована, если бы температура всей массы элемента была одинаковой, называется коэффициентом аккумуляции или использования теплоты насадкой. В действующих кирпичных регенераторах этот коэффициент равен  $\eta_a = 0,5 \div 0,7$ ; для металлических насадок он близок к единице. Теоретические исследования, произведенные Гребером, показывают, что  $\eta_a$  зависит от критерия Фурье

$$F_0 = \alpha \tau_1 / R^2,$$

где  $\alpha = \lambda / c\rho$  – коэффициент теплопроводности для насадки,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\tau_1$  – период нагревания, с;  $R$  – половина толщины кирпича (при двустороннем прогреве), м.

В табл. 4.1 приводится зависимость  $\eta_a$  от  $F_0$ .

Таблица 4.1. Значения коэффициента аккумуляции тепла  $\eta_a$  в зависимости от критерия  $F_0$

$F_0 = \frac{4\alpha\tau}{\delta^2}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
Коэффициент $\eta_a$	0,18	0,25	0,31	0,37	0,42	0,54	0,64	0,78	0,86	0,9

### 4.3. Тепловой расчет регенераторов

Задачей теплового расчета регенератора является определение поверхности нагрева и массы насадки.

За период нагрева  $\tau_1$  поверхность  $F$  насадки регенератора воспринимает количество теплоты

$$Q = \alpha_1 (t_{1\text{cp}} - t_{\text{H}}^{\text{H}}) F \tau_1, \quad (4.1)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплообмена греющих газов (конвекцией и лучеиспусканием) с насадкой, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{1\text{cp}}$  и  $t_{\text{H}}^{\text{H}}$  – средние температуры греющего газа и поверхности насадки за период нагревания, °С;  $F$  – поверхность насадки, м<sup>2</sup>;  $Q$  выражено в кДж/период.

Это количество теплоты повышает температуру поверхности насадки на величину  $\Delta t_{\text{H}}^{\text{H}}$ :

$$Q = F \frac{\delta}{2} \rho c_{\text{H}} \eta_{\text{a}} \Delta t_{\text{H}}^{\text{H}},$$

где  $\delta$  – толщина стенки кирпича (вследствие обогрева насадки с двух сторон в данной формуле учитывается половина толщины стенки), м;  $\rho$  – плотность насадки, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{\text{H}}$  – теплоемкость насадки, кДж/(кг·К);  $\Delta t_{\text{H}}^{\text{H}}$  – изменение температуры поверхности насадки за период нагрева, °С;  $\eta_{\text{a}}$  – коэффициент аккумуляции тепла, определяемый из табл. 4.1.

Изменение температуры поверхности насадки определяется из эмпирической зависимости

$$\Delta t_{\text{H}}^{\text{H}} = \varphi (t_{\text{H}}^{\text{H}} - t_{\text{H}}^0),$$

где  $t_{\text{H}}^0$  – средняя температура поверхности насадки за период ее охлаждения;  $\varphi$  – коэффициент, равный 2,2–3,5.

Теплота, аккумулированная насадкой, в период охлаждения передается нагреваемому воздуху:

$$Q = \alpha_2 (t_{\text{H}}^0 - t_{2\text{cp}}) F \tau_2,$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент конвективного теплообмена поверхности насадки и нагреваемого воздуха, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{2\text{cp}}$  – средняя температура воздуха за период охлаждения, °С;  $Q$  выражено в кДж/период.

Следовательно, образуется система из трех уравнений:

$$t_{1\text{cp}} - t_{\text{H}}^{\text{H}} = \frac{Q}{F} \frac{1}{\alpha_1 \tau_1};$$

$$t_{\text{H}}^{\text{H}} - t_{\text{H}}^0 = \frac{Q}{F} \frac{2}{\delta \rho c \eta_a \varphi};$$

$$t_{\text{H}}^0 - t_{2\text{cp}} = \frac{Q}{F} \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}.$$

Сложив левые и правые части этих уравнений, получим:

$$t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}} = \frac{Q}{F} \left( \frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{2}{\delta \rho c \eta_a \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} \right)$$

или за цикл, кДж/цикл,

$$Q_{\text{ц}} = k_{\text{ц}} F (t_{1\text{cp}} - t_{2\text{cp}}) = k_{\text{ц}} F \Delta t. \quad (4.2)$$

В этом уравнении  $k_{\text{ц}}$  – коэффициент теплопередачи регенератора, кДж/(м<sup>2</sup>·цикл·К):

$$k_{\text{ц}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{2}{\delta \rho c \eta_a \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}}. \quad (4.3)$$

Коэффициенты конвективного теплообмена между насадкой и горячим газом или воздухом определяют из экспериментальных данных.

Коэффициенты теплопередачи определяют отдельно для горячего и холодного концов регенератора и при расчете поверхности насадки пользуются средним арифметическим значением их.

### Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки имеют регенеративные аппараты по сравнению с рекуперативными?
2. Применяются ли регенеративные аппараты с насадками для теплообмена при низких температурах?
3. Существуют ли регенеративные аппараты с подвижной насадкой?

4. Могут ли металлические насадки применяться при температурах выше  $700\div 800$  °С?

5. Какие насадки обладают большим значением коэффициента аккумуляции тепла: керамические или металлические?

6. От какого критерия зависит коэффициент аккумуляции тепла насадки?

7. Каким параметром отличается критерий  $Nu$  от критерия  $Bi$ ?

8. Где будет больше температура керамической насадки в конце периода охлаждения: в центре или на поверхности?

9. Когда выше средняя температура поверхности насадки в течение цикла: в период нагревания или в период охлаждения?

10. В каком случае следует учитывать лучистый теплообмен: при передаче тепла от горячих газов к насадке или при передаче его от насадки к нагреваемому воздуху?



**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Часть 1. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
2. Промышленные теплообменные процессы и установки / Под ред. А.М. Бакластова – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
3. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
4. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. – М.: Энергия, 1972. – 320 с.
5. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
6. Основные процессы и аппараты химической технологии / Под ред. Ю.И. Дытнерского – М.: Химия. 1991. – 320 с.
7. Конахин А.М., Конахина И.А. Расчет теплообменных аппаратов. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2006. – 92 с.
8. Назмеев Ю.Г. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков реологически сложных жидкостей. – М.: Энергоатомиздат. 1996.
9. Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течение жидкости в дискретно-шероховатых каналах. – М.: Энергоатомиздат. 1998.

## Оглавление

Введение .....	3
1. Рекуперативные теплообменники .....	4
1.1. Промышленные теплоносители .....	5
1.2. Методы интенсификации теплообмена .....	14
1.3. Классификация и конструкция теплообменных аппаратов .....	25
2. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия .....	50
2.1. Тепловой и конструктивный расчёт теплообменников с выбором нормализованных аппаратов .....	50
2.2. Компонентный расчет .....	74
2.3. Оптимальный выбор нормализованного теплообменного аппарата .....	77
3. Рекуперативные аппараты периодического действия .....	81
3.1. Общие сведения .....	81
3.2. Расчет водонагревателя-аккумулятора с паровым обогревом ..	84
3.3. Расчет водонагревателя-аккумулятора с водяным обогревом ..	87
3.4. Определение коэффициента теплопередачи для водонагревателя-аккумулятора .....	90
4. Регенеративные теплообменные аппараты .....	93
4.1. Конструктивные особенности аппаратов .....	93
4.2. Теплообмен в регенераторах .....	99
4.3. Тепловой расчет регенераторов .....	102
Библиографический список .....	105

*Учебное издание*

**Конахин Александр Михайлович,  
Конахина Ирина Александровна**

**ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ**

Учебное пособие  
по курсу  
«Тепломассообменное оборудование предприятий»

(Кафедра промышленной теплоэнергетики КГЭУ)

Редактор издательского отдела *Н.А. Артамонова*  
Компьютерная верстка *Н.А. Артамоновой*

Изд. лиц. ИД № 03480 от 08.12.00. Подписано в печать 28.06.07  
Формат 60×84/16. Гарнитура «Times». Вид печати РОМ.  
Физ. печ. л. 6,7. Усл. печ. л. 6,2. Уч.-изд. л. 6,9.  
Тираж 450 экз. Заказ № 3010.

Издательский отдел КГЭУ, 420066, г. Казань, Красносельская, 51  
Типография КГЭУ, 420066, г. Казань, Красносельская, 51



