

**А. С. Тимонин, Г. В. Божко, В. Я. Борщев, Ю. И. Гусев,
Н. В. Даниленко, М. Г. Лагуткин, М. А. Промтов, А. А. Сидягин,
И. В. Скопинцев, Н. С. Трутнев, В. М. Ульянов**

ОБОРУДОВАНИЕ НЕФТЕГАЗОПЕРЕРАБОТКИ, ХИМИЧЕСКИХ И НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

***Учебник для вузов в двух книгах
Книга 2***

Под общей редакцией А. С. Тимонина

Рекомендовано ФГБОУ ВПО «Российский химико-технологический университет им. Д. И. Менделеева» в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии»

**Инфра-Инженерия
Москва – Вологда
2019**

УДК 66.02(075.8)
ББК 35.11
Т 41

ФЗ № 436-ФЗ	Издание не подлежит маркировке в соответствии с п. 1 ч. 4 ст. 11
----------------	---

А в т о р ы:

А. С. Тимонин, Г. В. Божко, В. Я. Борщев, Ю. И. Гусев, Н. В. Даниленко, М. Г. Лагуткин,
М. А. Промтов, А. А. Сидягин, И. В. Скопинцев, Н. С. Трутнев, В. М. Ульянов

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Машины и аппараты химических производств» Ивановского государственного
химико-технологического университета (зав. кафедрой — заслуженный деятель науки РФ,
д. т. н., профессор В. Н. Блиничев);
зав. кафедрой «Машины и аппараты химических производств» Казанского национального
исследовательского технологического университета д. т. н., профессор С. И. Поникаров

**Т 41 Оборудование нефтегазопереработки, химических и нефтехимических
производств: учебник для вузов в двух книгах. Книга 2/А. С. Тимонин,
Г. В. Божко, В. Я. Борщев и др. / под общей редакцией А. С. Тимонина. —
М.: Инфра-Инженерия, 2019. — 476 с.**

ISBN 978-5-9729-0269-9 (Книга 2)

ISBN 978-5-9729-0270-5

В книге изложены научные основы разработки оборудования нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств, приведены сведения об основных конструкционных материалах, используемых в химическом и нефтяном машиностроении, представлена элементная база основного оборудования нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств, даны нормативные методики расчета данных элементов на прочность и устойчивость, приведены динамические расчеты машин, что является основой надежности при проектировании и безопасной эксплуатации данного оборудования. Описаны области применения, принципы работы и последовательность технологического расчета всего спектра основного оборудования нефтегазопереработки, химических и нефтехимических производств, реализующих механические, гидромеханические, тепловые, массообменные и химические процессы, оборудования для переработки пластмасс и эластомеров. Представлено вспомогательное оборудование, применяемое в нефтегазопереработке, химических и нефтехимических производствах, технологические трубопроводы и арматура.

Учебник может быть полезным при реализации программ бакалавриата, магистерских программ и программ подготовки специалистов соответствующих направлений, а также аспирантам и инженерно-техническим работникам предприятий индустрии нефтегазопереработки, химической и нефтехимической отраслей промышленности. Он также может быть полезен специалистам строительного комплекса и индустрии переработки пищевой продукции.

© Тимонин А. С., Божко Г. В., Борщев В. Я. и др., авторы, 2019
© Издательство «Инфра-Инженерия», 2019

ISBN 978-5-9729-0269-9 (Книга 2)

ISBN 978-5-9729-0270-5

Глава 6. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

6.1. Рекуперативные теплообменники

Рекуперативные теплообменники относятся к поверхностным теплообменным аппаратам, в которых передача тепла от одной среды к другой происходит через твердую стенку, которую принято называть *поверхностью теплообмена*, при этом тепловой поток сохраняет постоянное направление. Рекуперативные теплообменники являются в основном аппаратами непрерывного действия. Они разнообразны по конструкциям и материалному исполнению. В табл. 6.1.1 дается классификация рекуперативных теплообменников.

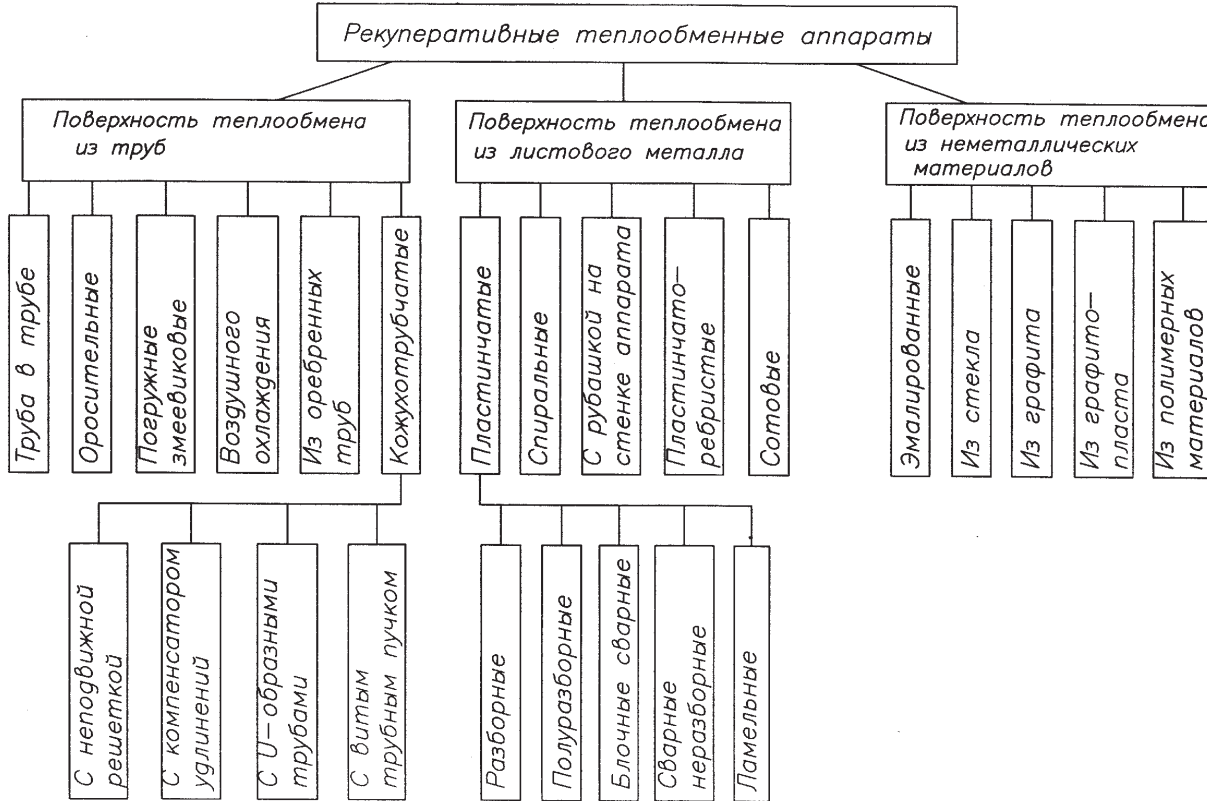
В зависимости от конкретных условий работы требования к промышленным теплообменным аппаратам весьма разнообразны. Учитывая большой диапазон температур и давлений рабочих сред, а также разнообразие их свойств при различных условиях, можно выделить следующие основные требования, которым должны удовлетворять современные теплообменные аппараты:

1. Аппарат должен обеспечить передачу требуемого количества тепла от одной среды к другой с получением необходимых конечных температур и при возможно большей интенсивности теплообмена.
2. При заданных термодинамических параметрах рабочих сред (давлении, температуре, объемах) и при различных агрегатных состояниях аппарат должен быть работоспособным и достаточно надежным в работе.
3. Аппарат должен работать стабильно при изменении в процессе теплообмена физических, а возможно, и химических, свойств рабочей среды: ее вязкости, плотности, теплопроводности, фазового состояния и т. д.
4. Поверхность теплообмена и другие элементы конструкции аппарата, омываемые рабочей средой, должны обладать достаточной химической стойкостью к ее агрессивному воздействию.

6.1.1. Характеристики процессов теплообмена и промышленных теплоносителей

Перенос теплоты от более нагретой среды к менее нагретой через разделяющую их стенку называют *теплопередачей*. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более нагретого и менее нагретого тела.

Классификация рекуперативных теплообменников



Вид расчетной формулы для определения среднего температурного напора Δt зависит от направлений взаимного движения рабочих сред, которые могут быть следующими: прямоток, противоток, однократно перекрестный, многократно перекрестный, параллельно смешанный и последовательно смешанный ток.

При прямотоке, противотоке и при постоянной температуре одной из сред *средний температурный напор*, называемый также *средней разностью температур*, определяют как среднелогарифмический по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (6.1.1.1)$$

где Δt_{σ} и $\Delta t_{\text{м}}$ — соответственно большая и меньшая разности температур между теплоносителями на концах теплообменника.

При отношении $\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,7$ среднюю разность температур можно определить как среднеарифметическую:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (6.1.1.2)$$

В теплообменных аппаратах противоток имеет ряд преимуществ по сравнению с прямотоком, поэтому его следует применять во всех случаях, когда этому не препятствуют требования технологии или эксплуатации. При противотоке конечная температура нагреваемого теплоносителя может быть выше конечной температуры горячего теплоносителя, при прямотоке этого достичь невозможно.

При перекрестном токе и в других, более сложных схемах движения теплоносителей среднюю разность температур определяют как среднюю разность температур при противотоке, умноженную на поправочный коэффициент, значения которого приведены в справочниках по теплопередаче.

Теплообмен между телами представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами. Существует три принципиально различных способа передачи тепла: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Теплопроводность представляет собой перенос тепла вследствие беспорядочного движения элементарных частиц. **Конвекция** — перенос тепла вследствие движения и перемешивания макроскопических объемов газа или жидкости. **Тепловое излучение** — процесс распространения электромагнитных колебаний с различной длиной волн, обусловленный тепловым движением атомов или молекул излучающего тела. В реальных условиях тепло передается не каким-либо одним из указанных выше способов, а комбинированным путем.

Для расчета теплообменных аппаратов широко используют кинетическое уравнение, которое выражает связь между количеством передаваемого в единицу времени тепла Q от одного теплоносителя другому и поверхностью F теплопередачи, называемое *основным уравнением теплопередачи*:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (6.1.1.3)$$

где K — кинетический коэффициент (коэффициент теплопередачи), характеризующий скорость переноса теплоты и показывающий, какое количество тепла передается от горячего теплоносителя к холодному через единицу поверхности в единицу времени при разности температур в один градус; Δt — средняя разность температур между теплоносителями, определяемая по уравнению (6.1.1.1) или (6.1.1.2).

Тепловой поток Q обычно определяют из теплового баланса, при этом, в общем случае, без учета потерь тепла в окружающую среду $Q = Q_1 = Q_2$, где

$$Q_1 = G_1 \cdot (H_{1н} - H_{1к}), \quad Q_2 = G_2 \cdot (H_{2н} - H_{2к}), \quad (6.1.1.4)$$

здесь G_1 и G_2 — расход соответственно горячего и холодного теплоносителей, $H_{1н}$ и $H_{1к}$ — начальная и конечная энтальпии горячего теплоносителя, $H_{2н}$ и $H_{2к}$ — начальная и конечная энтальпии холодного теплоносителя.

Если теплоносители не меняют своего агрегатного состояния в процессе теплопередачи (процессы нагревания и охлаждения), то уравнение теплового баланса принимает следующий вид:

$$Q = G_1 c_1 \cdot (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_2 \cdot (t_{2н} - t_{2к}), \quad (6.1.1.5)$$

где c_1 и c_2 — теплоемкости горячего и холодного теплоносителей при средней температуре теплоносителей, $t_{1н}$ и $t_{1к}$ — начальная и конечная температура горячего теплоносителя, $t_{2н}$ и $t_{2к}$ — начальная и конечная температура холодного теплоносителя.

Если необходимо учесть потери тепла в окружающую среду, то полученное по уравнению (6.1.1.4) или (6.1.1.5) значение Q следует повысить на величину этих потерь. Обычно потери тепла в окружающую среду не превышают 3–5 % от Q .

Основное уравнение теплопередачи обычно используют для определения поверхности теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}. \quad (6.1.1.6)$$

Таким образом, чтобы рассчитать необходимую для проведения теплового процесса поверхность теплопередачи, нужно, помимо теплового потока, определяемого по уравнению (6.1.1.4) или (6.1.1.5), и средней разности температур, определяемой по уравнению (6.1.1.1) или (6.1.1.2), определить коэффициент теплопередачи K , значения которого зависят от целого ряда факторов, в том числе от вклада в общую скорость процессов переноса теплоты скоростей отдельных видов переноса — теплопроводности, теплового излучения, конвекции.

Коэффициент теплопередачи может быть найден по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{zar}}, \quad (6.1.1.7)$$

где δ_{cm} — толщина стенки, λ_{cm} — коэффициент теплопроводности материала стенки, α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи для внутренней и внешней стороны стенки, R_{zar} — термическое сопротивление, учитывающее загрязнения с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.).

Значения λ_{cm} и R_{zar} находят из справочников, коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 вычисляют по эмпирическим уравнениям, рекомендованным для конкретного случая, они показывают, какое количество тепла отдается от теплоносителя к 1 м^2 стенки (или от 1 м^2 стенки к теплоносителю) в единицу времени при разности температур стенки и теплоносителя в один градус.

Из формулы (6.1.1.7) следует, что величина коэффициента теплопередачи всегда будет меньше меньшего из значений коэффициентов теплоотдачи, поэтому при проектировании теплообменников для снижения площади теплопередающей поверхности необходимо стремиться увеличивать меньшее значение коэффициента теплоотдачи.

В зависимости от назначения производственных процессов в рекуперативных теплообменниках в качестве теплоносителей могут применяться различные газообразные

и жидкие тела. Наиболее распространенным газообразным теплоносителем является насыщенный водяной пар. Он имеет целый ряд положительных качеств: высокая величина удельной теплоемкости, пожаровзрывобезопасность, при конденсации обеспечивается большая величина коэффициента теплоотдачи со стороны насыщенного пара (несколько десятков тысяч $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$), постоянство температуры конденсации при заданном давлении облегчает поддержание постоянного температурного режима. Основным недостатком водяного пара является неизбежное и значительное повышение давления с ростом температуры, поэтому его применяют для нагрева до 170–180 °С.

С целью повышения температуры нагрева применяют дымовые, или топочные, газы. Их достоинством является высокая температура нагрева (от 180 до 1000 °С). Однако дымовые газы имеют целый ряд недостатков: низкий коэффициент теплоотдачи (60–120 $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$), малая величина удельной теплоемкости, пожароопасность, неравномерный обогрев.

Среди жидких теплоносителей наиболее распространенными являются:

1. *Горячая вода* — неагрессивна, пожаробезопасна, легко транспортируется, доступна, обеспечивает высокий коэффициент теплоотдачи (до 8000 $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$). Нагрев горячей водой осуществляется до 100 °С при давлении 0,1 МПа и до 374 °С при давлении 22,5 МПа.

2. *Минеральные масла* (цилиндровое, компрессорное) — обеспечивают нагрев до 250 °С, но пожароопасны, загрязняют атмосферу, коэффициент теплоотдачи меньше, чем у воды (до 3000 $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$).

3. *Высокотемпературные органические теплоносители* (этиленгликоль, глицерин, дифенильная смесь, полиметилсилоксаны) — обеспечивают нагрев до 380 °С, коэффициент теплоотдачи до 2000 $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$, дорогостоящие.

4. *Расплавы металлов* Na, K, Pb, Hg — обеспечивают нагрев до 800 °С, имеют высокий коэффициент теплоотдачи (до 8000 $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$). Однако их пары ядовиты, поэтому аппаратура должна быть абсолютно герметична.

5. *Расплавы солей* NaNO_2 , NaNO_3 , KNO_3 — обеспечивают нагрев до 550 °С, коэффициент теплоотдачи до 3000 $\frac{Вт}{м^2 \cdot \text{град}}$.

6.1.2. Змеевиковые, оросительные, двухтрубные и кожухотрубные теплообменники, аппараты воздушного охлаждения

Змеевиковые теплообменники являются одним из самых старых типов теплообменного погружного оборудования. Они представляют собой цилиндрическую или плоскую спираль, изготовленную из трубы и помещенную в сосуд, через который проходит один из теплоносителей. Другой теплоноситель вводится в трубу змеевика. На рис. 6.1.2.1 представлена типовая конструкция змеевикового теплообменника. Спираль 2 крепится с помощью уголка 3 и хомута 4 на кожухе сосуда 1.

Положительными качествами погружных теплообменников являются простота конструкции, дешевизна, возможность изготовления из любых материалов, способность змеевика выдерживать высокие давления и малая чувствительность к нарушению режима работы.

Отрицательными качествами данных аппаратов являются низкая интенсивность теплоотдачи в межтрубном пространстве, высокая металлоемкость, большое гидравлическое

сопротивление трубного пространства, поэтому рекомендуют скорость движения жидкостей в змеевике в пределах 0,5–1 м/с, газов — 5–12 м/с. Поверхность теплообмена обычно не превышает 10–15 м².

Для интенсификации теплоотдачи в межтрубном пространстве устанавливают перемешивающие устройства, а для снижения гидравлического сопротивления змеевика его делают многозаходным.

Если в качестве горячего теплоносителя в теплообменнике используется насыщенный водяной пар, то отношение длины змеевика к его диаметру не должно превышать определенного предела. При давлении 0,2–0,5 МПа это отношение не должно быть больше 200–275. В противном случае скопление конденсата в нижней части змеевика вызовет значительное снижение интенсивности теплообмена при существенном увеличении гидравлического сопротивления.

Змеевик в аппарате размещают так, чтобы он весь по высоте находился в жидкости, не касаясь при этом стенок аппарата, и со всех сторон имел расстояние $(2-5)t$ м до стенок аппарата. Шаг объемной спирали рекомендуют в пределах — $t = (0,5 - 2,0)d$, где d — наружный диаметр трубы змеевика.

Диаметр витка змеевика при известном диаметре аппарата D будет равен $D_3 = D - (2 - 5)t$.

Полная длина труб теплообменника определяется как $L = F/(\pi d_p)$, где d_p — расчетный диаметр трубы змеевика, F — поверхность теплопередачи, определяемая из основного уравнения теплопередачи. Высота змеевика $H = t \cdot N$, где N — число витков.

Оросительные теплообменники состоят из нескольких рядов труб, расположенных одна над другой, по наружной поверхности которых тонкой пленкой стекает охлаждающая их вода (рис. 6.1.2.2). Трубы 3, через которые прокачивается охлаждаемая рабочая среда, соединены коленами 2. Для распределения орошающей воды над верхней трубой устанавливается ороситель 1, как правило, желобковый или трубчатый. В трубчатых оросителях вода вытекает многочисленными струями через отверстия трубы, в желобковых — через прорезы в верхней кромке желоба. При большом числе труб в ряду или большом расстоянии между ними оросители можно устанавливать и между рядами труб. Внизу теплообменника расположен поддон 4 для сбора воды.

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 теплообменниках других конструкций. Однако при этом происходит необратимая потеря воды на испарение.

Для избежания сильного увлажнения воздуха в помещении, оросительные теплообменники обычно устанавливают на открытом воздухе. По этой же причине, если оросительные теплообменники необходимо установить в помещении, их приходится помещать в громоздкие кожухи, которые подключают к системе вытяжной вентиляции. К недостаткам этих

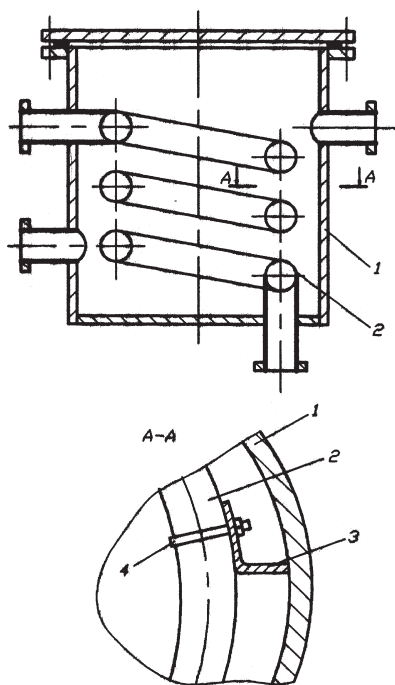


Рис. 6.1.2.1. Змеевиковый теплообменник:

1 — кожух теплообменника;
2 — спираль; 3 — уголок; 4 — хомут

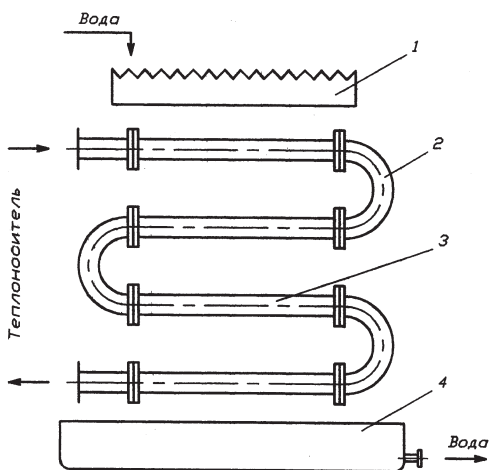


Рис. 6.1.2.2. Оросительный теплообменник:

1 — ороситель; 2 — колено (калач); 3 — трубы;
4 — поддон

тально соединенных трубчатых элементов, образованных двумя вставленными одна в другую трубами (рис. 6.1.2.3). Часто их называют теплообменниками типа «труба в трубе». Один теплоноситель движется по внутренним трубам 3, а другой по кольцевому зазору между внутренними 3 и внешними 2 трубами. Внутренние трубы (обычно диаметром 57–108 мм) соединяются калачами 1, а внешние трубы, имеющие диаметр 76–159 мм, — патрубками 4.

При подборе диаметра внешней трубы в этих теплообменниках можно легко получить небольшую площадь поперечного сечения межтрубного пространства и добиться высоких скоростей и коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон внутренней трубы даже при малых расходах теплоносителей. Они обеспечивают осуществление противотока и могут приме-

теплообменников следует отметить также громоздкость, неравномерность смачивания наружной поверхности труб, нижние ряды которых могут вообще не смачиваться и практически не участвовать в теплообмене. Поэтому, несмотря на простоту изготовления, легкость чистки наружных стенок труб и другие достоинства, оросительные теплообменники находят ограниченное применение.

В химической промышленности подобные теплообменники используются для охлаждения химически агрессивных сред, например серной кислоты, поскольку они просты в изготовлении и могут быть выполнены из коррозионностойких дешевых материалов.

Двухтрубные теплообменники состоят из нескольких последова-

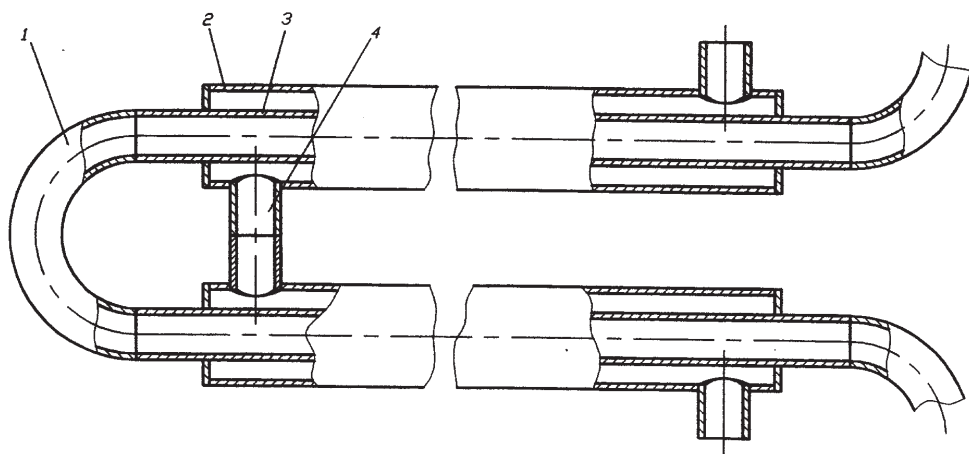


Рис. 6.1.2.3. Двухтрубный теплообменник: 1 — колесо (калач); 2 — внешние трубы; 3 — внутренние трубы;
4 — патрубки

няться не только как холодильники и конденсаторы, но и как нагреватели. При значительных расходах теплоносителей двухтрубные теплообменники состояются из нескольких секций, включенных параллельно.

Если условия эксплуатации не требуют очистки трубного и межтрубного пространства, то теплообменники делают цельносварными, неразъемными. Конструкция отличается простотой и удобством в эксплуатации. Если трубы в ходе эксплуатации приходится чистить, то теплообменники делают разборными, на фланцах. Цельносварную конструкцию теплообменника применяют при разности температур стенок труб не больше 70 °С.

Для интенсификации процесса теплоотдачи со стороны межтрубного пространства используют оребренные внутренние трубы. Обычно используют теплообменники с поверхностью теплопередачи от 10 до 100 м². Диапазон рабочих температур составляет от –30 до + 300 °С, давлений — до 40 МПа.

Недостатком теплообменников данной конструкции является высокая удельная металлоемкость, громоздкость.

К о ж у х о т р у б н ы е (или кожухотрубчатые) теплообменники относятся к числу наиболее распространенных в промышленности рекуперативных теплообменных аппаратов.

Они изготавливаются с поверхностью теплообмена от 1 до 4000 м². Используются практически во всех химических и нефтехимических производствах для проведения процессов нагревания, охлаждения, испарения и конденсации. На рис. 6.1.2.4а показан кожухотрубный теплообменник жесткой конструкции, который состоит из корпуса (кожуха) 1 и приваренных к нему трубных решеток 2. В трубных решетках закреплен пучок труб 3. К трубным решеткам крепятся на болтах крышки 4. Стык между крышками и трубными досками уплотняется с помощью прокладок.

В кожухотрубных теплообменниках одна из обменивающихся теплом сред движется по трубам (в трубном пространстве), а другая — в межтрубном пространстве, омывая наружную поверхность труб.

В теплообменнике, представленном на рис. 6.1.2.4а, теплоноситель, движущийся в трубном пространстве, проходит его за один проход. Поэтому он называется *одноходовым*. В одноходовых теплообменниках скорость движения среды по трубкам сравнительно невелика, поэтому они характеризуются пониженным коэффициентом теплопередачи. Для увеличения коэффициента теплоотдачи со стороны трубного пространства в крышках теплообменника устанавливаются продольные перегородки, при этом увеличивается число ходов по трубному пространству. Промышленностью выпускаются двух-, четырех- и шестиходовые теплообменники.

Поскольку интенсивность теплоотдачи при поперечном обтекании труб теплоносителем выше, чем при продольном, в межтрубном пространстве теплообменника устанавливают

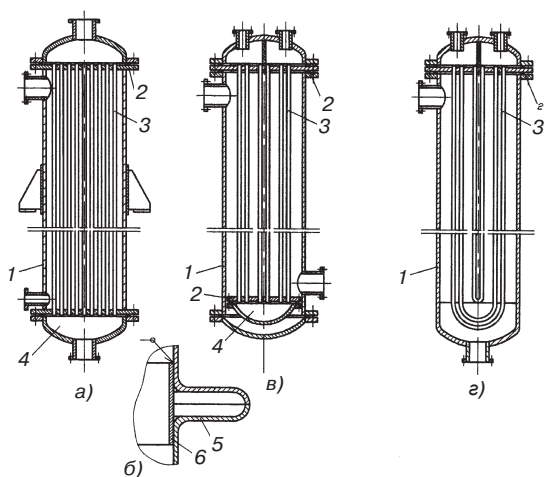


Рис. 6.1.2.4. Кожухотрубные теплообменники:

- а — кожухотрубный теплообменник жесткой конструкции;
 б — линзовый компенсатор; в — теплообменник с плавающей головкой; г — теплообменник с U-образными трубами;
 1 — кожух; 2 — трубная решетка; 3 — трубный пучок;
 4 — крышка; 5 — линзовый компенсатор; 6 — втулка

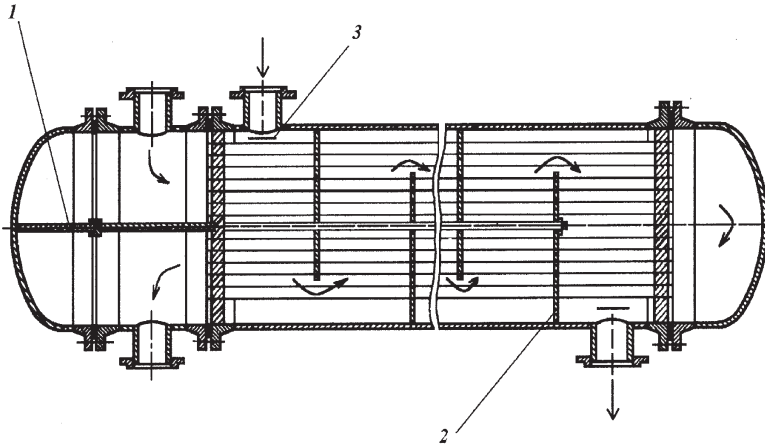


Рис. 6.1.2.5. Двухходовой кожухотрубный теплообменник жесткой конструкции с перекрестным ходом по межтрубному пространству: 1 — продольная перегородка по трубному пространству; 2 — поперечные перегородки по межтрубному пространству; 3 — отбойник

зафиксированные стяжками поперечные сегментные перегородки, обеспечивающие зигзагообразное по длине аппарата движение теплоносителя в межтрубном пространстве. Перегородки могут быть также дисковыми и кольцевыми.

На входе теплоносителя в межтрубное пространство часто устанавливается отбойник — круглая или прямоугольная пластина, предохраняющая трубы от местного эрозийного изнашивания.

На рис. 6.1.2.5 показан двухходовой теплообменник жесткой конструкции с продольной перегородкой по трубному пространству 1 и поперечными перегородками по межтрубному пространству 2. Поперечные перегородки 2 собираются на прутках и привариваются к ним или укрепляются с помощью дистанционных трубок и гаек.

Диаметр отверстий для труб в перегородках делается на 2–5 % больше наружного диаметра труб. Зазор между перегородками и кожухом стремятся сделать минимальным. Толщина перегородок составляет 3–12 мм. Расстояние между перегородками бывает различным в зависимости от требуемой скорости теплоносителя в межтрубном пространстве. Оно обычно берется в пределах от 0,2 до 1,0 внутреннего диаметра кожуха. Технические требования к кожухотрубчатым теплообменникам регламентированы ГОСТ Р 53677 (Нефтяная и газовая промышленность. Кожухотрубчатые теплообменники. Технические требования).

Варианты соединения кожуха и трубных решеток могут быть самыми разнообразными. На рис. 6.1.2.6 приведены некоторые из них. Сложность крепления трубных решеток на кожухе теплообменника жесткой конструкции

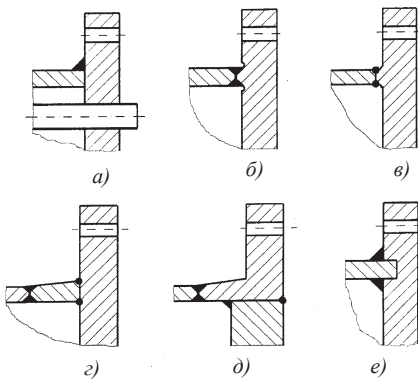


Рис. 6.1.2.6. Варианты соединения кожуха и трубных решеток: а — встык;

б — на утолщенной шейке; в — на выступе; г — встык с использованием промежуточной цапги; д — на фланце; е — со сваркой в паз

заключается в необходимости соединения деталей разной толщины, что приводит к возникновению краевых сил и моментов в материале корпуса, усложняет проведение сварки.

Теплообменники жесткой конструкции применяют только при незначительной разности температур теплоносителей (разность температур кожуха и трубок не должна превышать 40–50 °С). При большей разности температурные напряжения необходимо компенсировать, например, с помощью установки линзового компенсатора 5 на кожухе 1 (рис. 6.1.2.4б). Чтобы внутренняя полость компенсатора не забивалась шламом, что препятствует расширению и сжатию линзы, к корпусу 1 приваривается втулка 6 со стороны движения потока.

Линза компенсатора сваривается из двух торовых полулинз. Полулинзы штампуются из заготовок типа шайбы. Наружный диаметр линзы обычно больше диаметра кожуха на 200 мм. Линзы можно сваривать в группы по 2, 3, 4, 5 и 6 штук подряд. Одна линза допускает растяжение или сжатие кожуха до 8 мм.

Теплообменники с линзовым компенсатором применяют при давлении до 1,6 МПа. При более высоком давлении приходится применять линзы с большей толщиной стенки, что в свою очередь увеличивает их жесткость и резко снижает компенсирующую способность. Поэтому при давлении выше 1,6 МПа обычно применяют теплообменники с U-образными трубами (рис. 6.1.2.4з) или плавающей головкой (рис. 6.1.2.4е).

В теплообменнике с U-образными трубами обеспечивается свободное удлинение труб, что исключает возможность появления температурных напряжений вследствие разности температур труб и корпуса. При U-образной форме труб затруднена механическая чистка их внутренней поверхности, наружная поверхность труб также неудобна для чистки, поэтому теплообменники с U-образными трубами применяют для чистых сред. На рис. 6.1.2.7 показан узел соединения трубной решетки 2 с крышкой 1 и фланцем 4 обечайки теплообменника.

В кожухотрубных теплообменниках с плавающей головкой (рис. 6.1.2.4е) трубный пучок со стороны плавающей головки не связан с корпусом и свободно меняет длину при изменении температуры труб. Это устраняет температурные напряжения в конструкции. В теплообменных аппаратах с подвижной решеткой можно выполнять ремонт, замену трубного пучка, механическую чистку труб снаружи. Однако следует заметить, что конструкция аппаратов с плавающей головкой относительно сложна, для их изготовления требуется большой расход металла на единицу поверхности теплообмена, при работе аппарата плавающая головка недоступна для осмотра. На рис. 6.1.2.8 показаны варианты выполнения плавающей головки.

Установка перегородок в распределительной камере и плавающей головке увеличивает число ходов по трубному пространству.

Для стальных теплообменников наиболее широко применяют греющие трубки с наружным диаметром 20, 25, 38 и 57 мм. При работе с агрессивными средами используют трубки из легированных и коррозионностойких сталей, меди, титана, алюминия, графита. В этих случаях возможны отклонения диаметров трубок от указанных выше, например медные трубки чаще имеют диаметр 6 мм.

Наиболее распространено крепление труб в трубной решетке развальцовкой (рис. 6.1.2.9 а), производимой путем пластической деформации конца труб специальным

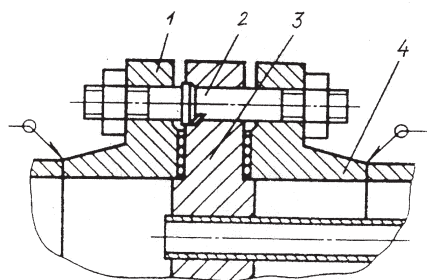


Рис. 6.1.2.7. Крепление трубной решетки в теплообменнике с U-образными трубами:
1 — фланец крышки; 2 — шпилька;
3 — трубная решетка; 4 — фланец обечайки

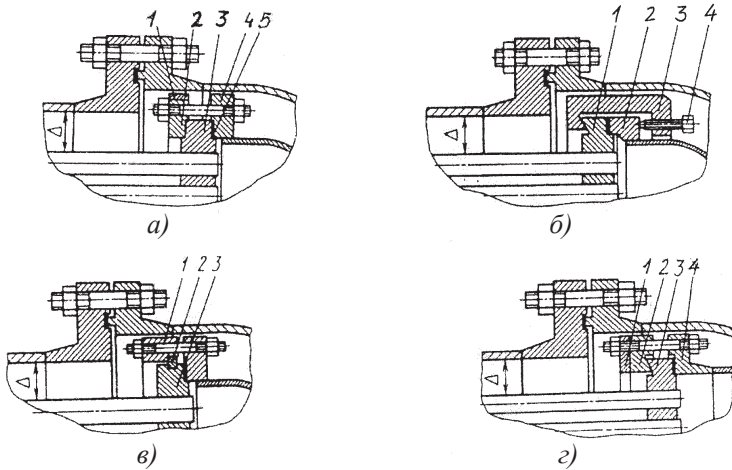


Рис. 6.1.2.8. Варианты выполнения плавающей головки кожухотрубного теплообменника: *а* — разрезным фланцем: 1 — ограничительное кольцо; 2 — разрезной фланец; 3 — трубная решетка; 4 — крышка с фланцем; 5 — уплотняющая прокладка; *б* — разрезной фланцевой скобой: 1 — трубная решетка; 2 — крышка с фланцем; 3 — фланцевая скоба (два полукольца); 4 — прижимной винт; *в* — разрезным кольцом: 1 — накладной фланец; 2 — разрезное кольцо; 3 — крышка с фланцем; 4 — разрезным стяжным кольцом: 1 — накладка; 2 — разрезное кольцо; 3 — трубная решетка; 4 — крышка с фланцем

инструментом — вальцовкой. При давлении сред внутри теплообменника более 0,6 МПа для обеспечения герметичности соединения используют развальцовку в канавки и отбортовку труб (рис. 6.1.2.9б). В этом случае на внутренних поверхностях отверстий в решетках делают канавки глубиной 0,5–0,8 мм. При развальцовке материал трубы начинает течь, заполняя канавки решетки. Благодаря этому соединение оказывает максимальное сопротивление вырыву труб из решетки, становится более плотным (герметичным).

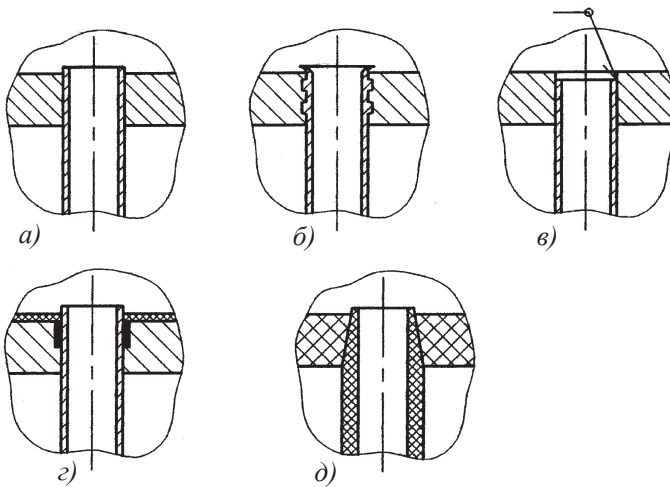


Рис. 6.1.2.9. Крепление труб в трубной решетке: *а* — гладкая развальцовка; *б* — развальцовка в канавки с отбортовкой; *в* — приварка труб; *г* — пайка мягким припоем; *д* — склеивание

Прочность развальцованного соединения оценивают по величине удельной нагрузки q , приходящейся на единицу длины развальцовки:

$$q = \frac{Q_T}{n \cdot \pi \cdot d_H \cdot l} \leq [q],$$

где Q_T — суммарные усилия, действующие в трубах, d_H — наружный диаметр трубки, n — количество трубок, $[q]$ — допускаемая удельная нагрузка, l — глубина развальцовки.

Для обеспечения прочности развальцовки удельная нагрузка не должна превышать $[q] = 14,7$ МН/м² для гладко развальцованных труб, $[q] = 29,4$ МН/м² при развальцовке труб в отверстиях с канавками, $[q] = 39,2$ МН/м² при развальцовке труб с отбортовкой.

Из соображений надежности вальцовки толщина стальных трубных досок делается не менее $s_T = \frac{d_H}{8} + 5$ мм.

Приварка труб к решетке используется при высоких давлениях и температурах, а также в том случае, когда требуется повышенная герметичность соединения (рис. 6.1.2.9в). Обварка без развальцовки не рекомендуется, так как при этом возникают условия для щелевой коррозии, двухсторонней коррозии сварного шва.

Пайка и заливка труб мягким припоем (рис. 6.1.2.9з) используется при изготовлении медной аппаратуры.

Трубы из полимерных материалов и графита соединяются с трубными решетками склеиванием (рис. 6.1.2.9д).

Применяют три основных способа разбивки греющих труб в трубных решетках: по вершинам равносторонних треугольников (рис. 6.1.2.10а), по вершинам квадратов (рис. 6.1.2.10б) и по окружностям (рис. 6.1.2.10в).

Наиболее часто применяется разбивка по вершинам треугольников, позволяющая равномерно разместить наибольшее число труб в трубной решетке. Разбивка по вершинам квадратов делает межтрубное пространство более доступным для чистки. Величина зазора между трубами при разбивке по вершинам треугольников — $\Delta = 0,866 \cdot t - d$, где t — расстояние между осями соседних труб (шаг), d — наружный диаметр труб. Величина зазора при разбивке по вершинам квадратов — $\Delta = t - d$. Шаг принимается в пределах (1,25 – 1,3) d .

При разбивке по вершинам треугольников размеченная площадь, занимаемая трубами, представляет собой правильный шестиугольник. При числе труб в пучке более 127, что соответствует 13 трубам по диаметру трубной доски, необходимо в сегментах между крайними рядами труб и кожухом размещать дополнительные трубы. Это позволяет разместить

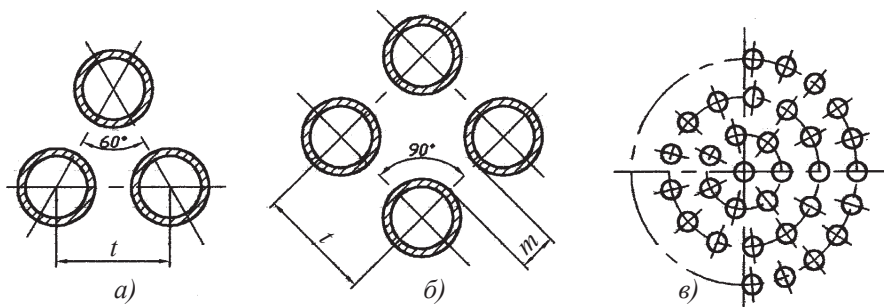


Рис. 6.1.2.10. Разбивка труб в трубной решетке: а — по вершинам равносторонних треугольников; б — по вершинам квадратов; в — по концентрическим окружностям

в кожухе максимально возможное число труб и исключить каналы, по которым теплоноситель в межтрубном пространстве мог бы проходить, минуя трубы.

Число труб, размещающихся в шестиугольнике, — $n = 3 \cdot a(a - 1) + a$, где a — число труб на стороне шестиугольника, а число труб, помещающихся по диагонали шестиугольника (по диаметру трубного пучка), — $b = 2 \cdot a - 1$. Если известно число труб, размещающихся по диагонали шестиугольника b , то общее число труб в шестиугольнике можно определить по формуле

$$n = \frac{3 \cdot b^2 + 1}{4}.$$

Диаметр кожуха теплообменника берется таким, чтобы внутри него по диаметру расположилось необходимое число труб n и остались небольшие зазоры между трубами и кожухом: $D = t \cdot (b - 1) + d + 2 \cdot (t - d)$.

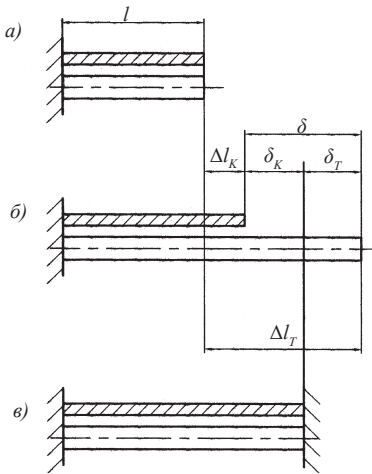


Рис. 6.1.2.11. Схема температурных деформаций трубок и корпуса теплообменника: а — корпус и трубки при сборке; б — свободная деформация корпуса и трубок при рабочих температурах; в — совместная деформация корпуса и трубок при рабочих температурах

величину $\Delta l_T = \alpha_T \cdot l \cdot (t_r - t_s)$, а удлинение корпуса составит $\Delta l_K = \alpha_K \cdot l \cdot (t_k - t_s)$, где α_K и α_T соответственно коэффициенты линейного расширения материала трубок и корпуса.

Если бы трубки и корпус не были связаны между собой трубной решеткой, то между ними возник бы зазор (рис. 6.1.2.11 б):

$$\delta = \delta_T - \delta_K = l \cdot (\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K), \tag{6.1.2.1}$$

где $\Delta t_T = t_r - t_s$, $\Delta t_K = t_k - t_s$.

В действительности, трубки и корпус жестко связаны между собой. Поскольку целостность конструкций не должна нарушаться, то трубки будут сжаты на величину δ_T , а корпус растянут на величину δ_K (рис. 6.1.2.11 в). При этом вполне очевидно, что $\delta = \delta_T + \delta_K$.

Усилие сжатия трубок Q'_T будет равно усилию растяжения корпуса Q'_K , и эти нагрузки и будут составлять температурное усилие Q' , возникающее в конструкции: $Q' = Q'_T = Q'_K$.

Диаметр кожуха округляется до ближайшего нормализованного размера.

Температурные напряжения в теплообменниках жесткой конструкции возникают при различной температуре труб и кожуха, а также когда трубы и кожух изготовлены из разных материалов, коэффициенты линейного расширения которых сильно отличаются.

Рассмотрим случай, когда трубы имеют более высокую температуру, чем кожух $t_T > t_K$.

Примем следующие допущения: трубы и корпус являются абсолютно устойчивыми в продольном направлении, т. е. они испытывают только напряжения сжатия и растяжения; трубные решетки являются абсолютно жесткими недеформируемыми основаниями, вследствие чего нагрузка распределяется равномерно на все трубы.

Сборка теплообменника осуществляется при температуре окружающей среды ($t_s = 20^\circ\text{C}$), при этом трубы и корпус имеют одинаковую длину l (рис. 6.1.2.11 а).

После подачи в аппарат рабочих сред температуры труб (t_r) и корпуса (t_k) изменяются, происходит удлинение труб и кожуха. Трубы удлиняются на величину Δl_T , а корпус — на Δl_K .

По закону Гука, усилия и деформации труб и корпуса связаны между собой зависимостями:

$$\delta_T^t = \frac{Q^t \cdot l}{E_T \cdot F_T}; \quad \delta_K^t = \frac{Q^t \cdot l}{E_K \cdot F_K},$$

где E_T и E_K — модули упругости материалов труб и корпуса; F_T и F_K — площади поперечного сечения труб и корпуса.

Подставив значения δ , δ_T^t , δ_K^t в уравнение (6.1.2.1), получим

$$l \cdot (\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K) = \frac{Q^t \cdot l}{E_T \cdot F_T} + \frac{Q^t \cdot l}{E_K \cdot F_K}$$

и преобразуем данное выражение относительно Q^t

$$Q^t = \frac{\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K}{\frac{1}{E_T \cdot F_T} + \frac{1}{E_K \cdot F_K}}.$$

Площади поперечного сечения труб и корпуса могут быть определены по зависимостям: $F_T = \frac{\pi}{2} \cdot n \cdot (d_n^2 - d_s^2)$, $F_K = \pi \cdot D_{cp} \cdot s$, где n — число труб; d_n и d_s — наружный и внутренний диаметр труб; D_{cp} — средний диаметр корпуса; s — толщина стенки корпуса.

Температурные напряжения в трубах и корпусе можно записать в следующем виде:

$$\sigma_T^t = \frac{Q^t}{F_T} = \frac{(\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K) \cdot E_T \cdot E_K \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K}, \quad (6.1.2.2)$$

$$\sigma_K^t = \frac{Q^t}{F_K} = \frac{(\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K) \cdot E_T \cdot E_K \cdot F_T}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K}. \quad (6.1.2.3)$$

В случае, если трубы и корпус выполнены из одного материала ($\alpha_T = \alpha_K = \alpha$, $E_T = E_K = E$), то формулы (6.1.2.2) и (6.1.2.3) упрощаются:

$$\sigma_T^t = \frac{\alpha \cdot (\Delta t_T - \Delta t_K) \cdot E \cdot F_K}{F_T + F_K}, \quad \sigma_K^t = \frac{\alpha \cdot (\Delta t_T - \Delta t_K) \cdot E \cdot F_T}{F_T + F_K}.$$

Следует отметить, что температурные напряжения не зависят от длины теплообменника.

Из уравнений (6.1.2.2) и (6.1.2.3) следует, что температурные напряжения обратно пропорциональны площадям поперечного сечения труб и корпуса:

$$\frac{\sigma_T^t}{\sigma_K^t} = \frac{F_K}{F_T}.$$

Обычно в кожухотрубных теплообменниках площадь поперечного сечения корпуса намного меньше площади поперечного сечения трубного пучка, поэтому напряжения в корпусе существенно превышают напряжения в трубах.

Кроме температурных усилий, в трубах и корпусе теплообменника будут возникать усилия, обусловленные действием давления (рис. 6.1.2.12).

Осевое усилие, растягивающее корпус и трубы:

$$Q^P = Q_1 - Q_2 + Q_3, \quad (6.1.2.4)$$

где $l \cdot (\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K) = \frac{Q^t \cdot l}{E_T \cdot F_T} + \frac{Q^t \cdot l}{E_K \cdot F_K}$ — усилие на трубную решетку от давления в межтрубном пространстве; $l \cdot (\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K) = \frac{Q^t \cdot l}{E_T \cdot F_T} + \frac{Q^t \cdot l}{E_K \cdot F_K}$ — усилие на трубную

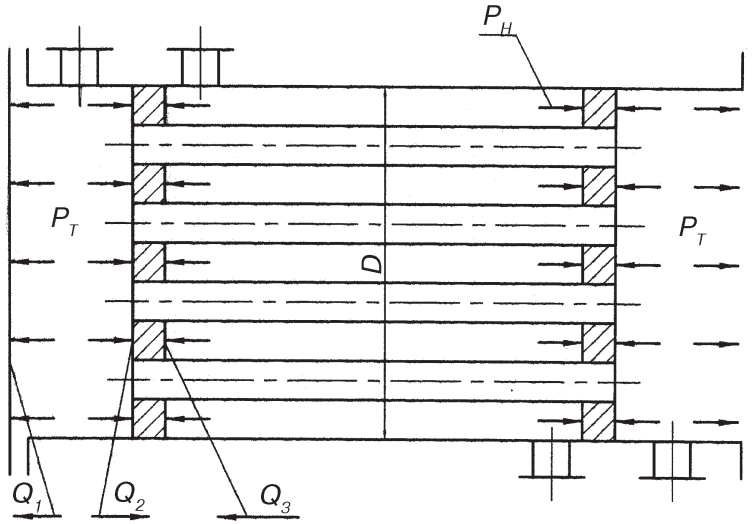


Рис. 6.1.2.12. Схема к расчету усилий от внутреннего давления

решетку от давления в трубном пространстве; $l \cdot (\alpha_t \cdot \Delta t_t - \alpha_k \cdot \Delta t_k) = \frac{Q^t \cdot l}{E_t \cdot F_t} + \frac{Q^t \cdot l}{E_k \cdot F_k}$ — усилие на днище от давления в трубном пространстве.

В вышеприведенных уравнениях D — внутренний диаметр аппарата; p_M и p_T — давление в межтрубном и трубном пространствах.

Подставляя значения всех усилий в уравнение (6.1.2.4) и проведя некоторые упрощения, получим:

$$Q^p = p_M \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - n \cdot d_n^2) + p_T \cdot \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot d_b^2.$$

Суммарное усилие Q^p будет распределяться между корпусом и трубами, причем очевидно, что

$$Q^p = Q_k^p + Q_t^p. \tag{6.1.2.5}$$

Усилия Q_k^p и Q_t^p вызывают в корпусе и трубах упругие деформации. Принимая, как и прежде, трубные решетки абсолютно жесткими и недеформируемыми, запишем уравнение совместности деформаций

$$\delta_k^p = \delta_t^p. \tag{6.1.2.6}$$

Согласно закону Гука, удлинение корпуса и труб от действия внутреннего избыточного давления составит

$$\delta_k^p = \frac{Q_k^p \cdot l}{E_k \cdot F_k}, \quad \delta_t^p = \frac{Q_t^p \cdot l}{E_t \cdot F_t}.$$

Подставляя данные зависимости в уравнение совместности деформаций (6.1.2.6) и с учетом уравнения (6.1.2.5), получим выражения для определения усилий, обусловленных действием давления в трубах и корпусе:

$$Q_t^p = Q^p \cdot \frac{E_t \cdot F_t}{E_t \cdot F_t + E_k \cdot F_k}, \quad Q_k^p = Q^p \cdot \frac{E_k \cdot F_k}{E_t \cdot F_t + E_k \cdot F_k}.$$

Напряжения, возникающие в трубах и корпусе в результате действия давления, будут равны

$$\sigma_T^p = \frac{Q_T^p}{F_T} = \frac{Q^p \cdot E_T}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K}, \quad \sigma_K^p = \frac{Q_K^p}{F_K} = \frac{Q^p \cdot E_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K}.$$

Следует отметить, что напряжения, возникающие в результате действия давления, всегда являются растягивающими как в трубах, так и в корпусе, в то время как температурные напряжения в трубах в рассматриваемом случае являются сжимающими, а в корпусе — растягивающими.

Суммарные напряжения в трубах и корпусе в результате разных температур и разных давлений будут определяться как $\sigma_T = \sigma_T^p - \sigma_T^t$, $\sigma_K = \sigma_K^p + \sigma_K^t$. Условие прочности будет выполняться, если суммарные напряжения будут меньше допускаемых с учетом коэффициента запаса прочности сварных швов. Если корпус будет работать под действием осевых сжимающих сил, то он должен быть проверен на устойчивость по ГОСТ 14249.

Как уже было отмечено, теплообменники жесткой конструкции используются в большинстве случаев при разности температур между корпусом и трубами не более 40–50 °С. При большем перепаде температур напряжения в корпусе теплообменника, как правило, превышают допускаемые или может произойти потеря устойчивости корпуса.

В случае, если напряжения превышают допускаемые, корпус аппарата снабжают линзовыми компенсаторами, воспринимающими температурные деформации. Компенсационная способность определяется числом линз и их размерами.

При определении температурных напряжений в теплообменнике с линзовым компенсатором оставим в силе все допущения, которые были сделаны нами ранее.

При наличии линзового компенсатора на корпусе уравнение совместности деформаций примет следующий вид (рис. 6.1.2.13):

$$\delta = \delta_T + \delta_K + \delta_L. \quad (6.1.2.7)$$

Деформация линзового компенсатора будет определяться как $\delta_L = \frac{m \cdot Q^t}{E_L}$, где E_L — модуль упругости материала линзового компенсатора, m — параметр, характеризующий жесткость линзового компенсатора. Величина параметра m определяется по зависимости $m = z \cdot \frac{0,06 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \beta) \cdot D_1^2}{\pi \cdot s^3}$, где D_1 — внутренний диаметр линзы компенсатора, $\beta = D_1/D_2$ — отношение внутреннего диаметра линзы к ее наружному диаметру, s — толщина стенки линзы, z — число линз, α_1 — коэффициент, определяемый в зависимости от β по табл. 6.1.2.1.

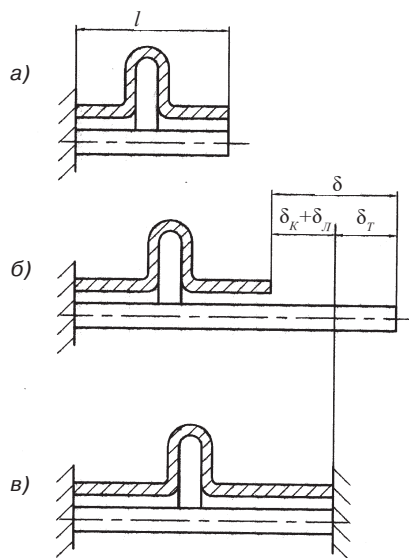


Рис. 6.1.2.13. Схема температурных деформаций в теплообменнике с линзовым компенсатором: а — корпус и трубки при сборке; б — свободная деформация корпуса и трубок при рабочих температурах; в — совместная деформация корпуса и трубок при рабочих температурах

Таблица 6.1.2.1

Значения коэффициентов α_i и λ

β	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,92
α_1	6,03	3,95	2,5	1,6	0,99	0,58	0,32	0,145	0,060	0,036
λ	0,231	0,191	0,157	0,128	0,103	0,080	0,061	0,039	0,027	0,022

Подставляя значения δ_T, δ_K и δ_L в уравнение (6.1.2.7), получим

$$l \cdot (\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K) = \frac{Q^t \cdot l}{E_T \cdot F_T} + \frac{Q^t \cdot l}{E_K \cdot F_K} + \frac{m \cdot Q^t}{E_L}$$

Преобразуем данное выражение относительно Q^t :

$$Q^t = \frac{\alpha_T \cdot \Delta t_T - \alpha_K \cdot \Delta t_K}{\frac{1}{E_T \cdot F_T} + \frac{1}{E_K \cdot F_K} + \frac{m}{E_L \cdot l}}$$

Следует отметить, что в теплообменнике с линзовым компенсатором на корпусе температурные усилия зависят от длины труб теплообменника.

Кроме усилий Q_1, Q_2 и Q_3 , в теплообменнике с линзовым компенсатором на корпусе будет возникать еще усилие Q_4 , обусловленное действием давления в межтрубном пространстве на линзовый компенсатор (рис. 6.1.2.14):

$$Q_4 = p_M \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2).$$

Соответственно, суммарное усилие от действия давления — $Q^P = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4$. Подставляя значение всех нагрузок, получим

$$Q^P = p_M \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - n \cdot d_H^2) + p_T \cdot \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot d_B^2.$$

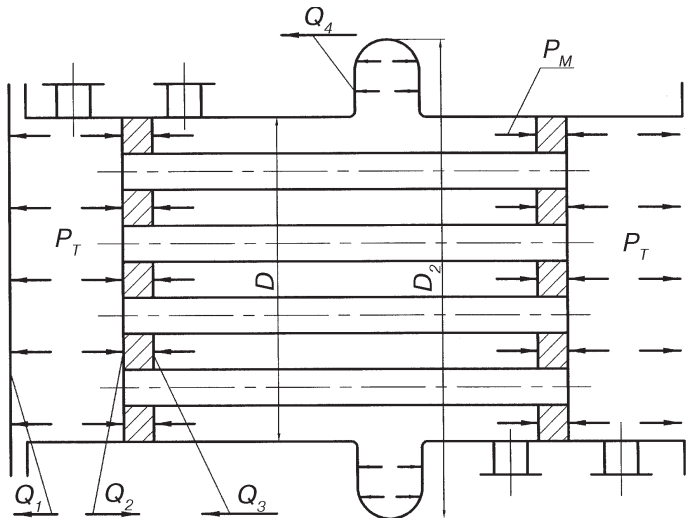


Рис. 6.1.2.14. Схема к расчету усилия от внутреннего давления в теплообменнике с линзовым компенсатором

С достаточной точностью можно считать, что в кожухотрубных теплообменниках с линзовым компенсатором осевое усилие Q^p воспринимается только трубным пучком. Тогда суммарные усилия, действующие в трубах и корпусе, определяются как $Q_T = Q^p - Q'$, $Q_K = Q_T$.

Суммарные напряжения в трубах и корпусе будут определяться как

$$\sigma_T = \frac{Q_T}{F_T}, \quad \sigma_K = \frac{Q_K}{F_K}.$$

Расчет на прочность линзового компенсатора производится по ГОСТ 30780.

Толщина стенки линзового компенсатора может также вычисляться по следующим формулам (из двух значений принимается наибольшее):

$$s_L = 0,21(D_2 - D)\sqrt{\frac{1,25p_{np}}{\sigma_T}} + c, \quad s_L = \lambda D\sqrt{\frac{1,1p_{np}}{\sigma_T}} + c,$$

где D_2 — наружный диаметр линзового компенсатора; p_{np} — давление гидравлического испытания; σ_T — минимальное значение предела текучести при рабочей температуре; λ — коэффициент, определяемый по табл. 6.1.2.1; c — прибавка для компенсации коррозии и эрозии.

Кроме того, необходимо проверить напряжения в компенсаторе от деформации по следующей зависимости:

$$\sigma_K = 0,8 \cdot \frac{(1 - \beta) \cdot Q'}{\pi \cdot (s_L - c)^2}.$$

Более подробно прочностной расчет элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов должен осуществляться по ГОСТ Р 52857.7 (Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты.)

В аппаратах воздушного охлаждения (АВО), в отличие от кожухотрубных теплообменников, отсутствует кожух. Теплообмен осуществляется при обтекании воздухом секций, собранных из оребренных труб. Воздух нагнетается или просасывается осевыми вентиляторами, обеспечивающими большой расход при сравнительно малых статических напорах, обусловленных аэродинамическим сопротивлением секций из оребренных труб.

АВО классифицируются по двум основным признакам: назначению и конструкции. В зависимости от назначения АВО делятся на *конденсаторы* и *холодильники для маловязких и вязких продуктов*. В зависимости от конструкции (способа расположения теплопередающей поверхности) АВО делятся на следующие типы: *горизонтальный*, *шатровый*, *зигзагообразный* и *вертикальный*.

На рис.6.1.2.15 представлен аппарат воздушного охлаждения горизонтального типа. Он установлен на опорной раме 4 и состоит из оребренных труб 6, развальцованных в трубных досках 5. Трубные доски с обеих сторон закрыты крышками 1 со штуцерами для входа и выхода продукта. В зависимости от числа ходов в трубном пространстве штуцеры располагаются на одной или обеих крышках. Секции из оребренных труб 6 омываются воздушным потоком,

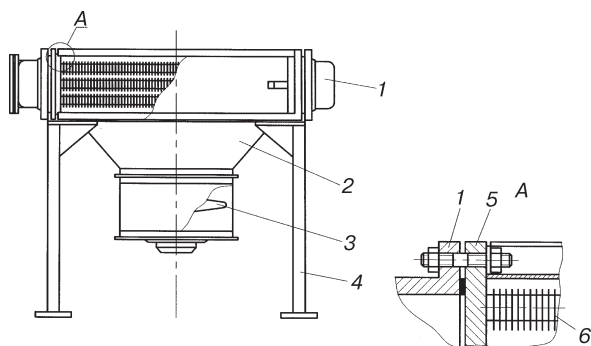


Рис. 6.1.2.15 Аппарат воздушного охлаждения горизонтального типа: 1 — крышка; 2 — диффузор; 3 — вентилятор; 4 — опорная рама; 5 — трубная решетка; 6 — труба оребренная

нагнетаемым вентилятором 3 через диффузор 2. Преимущество таких аппаратов — простота конструкции, облегчающая их монтаж и обслуживание, недостаток — значительная занимаемая площадь.

В аппаратах шатрового типа секции и оребренные трубы, из которых они собраны, расположены под углом друг к другу. Их преимущество — небольшая занимаемая площадь, недостаток — большая высота, неравномерность подвода воздуха по длине секций.

В аппаратах *зигзагообразного типа* секции расположены под углом друг к другу, а оребренные трубы, образующие теплопередающую поверхность, — горизонтально. Такое расположение теплопередающей поверхности сочетает в себе достоинства аппаратов горизонтального и шатрового типов.

В аппаратах *вертикального типа* секции расположены вертикально. Их можно использовать там, где требуются небольшие теплопередающие поверхности.

Увеличение наружной поверхности оребрением повышает коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, который обычно существенно ниже коэффициента теплоотдачи со стороны трубного пространства.

Прочностной расчет аппаратов воздушного охлаждения должен осуществляться по ГОСТ Р 52857.7 (Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты).

6.1.3. Пластинчатые и спиральные теплообменники

Пластинчатые теплообменные аппараты. Являются разновидностью поверхностных рекуперативных теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, изготовленной из тонкого листа. Принципы устройства пластинчатых аппаратов для нагревания и охлаждения жидкостей в тонком слое и некоторые их конструктивные решения были предложены еще в конце XIX века Драхе (1878), Брейтвишем (1881), Мальвезиным (1895).

Главным конструктивным решением, позволившим пластинчатым аппаратам найти широкое применение в промышленности, явилось использование для соединения пластин между собой в единый блок принципов устройства фильтр-пресса, предложенное в 1923 году Зелигманом.

Пластинчатые теплообменники предназначены для проведения теплопередачи без изменения агрегатного состояния (нагреватели, холодильники) и с изменением агрегатного состояния (испарители, конденсаторы). Они могут применяться для одновременного теплообмена между двумя, тремя и большим количеством сред, а также пригодны для теплообмена с двух- и трехфазными рабочими средами, имеющими кинематическую вязкость до $0,6 \text{ м}^2/\text{с}$.

По конструкции эти теплообменники подразделяются на разборные (ТПР), полуразборные (ТПП), блочно-сварные (ТПБС) и сварные неразборные (ТПСН).

Разборные пластинчатые теплообменники (ТПР) применяются, если аппарат часто подвергается разборке и чистке, имеется необходимость перекомпоновки поверхности теплообмена и изменения числа параллельно работающих каналов, например, в связи с изменением технологического режима; если приходится производить замену некоторых участков поверхности теплообмена из-за неравномерного коррозионного или эрозийного разрушения. Разборные теплообменники могут работать со средами, содержащими твердые частицы размером не более 4 мм. Рабочие параметры сред, обрабатываемых в разборных пластинчатых теплообменниках: давление p — до 2 МПа, температура t — до 200 °С. Низкий температурный предел обусловлен термостойкостью прокладок.

Конструкция разборного пластинчатого теплообменника приведена на рис. 6.1.3.1. Аппарат включает стойку 5, нажимные плиты 1 и 4, набор теплопередающих пластин 3 и стягивающие шпильки 2. Для обеспечения герметизации и исключения попадания одной рабочей среды в другую между пластинами установлены резиновые прокладки. Пластины и уплотнительные прокладки образуют после сборки и сжатия герметичные каналы (четные и нечетные), служащие для прохода холодного и горячего теплоносителей.

Прокладки могут прикрепляться либо к двум сторонам пластины, либо к одной. В первом варианте на нечетной пластине крепятся две прокладки, на четной — нет прокладок. Во втором варианте к каждой пластине крепится прокладка, он более распространен, так как более технологичен.

Для резиновых (многоцветных) прокладок важным является надежное крепление прокладок на пластинах. Наиболее распространены два способа крепления прокладок на пластинах: приклеивание прокладок клеем в специальную канавку, выполненную для нее на пластине, и механическое крепление прокладки в канавке, имеющей форму «ласточкин хвост», или в ином удерживающем устройстве.

Первый способ более технологичен при изготовлении, поэтому и нашел широкое применение. Его основные достоинства — равномерное распределение напряжений в месте соединения, гладкие поверхности в узлах уплотнения, сравнительно низкие капитальные и трудовые затраты на единицу продукции.

К недостаткам следует отнести влияние температуры на прочность соединения, недостаточную стойкость некоторых марок клеев к рабочим средам, необходимость тепловой обработки некоторых клеев для получения достаточной прочности соединения. Наиболее подходящими для применения в узлах уплотнения разборных теплообменников с резиновыми прокладками являются фенолформальдегидные, эпоксидные, полиуретановые, каучуковые клеи и термопрен.

На рис. 6.1.3.2 показано движение теплоносителей на примере разборного пластинчатого теплообменника. Теплообменник состоит из группы теплообменных пластин 15 и 6, подвешенных на верхней горизонтальной штанге 7. Концы верхней и нижней штанг закреплены в неподвижной плите 3 (передней стойке) и задней стойке 9. При помощи нажимной плиты 8 и винта 10 пластины в рабочем состоянии сжаты в один пакет. Для обеспечения герметизации и исключения попадания одной рабочей среды в другую между пластинами установлены резиновые прокладки 13 и 5. Для подвода и отвода теплоносителей служат штуцеры 1, 2, 11, 12. Большая прокладка 13, расположенная между пластинами, ограничивает канал для прохода одного из теплоносителей, а также охватывает два отверстия для входа и выхода фазы из канала. Две малые прокладки 5 изолируют оставшиеся два отверстия от атмосферы и обеспечивают транзитный проход для второго теплоносителя.

Первый теплоноситель входит в теплообменник через один из штуцеров (например штуцер 2, рис. 6.1.3.2) и через верхние угловые отверстия 4, образующие коллектор,

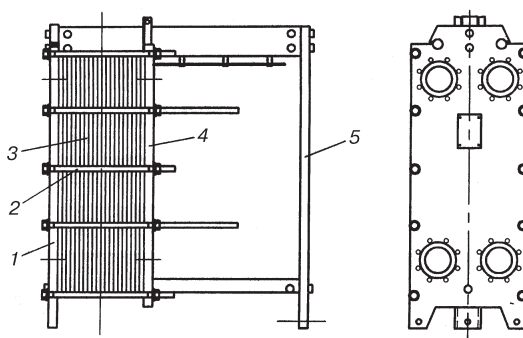


Рис. 6.1.3.1. Разборный пластинчатый теплообменник:

- 1 — нажимная плита; 2 — стягивающие шпильки;
3 — теплопередающие пластины; 4 — нажимная плита;
5 — стойка

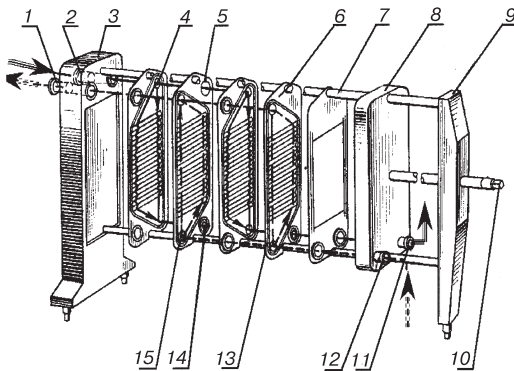


Рис. 6.1.3.2. Движение теплоносителей в пластинчатом теплообменнике: 1 — штуцер; 2 — штуцер; 3 — неподвижная плита (передняя стойка); 4 — верхние угловые отверстия, 5 — малые прокладки; 6 — теплообменная пластина; 7 — верхняя горизонтальная штанга; 8 — нажимная плита; 9 — задняя стойка; 10 — винт; 11 — штуцер; 12 — штуцер; 13 — большие прокладки; 14 — нижнеугловые отверстия, 15 — теплообменная пластина

пластин, образующих два канала, по одному из которых течет горячий теплоноситель, а по другому — холодный (рис. 6.1.3.3).

Из-за сложности изготовления разборных теплообменников в других случаях предпочтительны полуразборные, сварные блочные и сварные неразборные теплообменники.

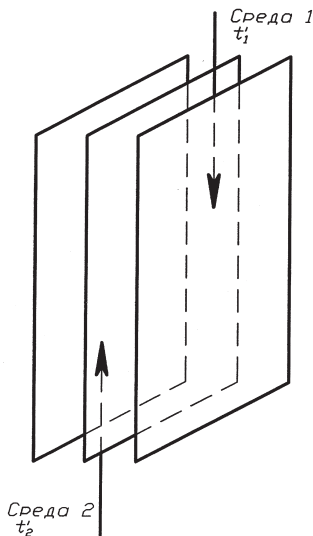


Рис. 6.1.3.3. Схема теплопередающего элемента пластинчатого теплообменника

попадает во все нечетные каналы. При движении вниз по межпластинному каналу среда обтекает волнистую поверхность пластин, омываемых с обратной стороны вторым теплоносителем. Первый теплоноситель собирается в нижнем продольном коллекторе, образованном угловыми отверстиями 14, и выходит из аппарата через штуцер 11.

Второй теплоноситель поступает в штуцер 12, распределяется между четными каналами по своему нижнему коллектору через отверстия 14, движется в межпластинном зазоре вверх и выходит из теплообменника через верхний коллектор и штуцер 1. В результате в пределах одного хода может быть обеспечен противоток, а при необходимости может быть организован и прямоток. Простейший теплообменник должен иметь не менее трех пла-

Полуразборные пластинчатые теплообменники (ППП) используются, когда одна из сред не образует отложений на теплообменных поверхностях, требующих разборки аппарата для технологической чистки. Например, когда средой является конденсирующийся пар, чистый газ, минеральные или органические кислоты, щелочи и некоторые растворы солей. Рабочие параметры сред аналогичны параметрам сред в разборных теплообменниках.

Сварные блочные и сварные неразборные теплообменники используются, как правило, в тех случаях, когда обе среды не дают отложений на поверхности теплообмена, требующих механической очистки. Рабочий диапазон температур достигает $400\text{ }^{\circ}\text{C}$, а рабочее давление — до 3 МПа.

Полуразборный пластинчатый теплообменник по конструкции аналогичен разборному. Отличие заключается в том, что пластины попарно сварены. В результате образуется канал для того теплоносителя, который не образует отложений на поверхности теплообмена. При этом свариваемые пластины различны, и вторая представляет собой зеркальное отражение первой.

Работа такого теплообменника похожа на работу разборного пластинчатого теплообменника. Одна из сред подается

в коллектор и распределяется по неразборным каналам. После прохождения канала она собирается в противоположном коллекторе и выводится из аппарата. Вторая среда проходит через систему разборных каналов и коллекторов.

Блочные сварные пластинчатые теплообменники (ТПБС) предназначены для нагрева и охлаждения жидких или газообразных рабочих сред, а также для конденсации паров в условиях, когда ни одна рабочая среда не образует на поверхностях теплообмена трудно-растворимых отложений.

Теплообменник ТПБС (рис. 6.1.3.4) составлен из унифицированных сварных блоков 1, схема компоновки и их количество определяются тепловым и гидромеханическим расчетами аппарата. Блоки установлены на раме, аналогичной по конструкции рамам разборных пластинчатых теплообменников. В угловых распределительных камерах имеются отверстия для входа и выхода рабочих сред. Распределительные камеры блоков соединяются между собой проходными 8 или глухими 7 втулками, уплотненными

в отверстиях малыми кольцевыми прокладками 9. Применение втулок позволяет собирать пакеты по параллельной, противоточной или смешанной схемам движения рабочих сред. Блоки расположены на раме между подвижной 5 и неподвижной 10 плитами и плотно сжаты болтами. На плитах установлены съемные патрубки 4 и 11 для выхода и входа рабочей среды. В зависимости от требуемой компоновки их можно устанавливать в любом из углов концевых плит. Кольцевые прокладки защищены от непосредственного воздействия сред втулками. Конструкция позволяет обеспечить большое усилие сжатия прокладки, поэтому могут применяться прокладки из паронита, алюминия, меди, фторопласта и др. Работа этих аппаратов аналогична работе разборных пластинчатых теплообменников.

В некоторых технологических установках, например при производстве азотной кислоты, требуются теплообменники большой единичной теплопроизводительности. Часто они должны работать длительное время при одном и том же технологическом режиме с газообразными рабочими средами, не дающими загрязнений на поверхности теплообмена. Для таких условий применяют *пластинчатые сварные неразборные теплообменники (ТПСН)*. Пластинчатые сварные неразборные теплообменники состоят из тонких пластин, которые сварены в теплообменный элемент.

Одним из достоинств пластинчатых теплообменных аппаратов является возможность создания различных схем движения рабочих сред. Различают шесть основных случаев движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике (рис. 6.1.3.5): а) частный противоток при общем противотоке, т. е. противоток и в каналах, и по аппарату в целом; б) смешанный

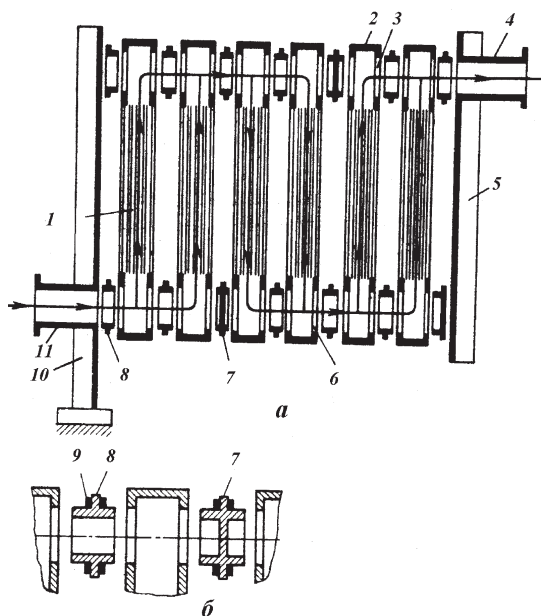


Рис. 6.1.3.4 Блочный сварной пластинчатый теплообменник: а — общий вид; б — вид проходных втулок; 1, 2 — унифицированные сварные блоки; 3 — верхние отверстия, 4 — патрубок выхода рабочей среды; 5 — подвижная плита; 6 — нижние отверстия; 7 — глухие втулки; 8 — проходные втулки; 9 — кольцевые прокладки; 10 — неподвижные плиты; 11 — патрубок входа рабочей среды

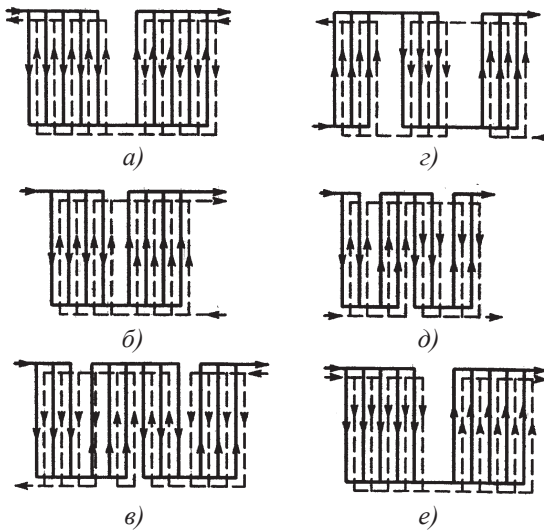


Рис. 6.1.3.5. Основные схемы движения теплоносителей в пластинчатом теплообменнике: а — частный противоток при общем противотоке; б — смешанный ток; в — смешанный ток при общем противотоке; г — частный прямоток при общем противотоке; д — смешанный частный ток при общем противотоке; е — чистый прямоток

го слоя и, как следствие, к увеличению коэффициента теплоотдачи, позволило разработать конструкции пластин *сетчато-поточного типа*. В каналах, образованных этими пластинами, поток жидкости изменяет направление своего движения в двух плоскостях, образуя совокупность сходящихся и расходящихся струй, что позволяет при прочих равных условиях интенсифицировать теплоотдачу и уменьшить удельную рабочую поверхность аппарата.

В сетчато-поточных пластинах турбулизирующие элементы профиля используются одновременно и для создания сети равномерно распределенных опор между пластинами, что

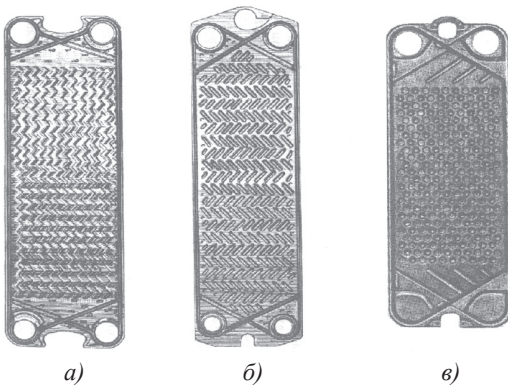


Рис. 6.1.3.6. Варианты сетчато-поточных пластин: а — непрерывные турбулизаторы; б, в — прерывистые турбулизаторы

ток; в) смешанный частный ток при общем противотоке; г) частный прямоток при общем противотоке; д) смешанный частный ток при общем противотоке; е) чистый прямоток.

Важнейшим элементом аппаратов этого типа является *теплопередающая пластина*. От формы, размеров и конструктивных особенностей пластины зависят эффективность теплопередачи, надежность теплообменника, технологичность и трудоемкость его изготовления, эксплуатационные данные. Как правило, профиль пластин запатентован, и в большинстве случаев по внешнему виду можно определить, какой фирме принадлежит выпуск данного аппарата. Пластины определенного профиля изготавливаются различных типоразмеров, что позволяет выбрать теплообменник для конкретного производства.

Стремление повысить степень турбулизации потока, приводящее к уменьшению толщины пограничного

слоя и дает возможность жесткость всего пакета и дает возможность работы при более высоких давлениях. Это достигается тем, что при сборке вершины «елочки» гофр в четной пластине направлены вверх, а в нечетной — вниз за счет поворота пластины на 180°.

Сетчато-поточные пластины бывают с прерывистыми и непрерывными по ширине пластины турбулизаторами. Варианты таких пластин приведены на рис. 6.1.3.6.

Технологический расчет пластинчатых теплообменников заключается в выборе типа пластин, определении необходимой поверхности теплообмена,

количества каналов и пластин в одном пакете и аппарате в целом, в определении гидравлического сопротивления аппарата.

В практике проектирования пластинчатых теплообменников схему пластин условно обозначают дробью. В числителе дроби стоит сумма цифр, которые показывают количество соединенных пакетов по ходу горячего теплоносителя, а значение каждой цифры показывает количество параллельных каналов между пластинами в пакете. В знаменателе дроби также указывается сумма цифр, обозначающих число пакетов и каналов по ходу движения холодного теплоносителя. Например,

$$Cx = \frac{(m_1^1 + m_1^2 + \dots + m_1^n) \rightarrow}{(m_2^1 + m_2^2 + \dots + m_2^k) \leftarrow},$$

где m_1 и m_2 — число каналов в пакете соответственно для горячего и холодного теплоносителей, n и k — число последовательно включенных пакетов в аппарате для соответственно горячего и холодного теплоносителей. Стрелки в числителе и знаменателе указывают направление движения теплоносителей.

Разборные и неразборные пластинчатые теплообменные аппараты рассчитывают на прочность и герметичность по РД 26–01–86 «Аппараты теплообменные пластинчатые. Методы расчета на прочность и герметичность» (УкрНИИхиммаш, Харьков, 1988). Расчету на прочность в пластинчатых теплообменниках подвергаются неподвижные, промежуточные и нажимные плиты, пластины, штанги, стяжные шпильки, коллекторы, днища, крышки, фланцы. Толщину крайней панели можно рассчитать по формуле

$$s \geq \sqrt{\frac{3}{2} \cdot \frac{pF_n(b - 0,5b_1)}{n_p \sigma_T a}},$$

где p — расчетное давление, МПа; F_n — площадь пластины, приходящаяся на рассматриваемую панель, мм²; b — расстояние между осями стяжных шпилек, мм; b_1 — расстояние между осями прокладки, мм; n_p — коэффициент нагрузки (принимают равным 1,0 для рабочего режима и 1,4 для режима гидротестирования); σ_T — предел текучести материала плиты, МПа; a — ширина крайней панели, мм.

Спиральные теплообменники. Эти аппараты также относятся к рекуперативным теплообменникам, выполненным из листового материала. Спиральные теплообменники получили в промышленности сравнительно широкое применение. Они могут изготавливаться из любого рулонного материала, подвергаемого холодной обработке и свариванию, их конструкция предусматривает возможность полного противотока. Площадь поперечного сечения каналов по всей длине остается постоянной, поток не имеет резких изменений направления, благодаря чему гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников, загрязнение поверхности меньше, чем у теплообменных аппаратов других типов.

Спиральные теплообменники применяются в качестве конденсаторов, испарителей, а также для охлаждения и нагревания жидкостей, газов и паргазовых смесей. Особенно эффективны спиральные теплообменники для обработки высоковязких жидкостей, так как устраняется проблема распределения такой жидкости по каналам. Эффективно применение этих теплообменников для обработки шламов и жидкостей, содержащих волокнистые материалы.

Спиральный теплообменник представляет собой два спиральных канала 1, навитых из рулонного материала 2 вокруг центральной разделительной перегородки (керна) 3 и закрытых с торцов крышками 4 (рис. 6.1.3.7).

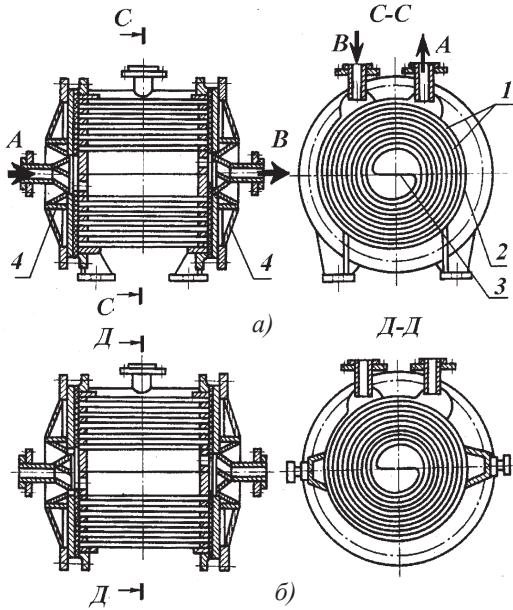


Рис. 6.1.3.7. Спиральный теплообменник: а — на лапах: 1 — спиральные каналы; 2 — обечайка; 3 — разделительная перегородка (кern); 4 — крышки; б — на цапфах

Принцип работы спиральных теплообменников для жидкостей заключается в следующем: теплоноситель *A* (рис. 6.1.3.7а) поступает под давлением через штуцер в одной из крышек в камеру центровика, а затем по спирали — в коллектор, расположенный на периферии, и выходит из теплообменника. Другой теплоноситель *B* подается во второй коллектор, и движется по спирали к центру, то есть противотоком к первому, и выводится из аппарата через штуцер второй крышки.

По видам уплотнения торцов каналов спиральные теплообменники делятся на теплообменники с каналами тупиковыми (рис. 6.1.3.8а), глухими (рис. 6.1.3.8б), сквозными, уплотненными листовой прокладкой (рис. 6.1.3.8в) и сквозными, уплотненными U-образной прокладкой (рис. 6.1.3.8г).

К тупиковым каналам относятся такие, в которых один канал заваривается при помощи вставленной ленты с одной стороны, а второй ка-

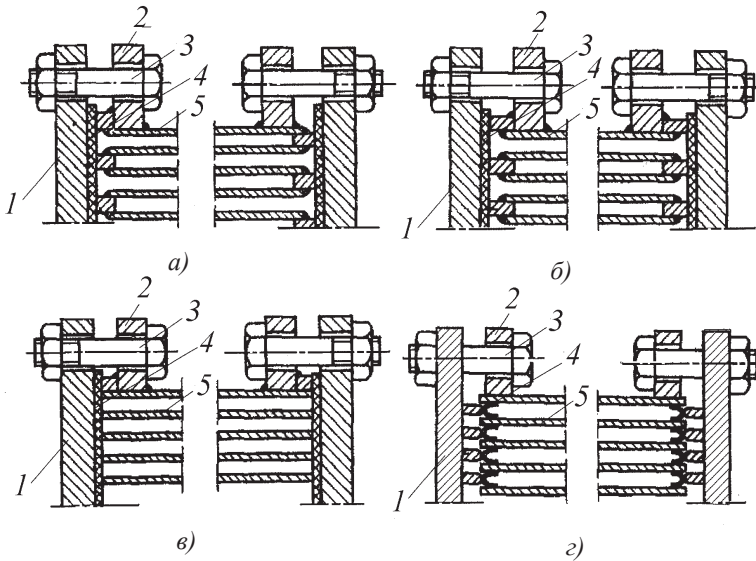


Рис. 6.1.3.8. Уплотнения торцов каналов спирального теплообменника: а — тупиковые каналы, б — глухие каналы, в — сквозные, уплотненные листовой прокладкой; г — сквозные, уплотненные U-образной прокладкой. 1 — крышки; 2 — фланцы; 3 — стяжные болты; 4 — прокладки; 5 — поверхность теплообмена (спираль)

нал — с противоположной стороны. После снятия крышек оба канала легко подвергаются чистке. Этот способ уплотнения каналов наиболее распространен.

В спиральных теплообменниках с глухими каналами один канал на торцах заваривается с обеих сторон. В этом случае один канал не может быть очищен механическим способом. Возможен вариант, когда оба канала завариваются с двух сторон, тогда ни один канал не может быть очищен механически.

Сквозные каналы открыты с обоих торцов спирали. Уплотнение достигается с помощью листового прокладочного материала или манжет U-образного сечения. При этом способе оба канала поддаются чистке, но возможно попадание одного теплоносителя в другой. В качестве прокладок применяют резину, паронит, фторопласт, асбестовый картон и др.

Для придания каналам спиральных теплообменников постоянного сечения и необходимой жесткости, особенно при давлении выше 0,3 МПа, к одной из лент, как правило, перед навивкой, приваривают штифты. Они не только увеличивают жесткость конструкции, но и фиксируют расстояние между спиралями.

При изготовлении спиральных теплообменников используют рулонную сталь толщиной 2 мм (давление до 0,3 МПа) или 3 мм (давление до 0,6 МПа), ширина рулона — от 0,2 до 1,5 м. Промышленностью выпускаются спиральные теплообменники с поверхностью теплопередачи от 3,2 до 100 м² и шириной канала 8 и 12 мм.

Теплообменники с тупиковыми каналами выпускаются в четырех исполнениях: горизонтальный теплообменник на лапах (рис. 6.1.3.7а), применяемый для жидких теплоносителей; горизонтальный теплообменник на цапфах (рис. 6.1.3.7б), применяемый для жидких теплоносителей; вертикальный теплообменник на цапфах, применяемый для конденсации паров; вертикальный теплообменник на лапах, применяемый для парогазовой смеси. Теплообменники с глухими каналами изготавливаются в трех исполнениях: горизонтальный на лапах, горизонтальный на цапфах и вертикальный на лапах. Рабочая температура теплообменников определяется допустимой температурой прокладок.

Технологический расчет спиральных теплообменников, как и других рекуперативных теплообменников, сводится к определению поверхности теплообмена, а также определению числа витков спирали, определению потери напора теплоносителями при прохождении через каналы теплообменника.

Расчеты на прочность и устойчивость элементов теплообменника включают расчеты крышек, фланцевых соединений, спиралей. Толщину s наружного витка спирали (корпуса) теплообменника рассчитывают как толщину обечайки по ГОСТ Р 52857.2 (Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность). Подробная методика расчета на прочность спиральных теплообменников приводится в СТО 00220256-004-2006 (Аппараты теплообменные спиральные. Методика расчета на прочность).

$$s = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p} + c,$$

где p — расчетное давление, МПа; D — внутренний диаметр наружного витка спирали; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала спирали, МПа; φ — коэффициент прочности сварного шва; c — прибавка на коррозию и эрозию.

6.1.4. Пластинчато-ребристые теплообменники

Пластинчато-ребристые теплообменники нашли широкое распространение в химической промышленности в качестве теплообменников, конденсаторов, испарителей для чистых газов и жидкостей, в том числе высоковязких. Их применяют глав-

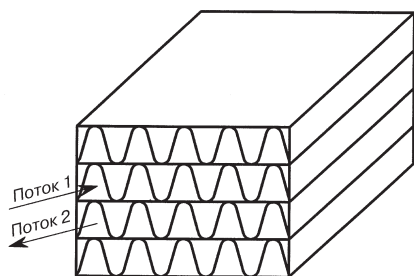


Рис. 6.1.4.1. Пакет противоточного пластинчато-ребристого теплообменника

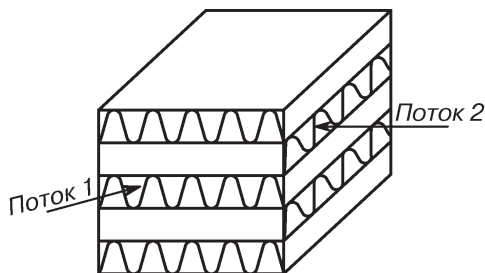


Рис. 6.1.4.2. Пакет пластинчато-ребристого теплообменника с перекрестным током

ным образом в крупных установках по разделению методом глубокого охлаждения воздуха, углеводородных газов, установок для сжижения и ректификации водорода с целью получения дейтерия и тяжелой воды.

Широкое распространение пластинчато-ребристые теплообменники получили благодаря своей компактности, достигающей 2000 м^2 поверхности теплообмена на 1 м^3 объема теплообменника. В пластинчато-ребристых теплообменниках можно одновременно в одном блоке проводить теплообмен между двумя и более теплоносителями, что достигается соответствующей конструкцией коллектора.

Допустимым рабочим давлением для данных теплообменников является $1\text{--}1,5 \text{ МПа}$, что является их недостатком. Температурный интервал зависит от вида материала теплообменника и для аустенитных сталей составляет от -150 до $+300 \text{ }^\circ\text{C}$.

Существуют различные типы пластинчато-ребристых теплообменников. В зависимости от направления движения сред они могут быть прямоточными, противоточными и с перекрестным током. На рис. 6.1.4.1 показана схема противоточного теплообменника, а на рис. 6.1.4.2 — теплообменника с перекрестным током.

Основой пластинчато-ребристых теплообменников является теплообменный элемент, представляющий собой две гладкие пластины с расположенным между ними гофрированным листом металла. Боковые поверхности закрыты уплотнителями. Поставленные один на другой, такие элементы образуют пакет теплообменника. После сборки необходимого количества элементов в пакет при помощи специальных приспособлений производится пайка гофр к гладкой пластине в местах касания. Таким образом, получается оребренная теплообменная поверхность, в которой теплоноситель разбивается на большое число потоков.

На рис. 6.1.4.3 представлена конструкция пластинчато-ребристого теплообменника с перекрестным током.

При конструировании пластинчато-ребристых теплообменников необходимо обеспечить равномерное распределение потоков внутри блока и между ними. Это достигается применением многоходовых коллекторов, то есть образованием параллельных каналов при помощи установки в коллекторе перегородок.

Наиболее широко применяемыми материалами для изготовления пластинчато-ребристых

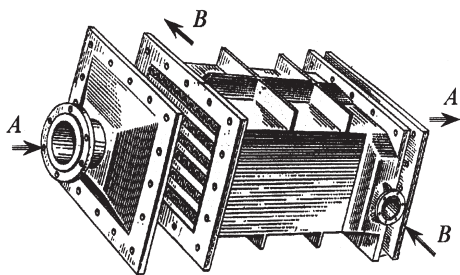


Рис. 6.1.4.3. Пластинчато-ребристый теплообменник с перекрестным током

теплообменников являются алюминий и его сплавы. Кроме того, применяются стали, титан, сплавы меди и др.

Для изготавливаемых из алюминиевых сплавов пластинчато-ребристых теплообменников расстояние между гладкими пластинами (высота гофр) составляет от 3 до 15 мм. Для жидкостей и конденсирующихся паров — обычно 3–7 мм, а более высокие для газов. Гладкие пластины имеют толщину 0,7–1,5 мм, толщина ребра — 0,1–0,4 мм, реже до 0,8 мм.

Максимальный объем пакета обычно не превышает 1 м³. Необходимую поверхность теплообмена обеспечивают путем последовательного или параллельного соединения отдельных пакетов.

Сборка пакета теплообменника производится следующим образом: между пластинами помещаются отшлифованные ребра. Припой в виде фольги толщиной 0,05–0,15 мм прокладывают между пластинами и ребрами. Пакет заключают в специальный коллектор и помещают в печь для пайки. Пайка проводится твердым припоем в защитной атмосфере. В пластинчато-ребристых теплообменниках не возникает больших температурных напряжений, поэтому им не страшно реверсное переключение теплоносителей.

При расчете коэффициента теплопередачи пластинчато-ребристого теплообменника следует отнести величину коэффициента теплопередачи K к какой-либо стороне теплопередающей поверхности: холодной или горячей. Тогда зависимость для расчета K примет вид:

$$K_x = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x \cdot \eta_x} + \frac{\delta_{ст}}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_r \cdot \frac{F_r}{F_x}}}$$

или

$$K_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r \cdot \eta_r} + \frac{\delta_{ст}}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_x \cdot \frac{F_x}{F_r}}},$$

где F_x и F_r — полная теплопередающая поверхность со стороны холодного и горячего теплоносителей; $F_{ст}$ — поверхность гладких (разграничивающих) пластин; η_x и η_r — коэффициент эффективности поверхности соответственно со стороны холодного и горячего теплоносителей; K_x и K_r — коэффициенты теплопередачи, отнесенные к одной из поверхностей.

Коэффициент эффективности поверхности определяется по уравнению

$$\eta = \frac{\text{th}\left(\frac{m \cdot L}{2}\right)}{\frac{m \cdot L}{2}},$$

где m — параметр ребра, определяемый по формуле

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda_{ст} \cdot \delta_{ст}}},$$

здесь α — коэффициент теплоотдачи; $\lambda_{ст}$ и $\delta_{ст}$ — коэффициенты теплопроводности ребра и толщина стенки ребра; L — эффективная длина ребра, являющаяся половиной расстояния между разграничивающими пластинами.

Наиболее сложным этапом расчета является определение коэффициентов теплоотдачи. Обычно величину α находят через критерий Стантона (St) — критерий конвективного переноса тепла, являющийся мерой отношения интенсивности теплоотдачи к удельному теплосодействию потока:

$$St = \frac{\alpha}{\rho \cdot c \cdot \omega},$$

где ρ , c , ω — плотность, удельная теплоемкость и средняя расходная скорость теплоносителя. Значение критерия Стантона может быть найдено по уравнению

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0,245 Re^{-0,4},$$

где $Re = \frac{4r_r \cdot G}{\mu}$; r_r — гидравлический радиус канала, м; G — удельный массовый расход среды через канал, кг/м²·с; μ — коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$; α , ν — коэффициенты температуропроводности и кинематической вязкости теплоносителя, м²/с.

6.1.5. Тепловые трубы

Принцип действия тепловой трубы был описан в 1944 году американцем Гоуглером. Однако широкое практическое применение тепловых труб началось с развитием авиакосмической техники, потребовавшей совершенно иных порядков величин удельных тепловых потоков.

В настоящее время тепловые трубы находят широкое применение в химической и микробиологической промышленности, энергетике, металлургии.

Тепловая труба (рис. 6.1.5.1) состоит из герметичного корпуса 1, внутренние стенки которого выложены фитилем 2, имеющим капиллярную структуру. Фитиль заполнен жидким теплоносителем, в свободном объеме внутренней полости находится паровая фаза теплоносителя. В тепловой трубе теплота от охлаждаемой среды отбирается в зоне испарения испаряющейся здесь жидкостью и с потоком пара переносится на значительное расстояние в зону конденсации, где при конденсации пара передается стенке трубы. Образовавшийся конденсат по фитилю возвращается снова в зону испарения за счет капиллярных сил.

Основными преимуществами тепловых труб по сравнению с обычными теплопередающими устройствами являются простота конструкции, отсутствие нагнетателей, а следовательно, затрат энергии на перемещение теплоносителей внутри тепловой трубы. Герметичность труб позволяет использовать в качестве теплоносителей дорогостоящие фреоны и агрессивные жидкости.

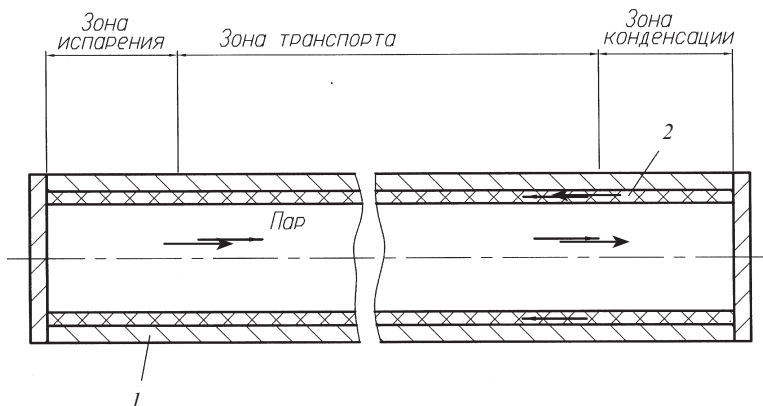


Рис. 6.1.5.1. Тепловая труба: 1 — герметичный корпус; 2 — фитиль

Разновидностью тепловых труб являются термосифоны (рис. 6.1.5.2), в которых фитиль отсутствует, а возврат конденсата происходит под действием гравитационных сил земного тяготения. В технике их часто называют трубами Перкинса.

При подводе теплоты к жидкому теплоносителю в зоне I происходит процесс испарения или кипения жидкости, образовавшиеся пары поднимаются вверх в зоне II и конденсируются на внутренней стенке тепловода в зоне III. Образовавшийся конденсат стекает в зону нагревания за счет сил гравитации.

В зависимости от геометрии термосифона их делят на цилиндрические и плоские, а в зависимости от места подвода теплоты — с торцовым и боковым подводом.

В общем случае процесс передачи теплоты в тепловой трубе осуществляется следующим образом. В зоне испарения теплота Q передается через стенку корпуса и фитиль, пропитанный жидкостью, теплопроводность, то есть можно записать уравнение

$$Q = \left(\frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} + \frac{\lambda_{\phi u}}{\delta_{\phi u}} \right) \cdot (t_u - t_n) \cdot F_u,$$

где λ_{cm} и δ_{cm} — коэффициент теплопроводности и толщина стенки тепловой трубы соответственно; $\lambda_{\phi u}$ и $\delta_{\phi u}$ — коэффициент теплопроводности и толщина фитиля в зоне испарения соответственно; t_u — температура наружной стенки тепловой трубы в зоне испарения; t_n — температура пара внутри тепловой трубы; F_u — площадь теплопередающей поверхности тепловой трубы в зоне испарения.

Аналогичное уравнение можно записать для зоны конденсации

$$Q = \left(\frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} + \frac{\lambda_{\phi k}}{\delta_{\phi k}} \right) \cdot (t_n - t_k) \cdot F_k,$$

где $\lambda_{\phi k}$ и $\delta_{\phi k}$ — коэффициент теплопроводности и толщина фитиля в зоне конденсации соответственно; t_k — температура наружной стенки тепловой трубы в зоне конденсации; t_n — температура пара внутри тепловой трубы; F_k — площадь теплопередающей поверхности тепловой трубы в зоне конденсации.

Так как обычно $\lambda_{\phi u} = \lambda_{\phi k} = \lambda_{\phi}$, а $\delta_{\phi u} = \delta_{\phi k} = \delta_{\phi}$, то есть коэффициент теплопроводности λ_{ϕ} и толщина фитиля δ_{ϕ} по длине тепловой трубы остаются неизменными, то из вышеприведенных уравнений можно получить:

$$Q = \frac{t_u - t_k}{\left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} \right) \cdot \left(\frac{1}{F_u} + \frac{1}{F_k} \right)}.$$

По данному уравнению можно найти тепловую нагрузку тепловой трубы при известном перепаде температур, размерах и форме тепловой трубы.

Верхний предел теплопередающей способности тепловой трубы ограничивается следующими факторами:

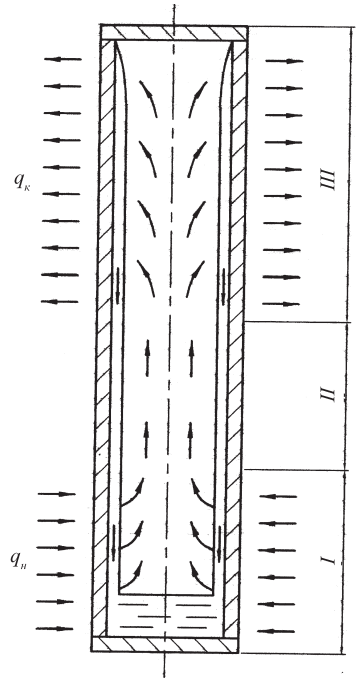


Рис. 6.1.5.2. Термосифон

1. Предельная скорость пара на выходе из зоны испарения не должна превышать скорость звука;
2. Гидравлическое сопротивление капиллярных структур не должно превышать капиллярного напора;
3. В ходе теплообмена не должно происходить вскипания жидкости в капиллярных структурах;
4. Теплоноситель не должен замерзать в тепловой трубе.

Количество теплоты, передаваемое термосифоном, определяют по уравнению

$$Q = \frac{t_u - t_k}{\frac{\delta}{\lambda F_u} + \frac{1}{\alpha_u F_u} + \frac{1}{\alpha_k F_k} + \frac{\delta}{\lambda F_k}},$$

где t_u и t_k — температура наружной стенки термосифона в зоне испарения и конденсации, соответственно; δ — толщина стенки термосифона; α_u и α_k — коэффициенты теплоотдачи в зоне испарения и конденсации соответственно; F_u и F_k — поверхность теплопередачи термосифона в зоне испарения и конденсации соответственно.

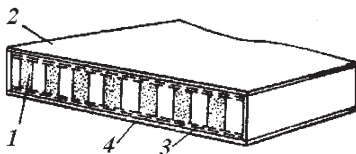


Рис. 6.1.5.3. Плоская тепловая труба: 1 — спеченные металлические фитили; 2 — охлаждаемая пластина; 3 — сетчатый фитиль; 4 — испаритель

Возможны самые разнообразные конструкции тепловых труб и термосифонов. По форме они могут быть *прямыми, изогнутыми, гибкими, спиральными, прямоугольными* и т. д. На рис. 6.1.5.3 представлена конструкция плоской тепловой трубы. Она работает так же, как и обычная трубчатого типа, и включает: 1 — спеченные металлические фитили; 2 — охлаждаемая пластина; 3 — сетчатый фитиль; 4 — испаритель. На ней создается почти изотермическая поверхность, которая может быть использована как эффективный радиатор для охлаждения и термостатирования размещенных на ней устройств.

Гибкие тепловые трубы (рис. 6.1.5.4) применяют в тех случаях, когда имеется вибрация источника теплоты или возникают трудности при соединении источника теплоты с жесткой

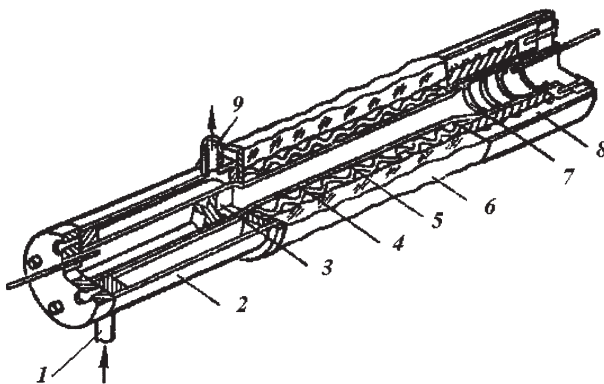


Рис. 6.1.5.4. Гибкая тепловая труба: 1 — штуцер подвода охлаждающей жидкости; 2 — зона конденсации; 3 — внутренние ребра жесткости; 4 — фитиль; 5 — гибкий сильфон; 6 — изоляция; 7 — прижимное устройство фитиля; 8 — зона испарения; 9 — штуцер отвода охлаждаемой жидкости

тепловой трубой. Тепловая труба включает: 1 — подвод охлаждающей жидкости; 2 — зону конденсации; 3 — внутренние ребра жесткости; 4 — фитиль; 5 — гибкий сильфон; 6 — изоляцию; 7 — прижимное устройство фитиля; 8 — зону испарения; 9 — штуцер для отвода охлаждаемой жидкости.

Фитиль является капиллярным насосом. Основное его назначение — создание капиллярного напора для перемещения жидкости из зоны конденсации в зону испарения. Фитиль должен также обеспечивать необходимое распределение жидкости по всей

зоне испарения, то есть ко всем ее точкам, где к тепловой трубе может быть осуществлен подвод тепла. Часто решение этих двух задач требует использования фитилей различной формы.

Максимальный капиллярный напор, развиваемый фитилем, увеличивается с уменьшением размеров пор в фитиле, тогда как его проницаемость, напротив, увеличивается с ростом размеров пор. Фитили, развивающие небольшой напор и применяемые в горизонтальных тепловых трубах или трубах с использованием силы тяжести, должны обеспечивать протекание максимальных расходов жидкости. Такие фитили имеют сравнительно большие поры, примерно 100–200 мкм. Если подача рабочей жидкости осуществляется против сил тяжести, то используются фитили с малыми порами (10–40 мкм).

Другой характеристикой фитиля, подлежащей оптимизации, является его толщина. Теплопередающая способность тепловой трубы увеличивается с ростом толщины фитиля. При этом повышается термическое сопротивление фитиля в радиальном направлении, что препятствует росту теплопередающей способности трубы в целом и снижает допустимую максимальную плотность теплового потока в испарителе. Суммарное термическое сопротивление испарителя зависит также от теплопроводности рабочей жидкости, заполняющей фитиль. Фитиль должен быть совместим с рабочей жидкостью, смачиваться ею.

В качестве рабочей жидкости может использоваться гелий, азот, аммиак, фреон-12, метанол, вода, ртуть и расплавы калия, натрия, лития, кальция, индия. Выбор рабочей жидкости осуществляется исходя из диапазона рабочих температур парового пространства.

Часто используются фитили, выполненные из сетки и ткани саржевого плетения. Они изготавливаются с различными размерами пор и из разных материалов, включая нержавеющую сталь, никель, медь и алюминий. Изменяя степень сжатия фитиля в процессе сборки трубы, можно варьировать размер полученных пор.

Большой расход жидкости обеспечивается применением спеченных из разных материалов порошков мелкопористой структуры, при необходимости дополняемой артериями с повышенными проходными сечениями.

6.1.6. Теплообменники из неметаллических материалов

Теплообменники из неметаллических материалов обладают высокими антикоррозионными свойствами, что позволяет экономить дорогие легированные стали и цветные металлы, сохранять химическую чистоту теплоносителей. Углеродистые теплообменники, кроме того, обладают высоким коэффициентом теплопроводности.

Теплообменники из неметаллических материалов нашли широкое применение в качестве конденсаторов, холодильников, нагревателей и испарителей при работе с агрессивными средами (кислоты, щелочи, органические и неорганические растворители и т. д.). К их недостаткам следует отнести низкую прочность материалов, из которых их изготавливают, невозможность соединения деталей способами, применяемыми при изготовлении металлических теплообменников, такими, как сварка, пайка.

В качестве неметаллических конструкционных материалов для изготовления теплообменной аппаратуры применяются углеродистые и фторопласты различных марок. Углеродистые теплообменники бывают прямоугольно-блочные, кожухотрубные, кожухоблочные, оросительные, погружные, двухтрубные.

Теплообменные аппараты прямоугольно-блочного типа (рис. 6.1.6.1) изготавливают из отдельных прессованных блоков 1, соединенных между собой специальной кислотостойкой замазкой (арзамит-4). В блоках (рис. 6.1.6.1б) имеются вертикальные и горизонтальные каналы для прохода теплоносителей. Узлы соединения

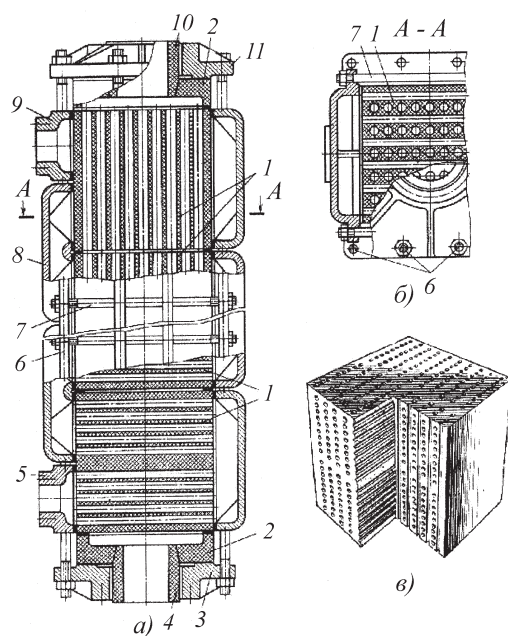


Рис. 6.1.6.1. Прямоугольно-блочный теплообменник: *а* — общий вид; *б* — сечение теплообменника; *в* — теплообменный блок; 1 — прессованные блоки; 2 — распределительные камеры; 3 — крышка; 4 — ввод (вывод) агрессивной среды; 5 — ввод (вывод) неагрессивной среды; 6 — шпильки вертикальные; 7 — шпильки горизонтальные; 8 — переливные камеры; 9 — патрубок вывода (ввода) неагрессивной среды; 10 — патрубок вывода (ввода) агрессивной среды; 11 — крышка

Кожухотрубный углеродистый теплообменник (рис. 6.1.6.2) состоит из металлического кожуха 1 и трубного пучка 2 из графитопласта АТМ-1. В верхней части аппарата, где его кожух сопрягается с подвижной трубной решеткой 7, установлено сальниковое уплотнение 3. Такая конструкция допускает свободное перемещение трубного пучка при температурных удлинениях. В качестве сальниковой набивки, как правило, используют графитизированный асбестовый шнур. Уплотнение герметизируют перемещением нажимной втулки 4 и затягиванием шпилек 5. Нижняя трубная решетка 9 является неподвижной. Вход и выход агрессивной среды производится через верхнюю 6 и нижнюю 8 крышки, выполненные из пропитанного графита. Самым распространенным способом крепления графитопластовых труб является соединение их с трубными решетками 7 и 9 склеиванием с помощью замазки типа арзамит-4. Другой (неагрессивный) теплоноситель движется в межтрубном пространстве, ограниченном кожухом 1 и трубным пучком 2. Теплообмен осуществляется в трубном пучке. В межтрубном пространстве установлены поперечные перегородки. Они предназначены для организации движения теплоносителя в направлении, перпендикулярном оси труб, и увеличения скорости теплоносителя в межтрубном пространстве, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности труб.

блоков можно уплотнять также прокладками из фторопласта или кислототермостойкой резины. Аппарат имеет распределительные камеры 2, скрепленные с блоками и между собой крышками 3, 11 и стяжками 6. Горизонтальные каналы в блоках сообщаются с боковыми переливными камерами 8, соединенными между собой шпильками 7. Патрубки 10 и 4 служат для ввода и вывода агрессивной, а патрубки 5 и 9 — неагрессивной среды.

Аппарат работает следующим образом. Агрессивный теплоноситель, который нужно нагреть или охладить, подается через патрубок 10 в распределительную камеру 2, попадает в вертикальные каналы блоков 1 и движется по этим каналам вниз, выходя из аппарата через распределительную камеру 2 и патрубок 4. Нагревающий (или охлаждающий) неагрессивный теплоноситель поступает в аппарат по патрубку 5 и движется по горизонтальным каналам блоков 1, причем переход теплоносителя от одного блока к другому осуществляется за счет переливных камер 8. В результате достигается зигзагообразное (многоходовое) движение неагрессивной среды по высоте аппарата.

Кожухоблочный теплообменник предназначен в основном для нагрева или испарения кислых агрессивных сред водяным паром. По своей конструкции он напоминает прямоугольно-блочный теплообменник. Основной отличительной особенностью данного аппарата является то, что теплообменные блоки заключены в металлический корпус.

При расчетах на прочность теплообменников этого типа нужно учитывать, что модуль упругости графитовых материалов примерно на два порядка ниже, чем для углеродистых сталей, а предел прочности меньше в 30 раз.

Изобретение фторопласта (политетрафторэтилена) и освоение отечественной промышленностью его производства позволило сконструировать и наладить производство современного эффективного вида теплообменного оборудования. К нему относятся трубчатые теплообменные аппараты из фторопласта погружного (тип П) и кожухотрубного (тип К) типов, предназначенные для нагрева, охлаждения или конденсации коррозионных и особо чистых сред. Эти аппараты применяются в химической, фармацевтической и пищевой промышленности, а также при проведении процессов химической и электрохимической обработки материалов. Применяемые фторопластовые материалы (марок 4, 4Д, 4МБ) стойки практически во всех коррозионноактивных средах (кислотах, водных растворах солей, электролитах и т. д.). Гидрофобность (несмачиваемость) фторопластовой поверхности способствует снижению отложений и облегчает их удаление с поверхности теплопередачи.

В состав теплообменных аппаратов из фторопласта входят трубные пучки из труб диаметром 3 и 5 мм, с толщиной стенки соответственно 0,4 и 0,6 мм. Несмотря на невысокую теплопроводность фторопласта в теплообменных аппаратах, благодаря малой толщине стенок, величина коэффициентов теплопередачи лежит в пределах 60–120 Вт/(м²К) для аппаратов с естественной конвекцией теплоносителей у наружной поверхности труб и 170–400 Вт/(м²К) для аппаратов с вынужденным движением теплоносителя.

К недостаткам этих аппаратов можно отнести невысокое условное давление (до 1 МПа в трубном пространстве и до 0,6 МПа в межтрубном при температуре 20 °С) и значительную зависимость этого давления от температуры (при температуре 150 °С не более 0,25 МПа в трубном пространстве и 0,1 МПа в межтрубном). Кроме этого, учитывая малые величины внутренних диаметров трубок, необходимо принимать во внимание степень загрязненности механическими примесями сред, поступающих в аппарат.

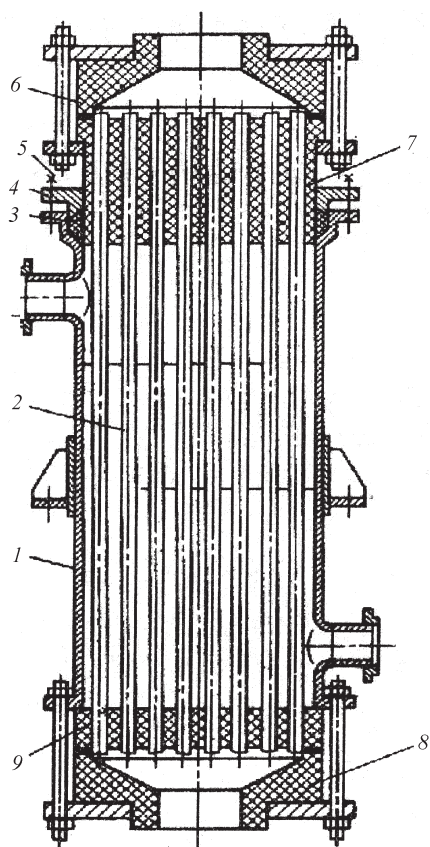


Рис. 6.1.6.2. Кожухотрубный углеграфитовый теплообменник: 1 — металлический кожух; 2 — трубный пучок; 3 — сальниковое уплотнение; 4 — нажимная втулка; 5 — шпильки; 6 — верхняя крышка; 7 — подвижная трубная решетка; 8 — нижняя крышка

В промышленности используют шесть конструктивных исполнений теплообменных аппаратов погружного типа (типа П) и три исполнения кожухотрубного типа (типа К). Они отличаются друг от друга конфигурацией трубного пучка. Все аппараты состоят из пучков гибких или жестких фторопластовых труб, концы которых соединены сваркой с трубными фторопластовыми решетками, узлов уплотнений трубных решеток и узлов подвода и отвода теплоносителя. Кроме того, у аппаратов типа К имеется металлический или фторопластовый кожух.

Теплообменные аппараты погружного типа предназначены для установки в емкостях открытого и закрытого типов и используются в качестве встроенных холодильников и нагревателей. Одна из конструкций погружного теплообменника, выполненного из фторопласта, представлена на рис. 6.1.6.3. U-образный трубный пучок 1 выполнен в виде плоских кос, разделенных дистанционными элементами 2. Вход и выход горячего или холодного теплоносителя осуществляется через штуцеры 4 и 5.

Теплообменные кожухотрубные аппараты типа К предназначены для использования в качестве холодильников, нагревателей или конденсаторов. Конструктивные варианты исполнения трубных пучков: а) прямые трубные пучки, образованные плетением плоских кос с различным количеством трубок (исполнение 1); б) U-образные трубные пучки, выполненные в виде полых цилиндров, расположенных один в другом (исполнение 2); в) в виде плоских кос, между которыми установлены дистанционные приставки (исполнение 3).

Один из вариантов кожухотрубных аппаратов (исполнение 1) представлен на рис. 6.1.6.4. Аппарат состоит из цилиндрического стального корпуса 1, прямого цилиндрического трубного пучка 7, внутреннего кожуха 8, служащего для лучшего распределения потока

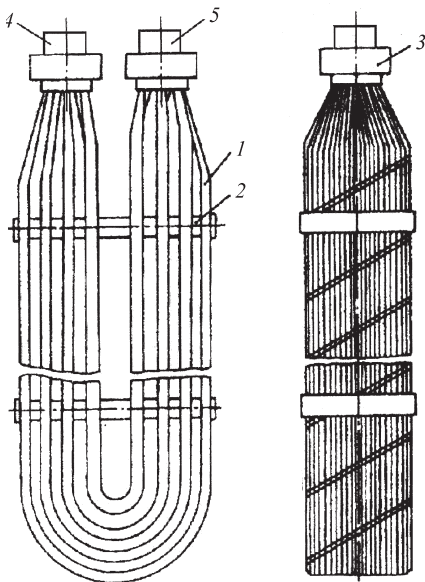


Рис. 6.1.6.3. Погружной теплообменник из фторопласта: 1 — трубный пучок; 2 — дистанционные элементы; 3 — трубная решетка; 4 и 5 — штуцеры

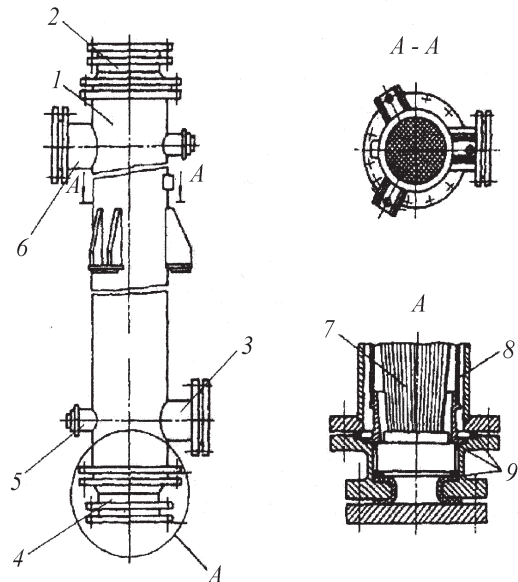


Рис. 6.1.6.4. Кожухотрубный теплообменник из фторопласта: 1 — стальной корпус; 2 — штуцер входа (выхода) агрессивного теплоносителя; 3 — штуцер входа (выхода) неагрессивного теплоносителя; 4 — штуцер выхода (входа) агрессивного теплоносителя; 5 — штуцеры для выхода воздуха; 6 — штуцеры для выхода (входа) неагрессивного теплоносителя

межтрубному пространству и деталей уплотнения трубных решеток в корпусе аппарата. Штуцеры 2 и 4 служат для входа и выхода агрессивного теплоносителя, 3 и 6 — для входа и выхода охлаждающего (нагревающего) агента, штуцер 5 — для выхода воздуха.

Расчет прочности трубных решеток и трубок выполняется согласно нормативному документу РД РТМ 26–01–142, расчет на прочность цилиндрических обечаек аппаратов производится в соответствии с ГОСТ Р 52857.2.

6.2. Выпарные и кристаллизационные аппараты

6.2.1. Основные характеристики процесса выпаривания

В ы п а р и в а н и е м называется процесс концентрирования растворов твердых нелетучих веществ при температуре кипения путем частичного удаления растворителя в парообразном состоянии. В подавляющем большинстве случаев выпариванию подвергают водные растворы твердых веществ, удаляемый растворитель представляет собой водяной пар, носящий название *вторичного пара*.

При выпаривании удаляют только часть растворителя, так как конечный продукт должен оставаться в текучем состоянии. Однако в ряде случаев при выпаривании возможно полное удаление растворителя. Этот процесс реализуется в том случае, если растворенное вещество при температуре процесса находится в расплавленном состоянии (например при выпаривании растворов аммиачной селитры или едкого натра) или жидком (например при выпаривании раствора глицерина).

В ряде случаев при выпаривании растворов твердых нелетучих веществ достигается насыщение раствора. При дальнейшем удалении растворителя происходит кристаллизация, т. е. выделение растворенного твердого вещества из раствора.

Процесс выпаривания широко применяется в производствах минеральных солей и минеральных удобрений, щелочей и органических полупродуктов, белково-витаминных концентратов и кормовых дрожжей, при получении опресненной воды и термическом обезвреживании промышленных сточных вод.

На определение размеров аппарата, выбор конструкции и организацию процесса выпаривания оказывают существенное влияние свойства упариваемого раствора и его термодинамические характеристики.

Промышленные растворы в зависимости от их свойств можно подразделить на шесть основных групп.

1. Некристаллизующиеся и не образующие накипи растворы (ненасыщенные растворы хорошо растворимых солей).
2. Накипеобразующие растворы, содержащие слаборастворимые соли (CaSO_4 , CaCO_3 , Mg(OH)_2 , морская вода).
3. Кристаллизующиеся растворы хорошо растворимых солей с обратной растворимостью (водные растворы Na_2SO_4 , Na_2CO_3 и др.).
4. Кристаллизующиеся растворы хорошо растворимых солей, растворимость которых слабо зависит от температуры.
5. Кристаллизующиеся растворы хорошо растворимых солей с резко выраженной прямой растворимостью.
6. Пенообразующие растворы.

К числу термодинамических характеристик, имеющих существенное значение для расчета процесса выпаривания, относятся следующие величины: температурная (физико-химическая) депрессия, гидростатическая депрессия, гидродинамическая депрессия, удельная теплоемкость и теплота растворения.

Температурная депрессия — разность температур кипения раствора (t_p) и чистого растворителя (t_A) при одинаковом общем давлении в аппарате:

$$\Delta_d = t_p - t_A. \quad (6.2.1)$$

Температурная депрессия увеличивается с повышением концентрации раствора и различна для разных растворов. Значения температурной депрессии для кипящих растворов при нормальном атмосферном давлении приводятся в справочной литературе. Для расчета температурной депрессии водных растворов при давлениях, отличных от нормального, пользуются зависимостью И.А. Тищенко:

$$\Delta_d^p = 0,01622 \frac{t_A^2}{r} \Delta_d^n, \quad (6.2.2)$$

где Δ_d^n — температурная депрессия при нормальном давлении, °С; t_A — абсолютная температура кипения воды при фактическом давлении вторичного пара, К; r — удельная теплота парообразования воды при фактической температуре вторичного пара, кДж/кг.

Кроме внешнего давления и концентрации раствора, на его температуру кипения влияет высота слоя кипящего раствора. Особенно значительно это влияние в трубчатых вертикальных выпарных аппаратах, так как слой кипящего раствора может достигать нескольких метров. Повышение температуры кипения раствора вследствие возникающего гидростатического давления получило название *гидростатической депрессии*.

Величина гидростатической депрессии определяется как разность температур кипения раствора в среднем слое кипящего раствора (t_{cp}) и у поверхности раствора (t_n), т. е.

$$\Delta_{ГС} = t_{cp} - t_n. \quad (6.2.3)$$

Значение гидростатического давления кипящего раствора, вызывающего гидростатическую депрессию, определяется по зависимости

$$\Delta p_{ГС} = \frac{H_p \rho_p g}{2}, \quad (6.2.4)$$

где H_p — расчетная высота слоя кипящего раствора, м; ρ_p — плотность раствора при конечной концентрации в аппарате, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

В действительности кипящий раствор представляет собой парожидкостную эмульсию, плотность которой изменяется по высоте слоя кипящего раствора по сложным закономерностям, поэтому для нахождения действительной величины гидростатического давления в уравнение (6.2.4) подставляют расчетную высоту слоя кипящего раствора, определяемую по следующему уравнению:

$$H_p = [0,26 + 0,0014(\rho_p - \rho_A)] \cdot l, \quad (6.2.5)$$

где ρ_A — плотность растворителя при температуре вторичного пара в аппарате, кг/м³; l — высота греющих труб в аппарате, м. Если в аппарате имеется труба вскипания, то ее высота суммируется с высотой греющих труб.

Тогда общее давление кипящего раствора в среднем слое будет равно

$$p = p_{en} + \frac{H_p \rho_p g}{2},$$

где p_{en} — давление вторичного пара над поверхностью кипящего раствора, Па.

Гидродинамическая депрессия — разность температур вторичного пара в сепарационном пространстве выпарного аппарата и на входе в барометрический конденсатор или следующий корпус выпарной установки ($\Delta t_{гд}$). Понижение температуры вторичного пара вызывается гидродинамическим сопротивлением паропроводов. В среднем на каждый корпус выпарной установки принято устанавливать 1 °С гидродинамической депрессии.

Так как процесс выпаривания является тепловым процессом, то в ходе теплового расчета выпарного аппарата необходимо знать величину средней движущей силы процесса.

В процессах выпаривания среднюю величину движущей силы процесса принято называть *полезной разностью температур*, которая определяется как разность между общей разностью температур процесса выпаривания и суммой температурных потерь (депрессий):

$$\Delta t_{пол} = \Delta t_{общ} - (\Delta t_{д} + \Delta t_{гс} + \Delta t_{гд}). \quad (6.2.6)$$

Величина общей разности температур процесса выпаривания определяется как разность температур греющего пара и вторичного пара на входе в барометрический конденсатор:

$$\Delta t_{общ} = t_{гп} - t_{вп}.$$

Удельная теплоемкость раствора является функцией температуры и концентрации растворенного вещества. Для некоторых малоконцентрированных растворов удельную теплоемкость можно найти по правилу аддитивности:

$$c_p = \frac{c_T \cdot x}{100} + \frac{c_B(100-x)}{100}, \quad (6.2.7)$$

где c_T — удельная теплоемкость безводного нелетучего вещества, кДж/кг · К; c_B — удельная теплоемкость воды при 20 °С, кДж/кг К; x — концентрация растворенного вещества в растворе, % масс.

Для подавляющего большинства растворов удельная теплоемкость не подчиняется правилу аддитивности, при этом отклонение тем больше, чем выше концентрация раствора. На практике для определения удельной теплоемкости растворов пользуются опытными данными, приводимыми в справочниках физико-химических величин.

На рис. 6.2.1 приведены графические зависимости удельной теплоемкости растворов некоторых веществ от массовой концентрации раствора.

При растворении твердых веществ, если они не вступают в химическое взаимодействие, наблюдается охлаждение раствора, так как разрушается кристаллическая решетка, а на это требуются затраты энергии. Если же растворяемое вещество вступает в химическое взаимодействие с растворителем, образуя сольваты (при растворении в воде — гидраты), то в результате растворения выделяется тепло.

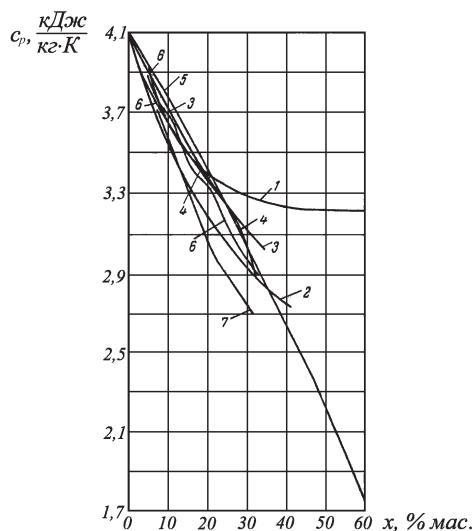


Рис. 6.2.1. Удельная теплоемкость водных растворов некоторых веществ в зависимости от концентрации при 20 °С: 1 — NaOH; 2 — KOH; 3 — $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$; 4 — NaNO_3 ; 5 — NH_4NO_3 ; 6 — K_2CO_3 ; 7 — CaCl_2