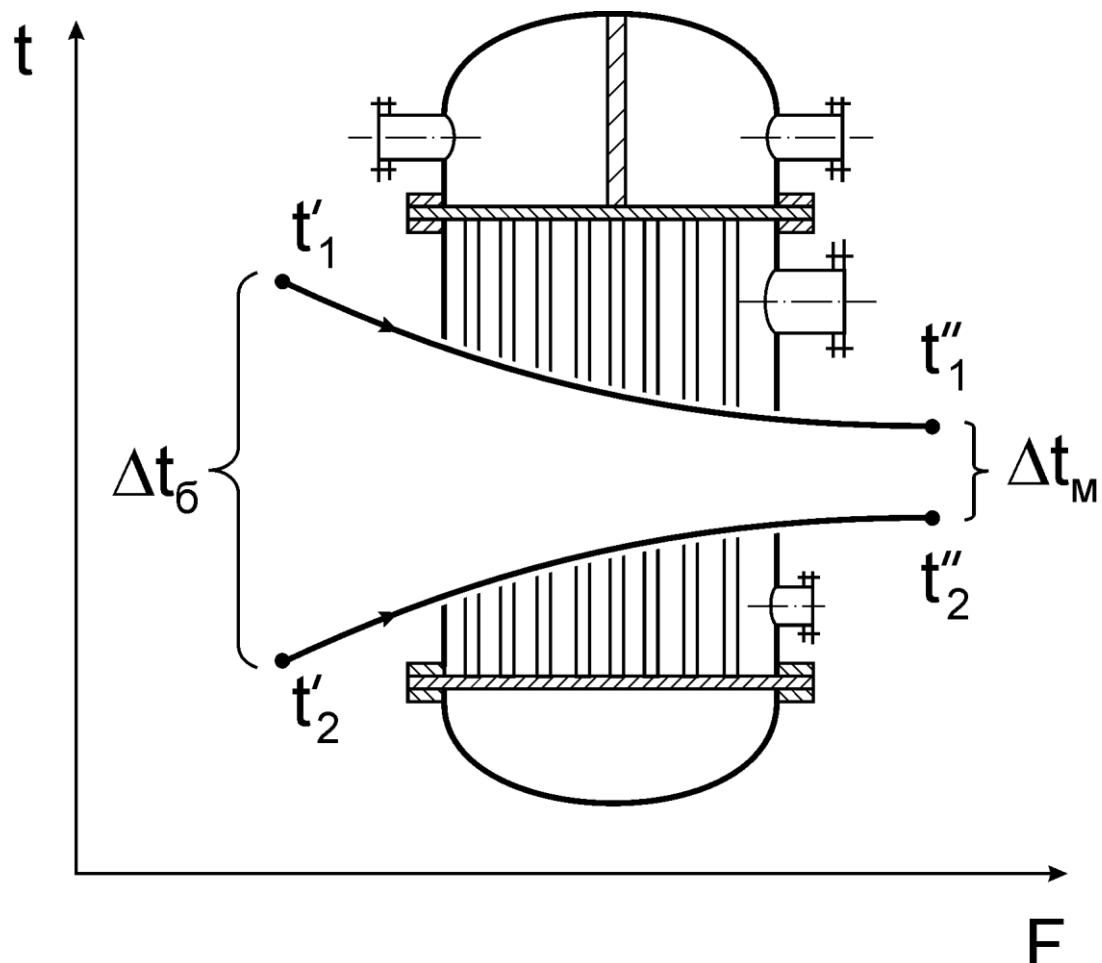


А.Н. Иванов, В.Н. Белоусов, С.Н. Смородин

ТЕПЛООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие



ББК 31.31я7
И 204
УДК 621.184(075)

А.Н. Иванов, Белоусов В.Н., Смородин С.Н.

Теплообменное оборудование промпредприятий: учебное пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2016 - 184 с.

В учебном пособии изложены основы физических процессов передачи теплоты и методика их расчёта. Приведены общие принципы конструирования и расчёта теплообменных установок. Представлены примеры расчетов наиболее распространенных типов теплообменных аппаратов. Пособие составлено с использованием единиц СИ и включает в себя необходимый нормативно-справочный и иллюстративный материал.

Предназначено для студентов энергетических, политехнических и технологических вузов, обучающихся по направлениям 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств».

Рецензенты: к.т.н., доцент, директор «Института энергетики и автоматизации» ВШТЭ СПбГУПТД
Короткова Т.Ю.;
к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Автоматизации технологических процессов и производств»
ВШТЭ СПбГУПТД **Суриков В.Н.**

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

© Иванов А.Н., Белоусов В.Н.,

Смородин С.Н., 2016

© Высшая школа технологии
и энергетики СПбГУПТД, 2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебном пособии приведены общие принципы конструирования и расчёта теплообменных установок, рассмотрены конструкции наиболее распространённых типов аппаратов и области их применения. Изложены основы физических процессов передачи теплоты и методика их расчёта.

Содержание курса сложилось в результате многолетнего опыта преподавания дисциплины на факультете при подготовке студентов по специальности "Промышленная теплоэнергетика".

Первое систематизированное издание учебного пособия по данному курсу подготовлено на факультете в 1975 году доцентом Е.К. Гусевым и профессором В.М. Антуфьевым и издано под названием "Теплоиспользующие аппараты".

В 1989 году коллективом преподавателей факультета в составе доцентов В. Л. Мовсесяна, А.Ф. Мурзича, Е.К. Гусева и В.А. Суслова подготовлено и издано учебное пособие "Тепломассообменные процессы и установки ЦБП", основой которого по содержанию и методологии изложения курса являлось предыдущее учебное пособие.

Учебное пособие "Тепломассообменные процессы и установки ЦБП" до настоящего времени является основой лекционного курса "Тепломассообменное оборудование предприятий". Практическая часть работы, выполняемой студентами по решению отдельных задач и проведению расчётов теплообменных аппаратов, осуществляется на основе соответствующих методических указаний.

Накопленный опыт преподавания дисциплины показал целесообразность подготовки и издания новой редакции учебного пособия, включающего в себя материалы предыдущего учебного пособия и методические указания по практическому выполнению расчётов теплообменных аппаратов.

Настоящая редакция исправленного и дополненного пособия подготовлена коллективом авторов в составе Иванова А.Н., Белоусова В.Н., Смородина С.Н. Оно предназначено для самостоятельной работы студентов и проверки усвоенных знаний с помощью тестов, может быть полезно преподавателям и студентам института Энергетики и автоматизации ВШТЭ, а также студентам других инженерных специальностей.

Авторы выражают благодарность Сафрошкину И. за оформление иллюстративного материала и помочь в подготовке рукописи к изданию.

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты и установки широко используются во всех отраслях промышленности. Назначение, области применения и конструктивное оформление их весьма разнообразны. Они предназначены для увеличения экономичности энергетического оборудования, повышения его надёжности, обеспечения технологических процессов. Первую группу составляют элементы паровых котлов, тепловых двигателей, компрессорных машин, тепловых электростанций, установки по использованию вторичных энергоресурсов. Вторая группа включает в себя различного рода деаэраторы, испарители, подогреватели жидкого топлива, маслоохладители, водонагреватели, воздухоохладители. К третьей группе относят выпарные, вентиляционные и сушильные установки, скруббера, аппараты криогенной техники и химических производств.

Учитывая широкий диапазон применения и важность выполняемых функций, теплообменные аппараты должны соответствовать следующим основным требованиям: обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением необходимых конечных температур теплоносителей; обладать определённой пропускной способностью для каждой из рабочих сред при заданном уровне гидравлических сопротивлений; быть надёжными в эксплуатации при заданных параметрах рабочих сред; поверхность теплообмена и элементы конструкции должны обладать достаточной химической стойкостью к воздействию агрессивных сред; конструкция должна предусматривать возможность осмотра поверхности теплообмена и доступность для её периодической очистки и ремонта; обладать достаточным запасом прочности от напряжений, возникающих в результате воздействия давления рабочих сред и температурных деформаций; иметь возможно меньшие габариты и металлоёмкость.

Создание современных конструкций теплообменных аппаратов должно соответствовать требованиям эргономики и технической эстетики, позволяющим наиболее полно удовлетворять запросы обслуживающего персонала, максимально обеспечивать благоприятные условия эксплуатации.

В настоящем учебном пособии не представляется возможным охватить всё многообразие теплообменных аппаратов, встречающихся в практике. Рассматриваются лишь основные конструкции теплообменников, методика их теплового, конструктивного, гидравлического и прочностного расчётов.

ГЛАВА 1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

1.1. Классификация

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной рабочей среды к другой. При этом процессы могут происходить как без изменения агрегатного состояния сред, так и с их изменением. Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам.

По назначению:

- подогреватели,
- испарители,
- паропреобразователи,
- конденсаторы,
- холодильники,
- радиаторы,
- калориферы и т. д.

По способу передачи теплоты:

- рекуперативные (поверхностные),
- регенеративные
- смесительные (контактные).

В рекуперативных аппаратах передача теплоты происходит непрерывно во времени через разделяющую твёрдую стенку.

По роду применяемых теплоносителей рекуперативные аппараты различают:

- парожидкостные,
- жидкостно–жидкостные,
- газожидкостные,
- газо–газовые.

В регенеративных теплообменниках греющая среда приводится в соприкосновение с твёрдым телом (насадкой) и отдаёт ему теплоту. В последующий период времени в соприкосновение с этой же насадкой, с аккумулировавшей теплоту, приводится нагреваемая среда. В этих аппаратах процесс передачи теплоты осуществляется периодически (циклически).

В смесительных теплообменных аппаратах передача теплоты происходит при непосредственном соприкосновении (перемешива-

нии) греющей и нагреваемой рабочих сред либо на поверхности насадки, либо в объёме аппарата.

По направлению и характеру движения рабочих сред:

- противоточные,
- прямоточные,
- перекрёстного и смешанного тока,
- одноточные и многоточные.

По характеру температурного режима:

- с установившимся (стационарным) тепловым режимом,
- с неустановившимся (нестационарным) тепловым режимом.

По температурному уровню:

- высокотемпературные,
- среднетемпературные,
- низкотемпературные,
- криогенные.

К высокотемпературным относят огнетехнические процессы и установки, в частности промышленные печи. Им соответствуют рабочие температуры в пределах 400–2000 °С. Рабочий диапазон среднетемпературных процессов и установок, например выпарки, ректификации, сушки, находится, как правило, в пределах 150–700 °С; низкотемпературных систем (отопительные, вентиляционные, кондиционеры, теплонаносные и холодильные установки) – от -150 до +150 °С. Процессы, протекающие при более низких температурах, называются *криогенными*.

Для рекуперативных теплообменных аппаратов, составляющих значительную часть всего ряда теплообменников, важной является их классификация по *конструктивному оформлению*, включая различные формы поверхности теплообмена.

Рекуперативные теплообменные аппараты с поверхностью теплообмена из труб:

- труба в трубе;
- кожухотрубные:
 - ✓ из оребрённых труб,
 - ✓ с неподвижными решётками,
 - ✓ с компенсатором удлинений,
 - ✓ с плавающей головкой,
 - ✓ с U-образными и спиральными трубками.

Рекуперативные теплообменные аппараты с поверхностью теплообмена из листового материала:

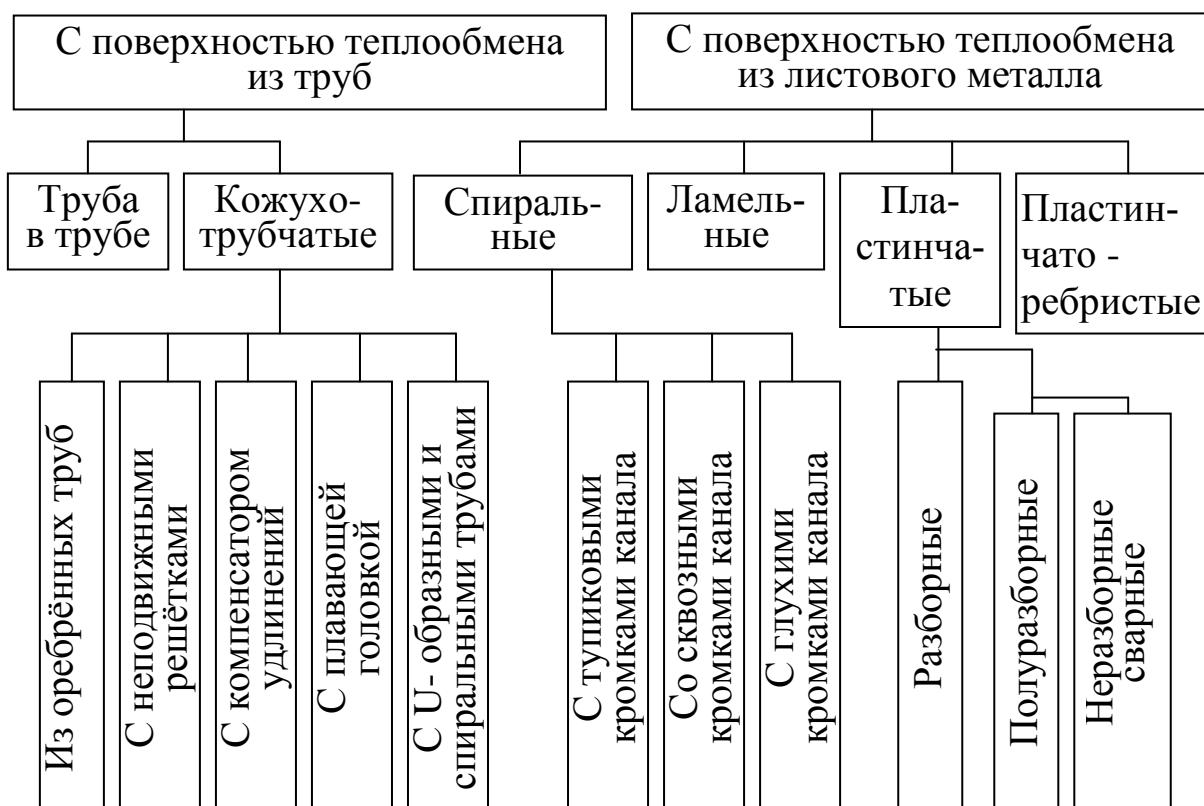
- спиральные:
 - ✓ с тупиковыми кромками канала,
 - ✓ со сквозными кромками канала,
 - ✓ с глухими кромками канала;
- ламельные;
- пластинчатые:
 - ✓ разборные,
 - ✓ полуразборные,
 - ✓ неразборные;
- пластинчато-ребристые.

В табл. 1.1. приведена классификация теплообменников поверхностного типа по этому признаку.

Таблица 1.1

Классификация поверхностных теплообменников интенсивного

Теплообменные аппараты: поверхностные, рекуперативные интенсивного действия



Кроме того, теплообменные аппараты классифицируются по применяемым материалам, типоразмерам, рабочим параметрам и целому ряду других признаков [1-4].

1.2. Теплоносители и их физические свойства

Интенсивность процесса тепломассообмена зависит от свойств теплоносителей, характеризующихся физическими параметрами [4,5]. К основным из них относятся: плотность ρ , кг/м³ – масса, приходящаяся на единицу объёма вещества; вязкость – характеризующая по закону Ньютона силы внутреннего трения и определяемая динамическим коэффициентом вязкости μ , Па·с или коэффициентом кинематической вязкости $\nu = \mu / \rho$, м²/с; коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м °C) – характеризующий по закону Фурье способность вещества проводить теплоту; удельная теплоёмкость при постоянном давлении C_p , Дж/(кг °C) – количество теплоты, необходимое для нагревания единичной массы вещества на один градус; коэффициент температуропроводности α , м²/с – характеризующий скорость выравнивания температуры при нагревании или охлаждении вещества; теплота фазового перехода (скрытая теплота парообразования) r , Дж/кг – количество поглощаемой или выделяемой теплоты при изменении агрегатного состояния 1 кг вещества.

Теплоносители должны быть недорогими, достаточно представленными в отечественных ресурсах, удобными при транспортировке, стабильными в процессе длительной работы, обладать высокой плотностью и теплоёмкостью, возможно большим коэффициентом теплопроводности и теплотой фазового перехода, малой вязкостью.

Теплоносители классифицируются по назначению, агрегатному состоянию и диапазону рабочих температур. По назначению различают греющий теплоноситель, охлаждающий теплоноситель (хладоноситель), промежуточные тепло – и хладоносители, хладоагент (рабочее тело в холодильных циклах), сушильный агент и т.п.

По агрегатному состоянию теплоносители бывают однофазные и многофазные (чаще двухфазные). К однофазным относятся низкотемпературная плазма (пламя), газы (в том числе – дымовые), неконденсирующие пары и их газовые смеси, не кипящие и не испаряющиеся при рабочем давлении жидкости и их смеси (растворы), твёрдые сыпучие материалы. К двухфазным и многофазным теплоносителям относятся кипящие, испаряющиеся и распыляемые газом жидкости, конденсирующиеся пары и парогазовые смеси, плавящиеся и затвердевающие твёрдые вещества, газовзвеси, аэрозоли, эмульсии и другие запылённые газовые потоки.

По диапазону рабочих температур выделяют высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные теплоносители и теплоносители, применяемые при криогенных процессах. К высокотемпературным газообразным теплоносителям относят дымовые или топочные газы. Их температура может достигать 1500 °С. К высокотемпературным теплоносителям в виде капельных жидкостей принято относить вещества, температура кипения которых при атмосферном давлении превышает 200 °С. Это минеральные масла, дифенильные соединения, глицерин, расплавы солей, жидкие металлы и т.п. В табл. 1.2 приведены характеристики некоторых жидких высокотемпературных теплоносителей.

Таблица 1.2
Характеристики жидких высокотемпературных теплоносителей

Теплоноситель	Химическая формула	Температура, °С	
		плавления	кипения
		при атмосферном давлении	
Минеральные масла (трансформаторное и др.)	–	-20 – -30	300–500
Нафталин	$C_{10}H_8$	80,2	218
Дифенил	$C_{12}H_{10}$	67	255
Дифениловый эфир	$C_{12}H_{10}O$	27	259
Глицерин	$C_2H_8O_3$	-18,6	290
Натрий	–	97,8	883
Сплав натрия и калия	–	-11	784

К среднетемпературным теплоносителям, в первую очередь, относят водяной пар, воду и воздух. Пар используется при температурах до 650 °С, вода – до 375 °С, воздух – до 100 °С. Низкотемпературными теплоносителями принято считать такие, температура кипения которых при атмосферном давлении обычно не превышает 0 °С. К ним прежде всего относят холодильные агенты. Криогенными теплоносителями называют сжиженные газы (кислород, водород, азот, воздух и др.) и их пары. Область их применения лежит ниже минус 150 °С.

Наиболее распространёнными в тепломассообменных установках являются газообразные и жидкые теплоносители, а также водяной пар. Чаще всего в качестве газообразных теплоносителей используют воздух, дымовые и топочные газы. Эти теплоносители, обладая неоспоримыми достоинствами, имеют существенные недостатки: низкую теплоёмкость и малую плотность. Поэтому коэффициенты теплоотдачи от газового потока к стенке сравнительно небольшие, порядка $10\text{--}100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$, и такие теплообменные аппараты имеют большую поверхность теплообмена, значительные затраты мощности на прокачку теплоносителей и получаются весьма громоздкими.

В противоположность газовым теплоносителям вода по своим физическим и термодинамическим свойствам существенным образом отличается от них, имея высокую теплоёмкость и большую плотность. Коэффициенты теплоотдачи от воды к стенке в рабочем диапазоне скоростей потока составляют величину $1000\text{--}15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$. Поэтому теплообменные аппараты получаются более компактными, требуют значительно меньших поверхностей нагрева и затрат мощности на прокачку теплоносителей по сравнению с теплообменными аппаратами с газообразными рабочими средами. Существенный недостаток воды как теплоносителя заключается в том, что температура кипения её относительно низкая. Повышение температуры кипения связано с увеличением давления, что усложняет конструкцию теплообменного аппарата. Поэтому вода используется в теплообменных аппаратах как низкотемпературный теплоноситель, главным образом для целей отопления, охлаждения рабочих сред в технологических процессах производства.

Водяной пар как теплоноситель широко используется в качестве греющей среды в теплообменных аппаратах различного назначения. При конденсации водяного пара коэффициенты теплоотдачи обычно находятся в пределах $3000\text{--}15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$. Основным недостатком водяного пара является сравнительно низкая температура его насыщения, увеличение которой связано с повышением давления, что усложняет и удорожает конструкцию теплообменного аппарата.

1.3. Выбор скоростей теплоносителей

Правильный выбор скорости теплоносителей является важным этапом при проектировании тепломассообменных установок. С увеличением скорости среды интенсивность теплообмена повышается. Это приводит к уменьшению габаритов аппарата, его металлоёмкости, т.е. к снижению капитальных затрат. С другой стороны, увеличение скорости приводит к росту гидравлических сопротивлений и увеличению затрат мощности на прокачку теплоносителей, т.е. к росту эксплуатационных расходов. По методике определения наивыгоднейшей скорости Н.В. Кузнецова разработан технико-экономический расчёт, основанный на окупаемости дополнительных капитальных затрат за счёт экономии эксплуатационных расходов в пределах заданного срока окупаемости [6].

Там, где реализация наивыгоднейшей скорости из технико-экономических соображений не встречает препятствий, она является оптимальной. В остальных случаях верхний и нижний пределы скорости лимитируются требованиями, предъявляемыми к теплообменным аппаратам: допустимым гидравлическим (аэродинамическим) сопротивлением, наименьшей эрозией материала, загрязнением и абразивным износом поверхности теплообмена, предупреждением вибрации элементов аппарата. Рекомендуемые значения скоростей основных видов теплоносителей приведены в табл.1.3 [4].

Таблица 1.3

Рекомендуемые скорости теплоносителей в каналах теплообменников

Теплоноситель	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	1–3
Вязкие жидкости (масла, органические теплоносители, растворы солей)	0,2–1
Запылённые газы при атмосферном давлении	6–12
Не запыленные газы при атмосферном давлении	12–16
Газы под давлением	15–30
Водяной пар: насыщенный	30–50
перегретый	50–75
разреженный	100–200

В теплообменных аппаратах с газообразными теплоносителями, где интенсивность теплообмена сравнительно низка, перемещаются

большие объёмы воздуха и газов и затрачивается значительная мощность на их прокачку, существенное значение для повышения тепловой эффективности имеет соотношение скоростей рабочих сред. Выбор оптимального соотношения скоростей обеспечивает максимальный теплосъём при минимально возможных затратах мощности на прокачку теплоносителей.

Наряду с методикой Н.В. Кузнецова, существуют различные способы оценки влияния соотношения скоростей на эффективность работы теплообменных аппаратов. В.М. Антуфьевым [7] предложена методика выбора соотношения скоростей на основе энергетического коэффициента E , который для двухстороннего обтекания поверхности теплообмена определяется из выражения

$$E = \frac{k}{\Sigma N_o} = \frac{k}{N_o^1 + N_o^2}, \quad (1.1)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{°C})$; N_o^1 и N_o^2 – затраты мощности по стороне греющей и нагреваемой рабочих сред, отнесённые к 1 м^2 поверхности теплообмена, $\text{Вт}/\text{м}^2$. Оптимальному соотношению скоростей $\varphi_o = W_2/W_1$ соответствует максимальное значение энергетического коэффициента. На рис. 1.1 приведена зависимость $E = f(W_2/W_1)$ для обтекания трубчатой поверхности при одинаковых давлениях рабочих сред [8]. Оптимальное соотношение скоростей φ_o составляет 0,5.

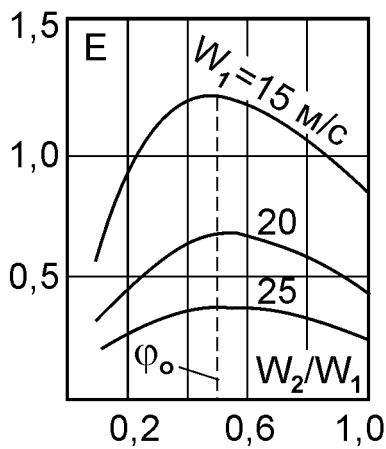


Рис. 1.1. Зависимость энергетического коэффициента от соотношения скоростей

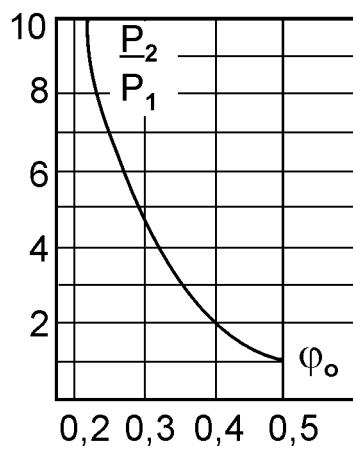


Рис. 1.2. Зависимость оптимального соотношения скоростей от соотношения давлений

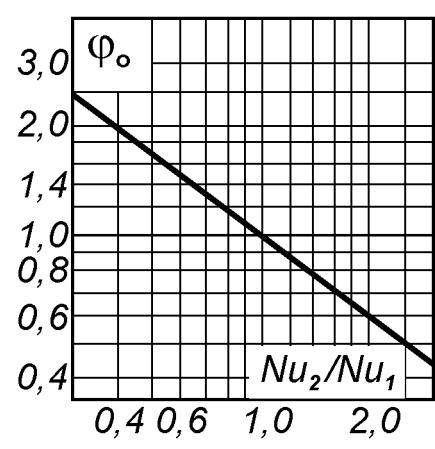


Рис. 1.3. Зависимость оптимального соотношения скоростей φ_o от соотношения уровней теплообмена сторон

Проведенный анализ [9] показал, что в общем случае оптимальное соотношение скоростей можно рассматривать как функцию нескольких переменных

$$\varphi_o = f(\varepsilon, W_v, W_r, l, \theta, \Phi), \quad (1.2)$$

где ε – соотношение давлений рабочих сред; W_v и W_r – скорости рабочих сред; l – линейный определяющий размер; θ – температурный фактор; Φ – форма поверхности теплообмена.

На рис. 1.2 приведена зависимость $\varphi_o = f(\varepsilon)$ для профильно-пластинчатой поверхности с овалообразными выступами применительно к условиям эксплуатации регенераторов газотурбинных установок [8], характерным для которых является существенная разница в величине давления воздуха и продуктов сгорания. Из приведенного графика следует, что с увеличением разности плотностей рабочих сред оптимальное соотношение скоростей смещается в сторону меньших значений. Для теплообменных аппаратов с практически одинаковыми давлениями рабочих сред влиянием ε на величину φ_o можно пренебречь. Не оказывают существенного влияния на выбор оптимального соотношения скоростей также абсолютные значения скоростей рабочих сред, линейный определяющий размер и температурный фактор.

Решающее значение для выбора оптимального соотношения скоростей рабочих сред имеет форма поверхности теплообмена, которая при прочих равных условиях однозначно определяет уровень её тепловой эффективности. На рис. 1.3 приведен график зависимости оптимального соотношения скоростей φ_o от соотношения уровней теплообмена сторон, характеризующихся соответствующим критериальным уравнением и представленные в виде чисел Нуссельта.

Для различных типов поверхностей нагрева численное значение оптимального соотношения скоростей изменяется в широких пределах, для поверхностей нагрева с одинаковыми условиями обтекания с обеих сторон φ_o практически равно единице. На основе анализа полученных результатов предложена формула для определения оптимального соотношения скоростей

$$\varphi_o = (Nu_2/Nu_1)^{-0,75}. \quad (1.3)$$

В табл. 1.4 приведены значения оптимального соотношения скоростей воздуха и дымовых газов для некоторых типов поверхностей нагрева применительно к условиям работы котельных воздухо-подогревателей.

Таблица 1.4

Оптимальное соотношение скоростей воздуха и дымовых газов

Тип поверхности нагрева	φ_0
Профильно-пластинчатая с овалообразными выступами	0,54
Профильно-пластинчатая с пирамидальными выступами	1,0
Гладкопластинчатая	1,0
Трубные пучки	0,5
Чугунная ребристая	1,08
Чугунная ребристо-зубчатая	0,74

1.4. Этапы расчёта теплообменных аппаратов

Основными этапами расчёта тепломассообменного оборудования являются: тепловой, конструктивный, гидравлический (аэродинамический) и прочностной (механический).

В практике расчёта и проектирования теплообменных аппаратов принято различать прямой и поверочный тепловые расчёты. Цель прямого теплового расчёта состоит в определении требуемой величины поверхности теплообмена для обеспечения заданной тепловой нагрузки аппарата. Поверхность определяется из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} , \text{ м}^2 . \quad (1.4)$$

Тепловая нагрузка аппарата Q , Вт определяется, как правило, по стороне нагреваемой среды и представляет собой правую часть уравнения теплового баланса:

$$G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') . \quad (1.5)$$

Для процессов, протекающих с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей, уравнение имеет вид:

$$D \cdot (i'' - i') \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') . \quad (1.6)$$

В этих уравнениях G_1 , G_2 , D – массовый расход греющей и нагреваемой среды и греющего пара, кг/с; C_{p1} и C_{p2} – теплоёмкости

рабочих сред, Дж/(кг $^{\circ}$ С); t'_1 , t''_1 и t'_2 , t''_2 – температуры греющей и нагреваемой сред на входе и выходе, $^{\circ}$ С; i'' и i' – теплосодержание насыщенного пара и конденсата, Дж/кг; η – коэффициент использования, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнения теплового баланса обычно определяют требуемое количество греющей среды G_1 или пара D .

Коэффициент теплопередачи в общем случае рассчитывается с учётом всех термических сопротивлений

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{С}), \quad (1.7)$$

где δ – толщина стенки, м; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м $^{\circ}$ С); α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к нагреваемой среде, Вт/(\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{С}).

Средний температурный напор определяется в зависимости от схемы движения теплоносителей. Исключение составляют случаи, когда температура одного из теплоносителей постоянна (при фазовых превращениях) или водяной эквивалент $W = G \cdot C_p$ одного из теплоносителей много больше другого. В этих случаях направление движения теплоносителей не влияет на величину температурного напора. Основные схемы движения приведены на рис.1.4. Характер изменения температур для отдельных случаев представлен на рис.1.5.

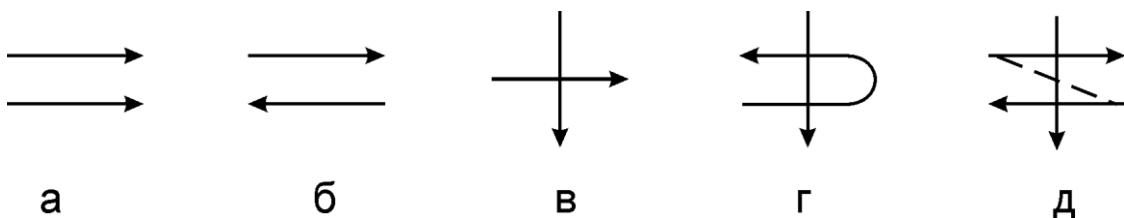


Рис. 1.4. Схемы движения теплоносителей:

а – прямоток; б – противоток; в – однократный перекрёстный ток;
г – С – перекрест; д – Z – перекрест

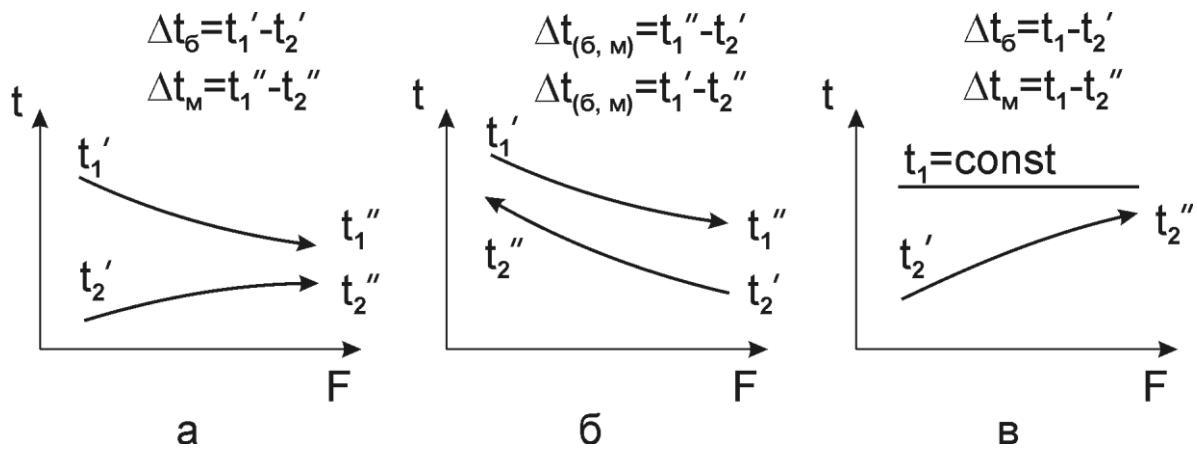


Рис. 1.5, Характер изменения температур теплоносителей:
 а – при прямотоке; б – при противотоке; индексы “б” и “м” присваиваются соответствующим Δt после вычисления численных значений; в – при постоянной температуре одного из теплоносителей

Схема С – перекрёста (рис. 1.4, г) может быть многократной и приближаться к противотоку или прямотоку. Расчётные формулы достаточно точно позволяют определить температурный напор для прямоточной и противоточной схем движения. При этом Δt_{cp} можно рассчитывать как среднелогарифмический и как среднеарифметический. Выбор метода расчёта показан на рис. 1.6.

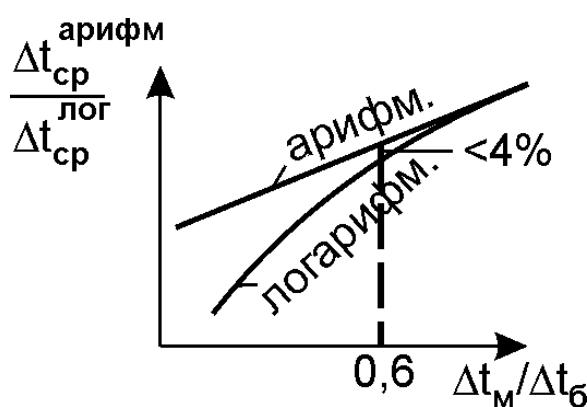


Рис. 1.6. Сравнительная оценка методов расчёта температурного напора

При $\Delta t_M / \Delta t_6 \geq 0,6$ погрешность расчёта не превышает 4 % и Δt_{cp} рассчитывается как среднеарифметический:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (1.8)$$

При $\Delta t_M / \Delta t_6 < 0,6$ Δt_{cp} необходимо рассчитывать как среднелогарифмический (точный):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}, \text{ } ^\circ\text{C} . \quad (1.9)$$

Для остальных схем движения Δt_{cp} рассчитывается с учётом поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$, где

$$P = \delta t_2 / \delta t_{max}, \quad R = \delta t_1 / \delta t_2 \quad (1.10)$$

– безразмерные комплексы. Значение $\varepsilon_{\Delta t}$ определяется по соответствующим номограммам [5] и подставляется в качестве сомножителя в выражение (1.9). Противоточная схема является наиболее эффективной, так как при этом Δt_{cp} имеет наибольшее значение, а температура нагреваемой среды на выходе может превышать выходную температуру греющей среды.

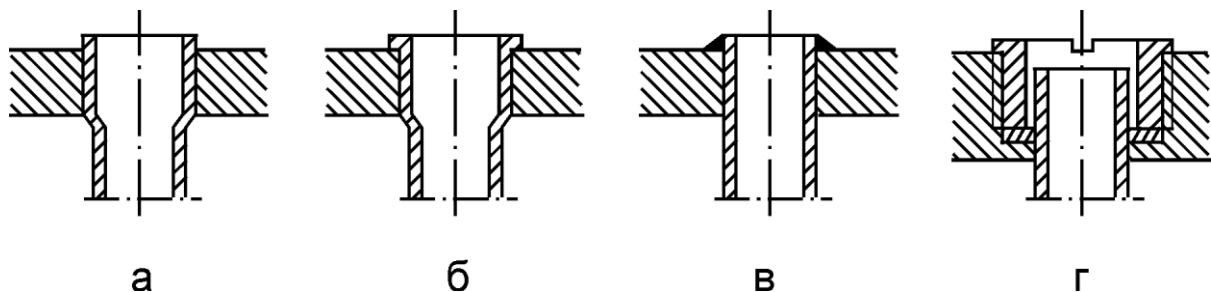
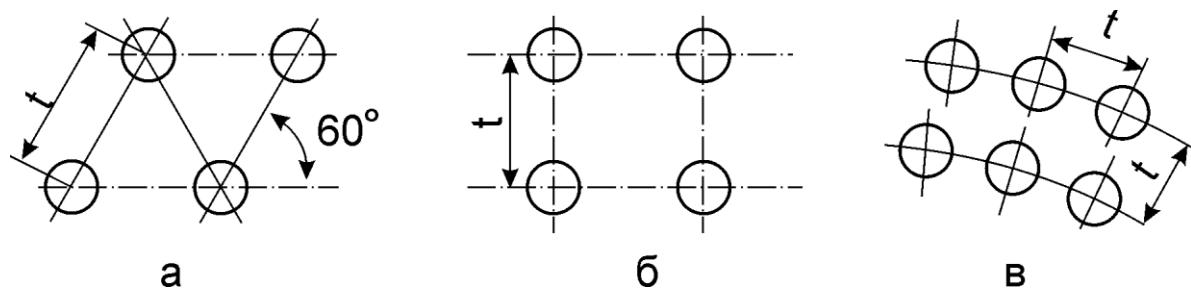
Поверочный тепловой расчёт выполняется в том случае, когда конструкция аппарата и величина поверхности его нагрева известны. Целью расчёта является определение тепловой нагрузки, способной передать теплообменным аппаратом, и расчёт конечных температур рабочих сред при известных начальных параметрах теплоносителей. Особенности такого расчёта в зависимости от типа теплообменного аппарата и физических свойств теплоносителей рассматриваются в последующих разделах.

Конструктивный расчёт выполняется после прямого теплового расчёта и заключается в оформлении расчётной величины поверхности нагрева в конкретную конструкцию с определением основных габаритных размеров теплообменного аппарата, его отдельных узлов и элементов. Методика выполнения расчёта весьма разнообразна и зависит от типа аппарата и его назначения. Общим является определение проходного сечения для обеспечения принятой скорости теплоносителей, которое рассчитывается из уравнения расхода

$$G = f_{пр.с.} \cdot W \cdot \rho, \text{ кг/с} , \quad (1.11)$$

где $f_{пр.с.}$, W , ρ – проходное сечение, м^2 , скорость теплоносителя, м/с и его плотность, кг/м^3 .

На размеры кожухотрубчатых теплообменных аппаратов влияет размещение труб в пучке и способы их крепления в трубных досках, представленные соответственно на рис.1.7 и 1.8.



Примеры конструктивных расчётов конкретных типов теплообменных аппаратов рассматриваются в последующих разделах.

Гидравлический расчёт производится с целью определения потерь напора при движении теплоносителей и затрат мощности на преодоление сопротивления. Общие потери напора ΔP_o складываются из потерь на трение ΔP_{tp} и местные сопротивления ΔP_m . Потери напора на трение при продольном течении рассчитываются по формуле Дарси

$$\Delta P_{tp} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1.12)$$

где ξ – коэффициент сопротивления трению; l – длина пути теплоносителя, м; d – определяющий размер, м; ρ и W – плотность среды, $\text{кг}/\text{м}^3$ и её скорость, $\text{м}/\text{с}$.

Коэффициент сопротивления трению определяется в зависимости от режима течения среды и степени шероховатости поверхности канала. График зависимости представлен на рис. 1.9.

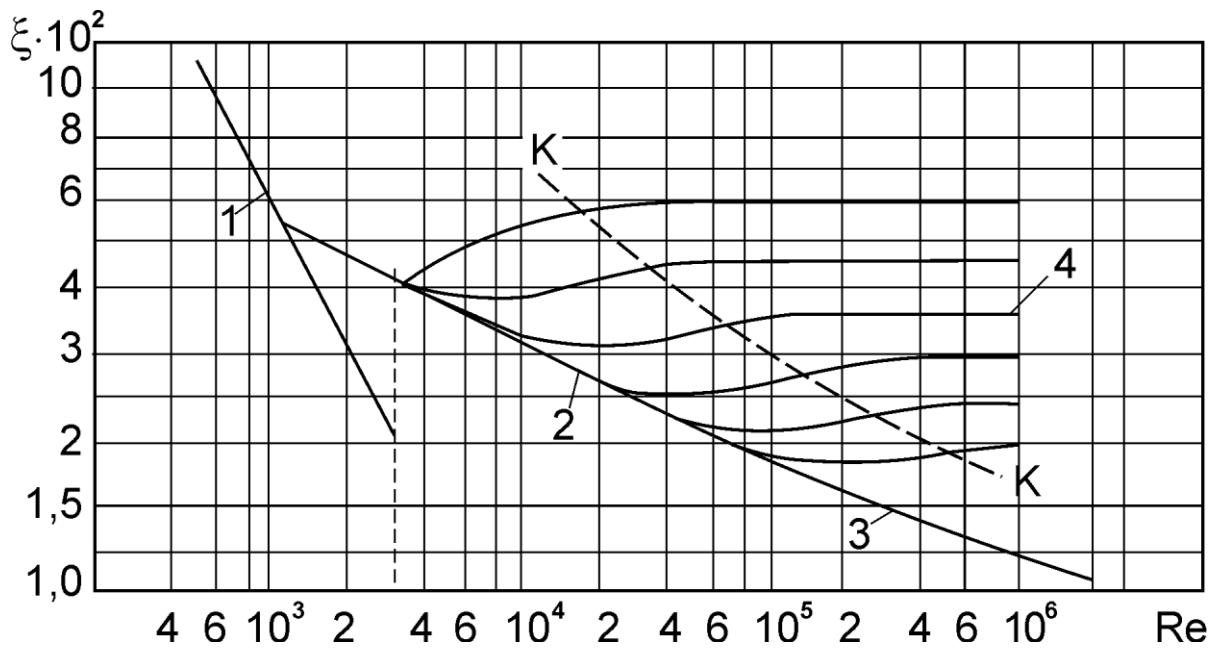


Рис. 1.9. Зависимость коэффициента сопротивления трению от числа Рейнольдса:

1 – область закона Пуазейля (ламинарный режим); 2 – область закона Блазиуса; 3 – область закона Никурадзе; 4 – область квадратичного закона для шероховатых поверхностей; К-К – нижняя граница квадратичного закона

Расчётные формулы для определения коэффициента сопротивления трению приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Формулы для расчёта коэффициента сопротивления трению

Область	Интервал чисел Re	Закон	Формула
1	до 10^3	Пуазейля	$\frac{A^*}{Re}$ (1.13)
2	от $3 \cdot 10^3$ до 10^5	Блазиуса	$\frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (1.14)
3	выше 10^5	Никурадзе	$0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$ (1.15)
4	граница к-к $Re_{kprim} = 100 \frac{r^{**}}{\delta^{***}}$	квадратичный	$\frac{0,1}{(r / \delta)^{0,25}}$ (1.16)

Примечания: A^* – коэффициент, учитывающий форму канала и численно равный: для круглых труб – 64, для треугольника – 53, для квадрата – 57, для прямоугольника – 71, для кольцевой щели – 96; r^{**} – радиус трубы, δ^{***} – высота выступа шероховатости.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются по формуле

$$\Delta P_m = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1.17)$$

где $\sum \psi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Ориентировочные значения коэффициентов местных сопротивлений для характерных элементов теплообменных аппаратов приведены в табл. 1.6 [3].

Таблица 1.6
Коэффициенты местных сопротивлений для отдельных элементов теплообменных аппаратов

№ п/п	Элемент	ψ
1,2	Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
3,4	Вход в трубное пространство или выход из него	1,0
5	Поворот на 180° между ходами через промежуточную камеру	2,5
6	То же через колено в секционных подогревателях	2,0
7	Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему пространству	1,5
8	Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
9	Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
10	Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5
11	Поворот на 180° в U – образной трубке	0,5
12	Поворот на 90° в коллекторе	0,5
13	Круглые змеевики (спирали) при числе змеевиков (спиралей) n	0,5·n

Потери напора при поперечном обтекании трубных пучков и пластинчатых поверхностей нагрева рассчитываются по соответствующим критериальным зависимостям [1-9].

Затраты мощности на преодоление сопротивления определяются из выражения

$$N = \frac{G \cdot \Delta P_o}{\rho \cdot \eta} , \text{ Вт} \quad (1.18)$$

где η – коэффициент полезного действия нагнетателя.

1.5. Методы оценки и некоторые способы повышения энергетической эффективности поверхностей теплообмена

Совершенство теплообменного аппарата при вынужденном движении рабочих сред характеризует соотношение теплоты, переданной в аппарате, и затрат мощности N на преодоление гидравлических сопротивлений. М.В. Кирпичёвым введено понятие энергетического коэффициента

$$E = \frac{Q}{N} . \quad (1.19)$$

Чем больше значение E , тем лучше способ интенсификации теплообмена и конструкция аппарата. Однако в таком виде методика оценки эффективности не получила широкого применения. Главным её недостатком является неоднозначность коэффициента E в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и других факторов.

Дальнейшее развитие методики оценки на основе энергетического коэффициента выполнил В.М. Антуфьев с использованием удельных показателей для определения теплосъёма и энергозатрат.

Проведено преобразование E путём анализа величин, входящих в уравнение (1.19):

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha \cdot F \cdot \Delta t}{\Delta P \cdot W \cdot f_{\text{пр.с.}}} , \quad (1.20)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C})$; F – поверхность теплообмена, м^2 ; Δt – температурный напор, $^{\circ}\text{C}$; ΔP – потери напора при движении среды, Па ; W – скорость среды, $\text{м}/\text{с}$; $f_{\text{пр.с.}}$ – проходное сечение, м^2 .

Делением числителя и знаменателя на F получены удельные показатели теплосъёма и энергозатрат на 1 м^2 . Обозначив удельные энергозатраты

$$\frac{\Delta P \cdot W \cdot f_{\text{пр.с.}}}{F} = N_o \quad , \quad (1.21)$$

получено выражение

$$E = \frac{\alpha \cdot \Delta t}{N_o} \quad . \quad (1.22)$$

На оценку эффективности поверхности теплообмена температурный напор не влияет и может быть принят $\Delta t = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$. Тогда выражение (1.22) принимает вид безразмерного комплекса

$$E = \frac{\alpha \cdot 1}{N_o} = \frac{\alpha}{N_o} \quad . \quad (1.23)$$

В такой записи энергетический коэффициент является универсальным и характеризует количество теплоты, переданной при разности температур в $1 \text{ } ^\circ\text{C}$, при затратах энергии в 1 Вт на движение рабочей среды при обтекании 1 m^2 поверхности теплообмена.

В табл. 1.7 приведены выражения для N_o некоторых типов поверхностей теплообмена [8].

Таблица 1.7

Выражение удельных энергозатрат для некоторых типов поверхностей теплообмена

Форма каналов поверхности теплообмена	Формула для расчёта удельных энергозатрат
Прямые щелевые каналы, гладкая труба	$N_o = 0,125 \cdot \xi \cdot \rho \cdot W^3$
Поперечное обтекание трубных пучков	$N_o = \frac{S_1^* - d_h}{\pi \cdot d_h} \cdot Eu_o \cdot \rho \cdot W^3$
Прямые двухугольные каналы	$N_o = \xi \cdot \frac{f_o}{4 \cdot S_1^{**} \cdot d_3} \cdot \rho \cdot W^3$
Волнообразные щелевые каналы	$N_o = \frac{S}{2 \cdot S_1^{**}} \cdot Eu_o \cdot \rho \cdot W^3$
Зигзагообразные каналы в профильной поверхности с пирамиальными выступами	$N_o = \frac{f_o}{4 \cdot a^2} \cdot Eu_o \cdot \rho \cdot W^3$

В табл. 1.7 приняты обозначения: ξ –коэффициент сопротивления трению; ρ – плотность среды, кг/м³; W – скорость среды, м/с; S_1^* – поперечный шаг между трубами в пучке, м; d_h – наружный диаметр труб, м; Eu_o – число Эйлера, отнесённое к одному ряду труб (выступов); f_o – проходное сечение одного канала, м²; S_1^{**} – шаг по волне между овалообразными выступами, м; d_3 – эквивалентный диаметр двухугольного канала, м; S – ширина щелевого волнообразного канала, м; a – сторона основания пирамидального выступа, м.

Коэффициент теплоотдачи α связан с энергозатратами зависимостью $\alpha = f(N_o)$, которая может быть определена аналитически или графически. Аналитический способ достаточно сложен и обычно используют графический метод сопоставления. На рис. 1.10 приведен график сопоставления тепловой эффективности двух произвольных поверхностей теплообмена.

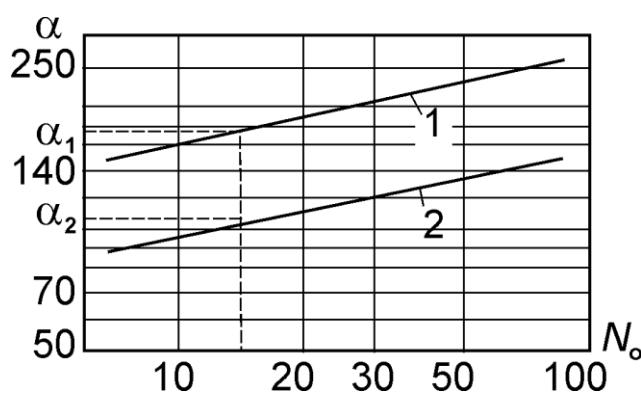


Рис. 1.10. Сопоставление тепловой эффективности поверхностей нагрева

При некотором определённом значении N_o для сравниваемых поверхностей 1 и 2 отношение $\alpha_1/\alpha_2 = \psi$ характеризует преимущество в тепловой эффективности поверхности 1 по сравнению с поверхностью 2. Оценка объёмных и массовых характеристик сравниваемых поверхностей производится при условии $Q = idem$ и $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$,

$$\alpha_1 \cdot F_1 = \alpha_2 \cdot F_2 = idem , \quad (1.24)$$

откуда

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{I}{\psi} . \quad (1.25)$$

Объём, занимаемый поверхностью нагрева, выражается через коэффициент компактности Π , представляющий собой величину

поверхности теплообмена, размещённую в единице объёма, $\text{м}^2/\text{м}^3$:

$$V_1 = \frac{F_1}{\Pi_1}, \quad V_2 = \frac{F_2}{\Pi_2} \quad \text{или} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{\Pi_2}{\Pi_1 \cdot \psi} \quad . \quad (1.26)$$

Массу поверхности нагрева F_1 и F_2 можно выразить как

$$G_1 = F_1 \cdot \varrho_1 \quad \text{и} \quad G_2 = F_2 \cdot \varrho_2 \quad , \quad (1.27)$$

тогда

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{F_1 \cdot \varrho_1}{F_2 \cdot \varrho_2} = \frac{\varrho_1}{\varrho_2 \cdot \psi} \quad , \quad (1.28)$$

где ϱ_1 и ϱ_2 – масса единицы поверхностей нагрева 1 и 2, $\text{кг}/\text{м}^2$.

Для двухстороннего обтекания поверхности теплообмена энергетический коэффициент зависит от коэффициента теплопередачи k и суммарных удельных затрат мощности на сопротивление и может быть представлен следующим образом:

$$E = \frac{k}{N_o^1 + N_o^2} = \frac{k}{\sum N_o} \quad . \quad (1.29)$$

Дальнейший анализ тепловой эффективности сравниваемых конструкций теплообменных аппаратов выполняется по аналогичной методике.

1.6. Способы повышения тепловой эффективности установок

Проблема повышения эффективности теплообменного оборудования является комплексной и требует совместного решения ряда задач: теплофизической, направленной на исследование и поиск гидродинамических и теплотехнических условий, обеспечивающих оптимальное соотношение между интенсивностью теплообмена и уровнем гидравлических сопротивлений; эксплуатационной, обеспечивающей длительную и надёжную работу оборудования; задачи по созданию технически доступной и сравнительно дешёвой технологии изготовления [1-10].

В отдельных случаях эффективность работы теплообменных аппаратов можно повысить за счёт применения теплоносителей с высокими теплофизическими свойствами, использования материала стенки с большими коэффициентами теплопроводности и малой её толщиной, увеличения давления теплоносителей, повышения температурного напора.

Обычно физические свойства рабочих сред и температурный режим заданы условиями протекания теплотехнологических процессов и не могут выбираться произвольно. В этом случае наиболее простыми способами интенсификации являются: увеличение скорости теплоносителей до экономически целесообразных значений и обеспечение их оптимального соотношения; уменьшение геометрических размеров каналов; оптимизация конструктивных элементов теплообменного оборудования и совершенствование схем теплоиспользующих установок; реализация мероприятий по предотвращению или снижению уровня отложений, а также своевременная очистка поверхности теплообмена.

В теплообменных аппаратах с резко отличающимися коэффициентами теплоотдачи повышение тепловой эффективности достигается увеличением поверхности теплообмена за счёт различного рода оребрения со стороны теплоносителя с малым коэффициентом теплоотдачи.

Наиболее эффективным способом интенсификации конвективного теплообмена является разрушение пристенного пограничного слоя, что увеличивает его турбулентную проводимость. Достигается это в основном двумя путями: обеспечением локального отрывного течения и увеличением местных пристенных скоростей. Отрывное течение создаётся: искусственной шероховатостью, выполненной в виде резьбовой нарезки; кольцевых вставок, последовательно расположенных по ходу потока; поперечных выступов различной формы. Увеличение местных пристенных скоростей реализуется закруткой потока, создаваемой шнековыми или пластинчатыми закручивателями и внутренним спиральным оребрением.

Наиболее технологически просто интенсификация теплообменных процессов достигается в профильно-пластинчатых поверхностях нагрева, где в процессе штамповки или прокатки листов можно обеспечить практически любую форму каналов. Такие теплообменники получили широкое распространение в различных отраслях промышленности.

Универсальной конструкции теплообменного аппарата, обеспечивающей эффективную интенсификацию теплообмена во всём многообразии задач, не существует. В каждом конкретном случае выбор или разработка конструкции аппарата должна определяться соотношением теплопроизводительности и энергозатрат, условиями эксплуатации и технологией изготовления.

Одним из путей повышения эффективности использования теплоты является реализация тепловых схем с промежуточным теплоносителем, который выступает одновременно и в качестве нагреваемой среды (воспринимает теплоту от горячей среды) и в качестве греющей (отдаёт теплоту холодной среде).

Особое место занимают вопросы утилизации низкопотенциальной теплоты (до 50 °С) жидких и газообразных отходов технологического производства. Решение этих задач традиционными способами экономически нецелесообразно. В этом случае перспективными представляются теплопередающие устройства на базе тепловых труб, которые позволяют при незначительных температурных напорах многократно увеличить тепловую мощность.

Эти вопросы представляют собой самостоятельные специальные направления в развитии теплоэнергетики и в данном учебном пособии не рассматриваются.

Выводы

В разделе 1 представлена классификация теплообменного оборудования в зависимости от назначения, способа передачи тепла, направления и характера движения рабочих сред, характера температурного режима, температурного уровня и др. Кроме того приведён перечень основных теплоносителей и их физические свойства, рекомендуемые скорости теплоносителей, этапы расчёта теплообменных аппаратов и методы оценки энергетической эффективности поверхностей теплообмена.

Вопросы для самоконтроля

1. Чем отличаются рекуперативные теплообменники от регенеративных.
2. Каковы преимущества противоточной схемы движения теплоносителей по сравнению с прямоточной.
3. Перечислите основные физические свойства теплоносителей.

4. Какими свойствами должен обладать идеальный теплоноситель?
5. Какое оптимальное соотношение скоростей теплоносителей соответствует максимальному значению энергетического коэффициента?
6. Какова цель теплового расчёта теплообменника?
7. В каких случаях температурный напор рассчитывается как среднегарифметический?
8. Какова цель гидродинамического расчёта теплообменника?
9. От чего зависят потери напора на сопротивление трению и на местные сопротивления?
10. Перечислите способы повышения тепловой эффективности теплообменных установок.

ГЛАВА 2. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ПАРОЖИДКОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

2.1. Области применения

В парожидкостных аппаратах греющей средой является пар, нагреваемой – жидкость. Они широко применяются на тепловых электрических станциях и отопительных котельных в качестве подогревателей питательной воды котлов, конденсаторов, сетевых подогревателей воды в системах отопления и горячего водоснабжения, для подогрева жидкого топлива. Используются в химической, пищевой, целлюлозно-бумажной и других отраслях промышленности для подогрева различных жидкостей и растворов в теплотехнологических процессах производства.

На рис. 2.1 приведена принципиальная схема установки подогревателей питательной воды котлоагрегата, работающего в блоке с конденсационной паровой турбиной:

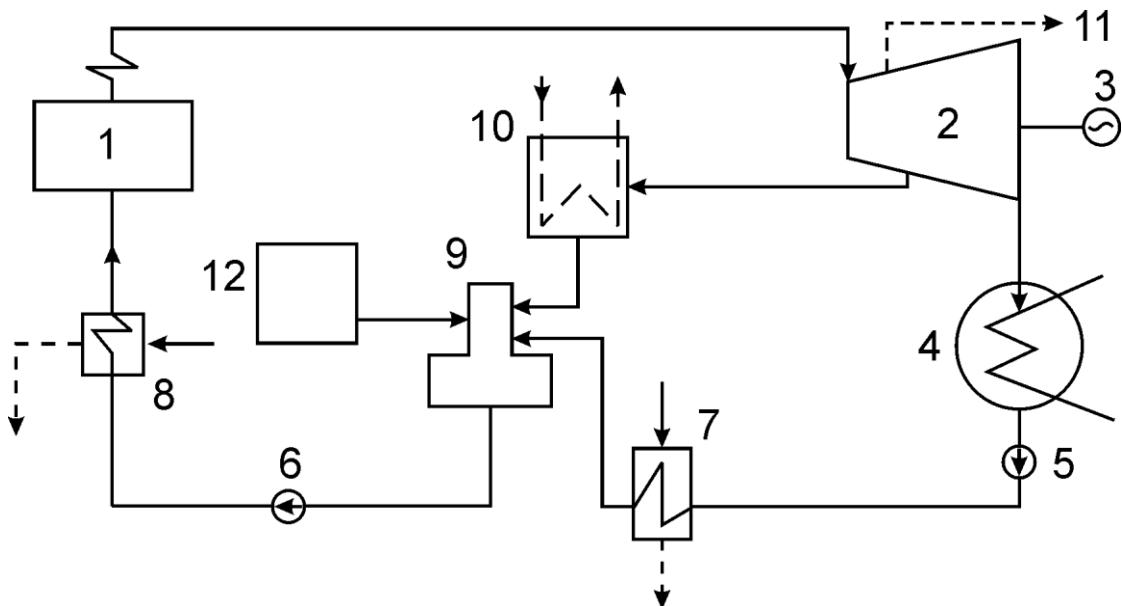


Рис. 2.1. Схема установки регенеративных подогревателей на ТЭЦ с конденсационной турбиной.

1 – паровой котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор паровой турбины; 5 – конденсатный насос; 6 – питательный насос; 7 – ПНД; 8 – ПВД; 9 – деаэратор; 10 – подогреватель сетевой воды; 11 – промышленный отбор пара; 12 – водоподготовительная установка

Регенеративными подогревателями называются не по способу передачи теплоты, а по использованию отработавшего пара в схеме ТЭЦ. Подогрев конденсата и основного потока питательной воды

паром, частично отработавшим в паровой турбине и отбиаемым из промежуточных ступеней (регенеративных отборов), снижает расход топлива на выработку 1 кг пара и повышает общую экономичность станции.

На небольших паротурбинных станциях регенеративная система подогрева питательной воды состоит из 1–2 ступеней, а на крупных современных станциях из 7–8 ступеней. Обычно регенеративные подогреватели устанавливаются между конденсатором и питательным насосом, а также между питательным насосом и паровым котлом. В первом случае подогреватели работают под напором конденсатного насоса и называются подогревателями низкого давления (давление воды не превышает 16 кг/см²). Во втором случае подогреватели работают под напором питательного насоса и называются подогревателями среднего или высокого давления (давление воды до 60 кг/см² и более).

Конденсационная установка предназначена для создания за паровой турбиной разрежения (вакуума) вследствие резкого уменьшения объёма отработавшего пара при его конденсации. Это позволяет увеличить используемый теплоперепад и повышает термический КПД паротурбинной установки. Обычно в стационарных установках применяются водяные конденсаторы поверхностного типа, позволяющие получать чистый конденсат для питания котлов.

Для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения на ТЭЦ и паровых котельных используют сетевые подогреватели (бойлеры). Сетевые подогреватели устанавливают на линии охлаждённой (обратной) воды, находящейся под напором сетевых насосов. Нагретая в подогревателях до расчётных значений вода подаётся в прямую линию тепловой сети для обеспечения нужд потребителей. Давление пара, подаваемого на сетевые подогреватели, обычно составляет 0,5–2,5 кг/см². Пар может поступать из теплофикационных отборов турбины или редукционно-охладительной установки (РОУ). Обычно сетевые подогреватели изготавливаются кожухотрубчатыми в вертикальном или горизонтальном исполнении.

В различных отраслях промышленности для обеспечения технологических процессов производства широко применяются парожидкостные аппараты общего назначения. В качестве поверхности теплообмена используются стальные или латунные трубы. Аппараты выполняются жёсткой конструкции, в которых трубные доски крепятся к корпусу аппарата, и не жёсткой конструкции, в которой одна из

трубных досок не связана с корпусом аппарата или заменена гибкой трубной системой.

Большую группу аппаратов составляют теплообменники, в которых реализуется процесс передачи теплоты при кипении различных жидкостей с получением вторичного пара. Такими аппаратами являются выпарные установки, испарители, расширители непрерывной и периодической продувки и т.п. Вопросы, связанные с проектированием и методикой расчёта этой группы теплообменных аппаратов, имеют свои особенности, носят самостоятельный характер и в данном учебном пособии не рассматриваются.

2.2. Конструкции

На рис. 2.2 в качестве примера приведена конструкция парожидкостного двухходового аппарата жёсткого типа с прямыми стальными или латунными трубками.

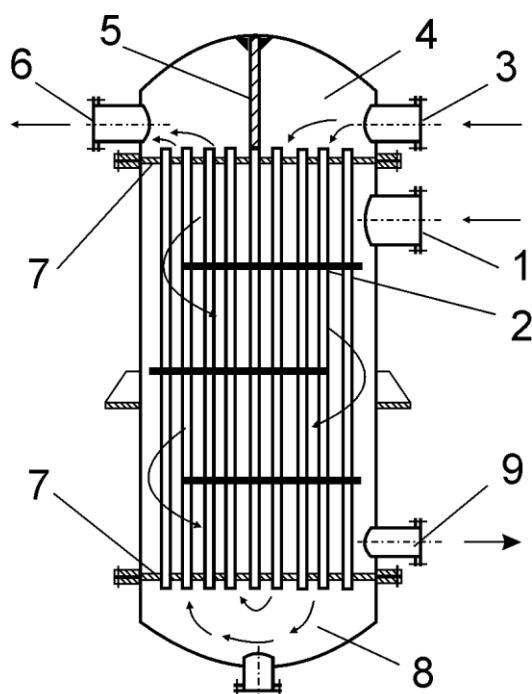


Рис. 2.2. Двухходовой аппарат жёсткой конструкции
 1 – патрубок для входа пара;
 2 – направляющие перегородки;
 3, 6 – патрубки для входа и выхода воды; 4,8 – верхняя и нижняя водяные камеры; 5 – разделительная перегородка; 7 – трубные доски;
 9 – патрубок для отвода конденсата

Греющий пар через патрубок 1 поступает в межтрубное пространство, где установлены направляющие перегородки 2, и, конденсируясь, отдаёт свою теплоту через стенки труб жидкости. Конденсат стекает по наружным стенкам трубок и через патрубок 9 удаляется из аппарата. Нагреваемая жидкость через патрубок 3 поступает в верхнюю камеру 4, проходит внутри трубок в нижнюю камеру 8, поднимается по второй половине трубного пучка и через патрубок 6 выходит из аппарата.

Число ходов по стороне жидкости может быть 1, 2, 4, 6. Для обеспечения многократного движения жидкости в камерах устанавливают разделятельные перегородки 5.

Схемы установки перегородок представлены на рис. 2.3.

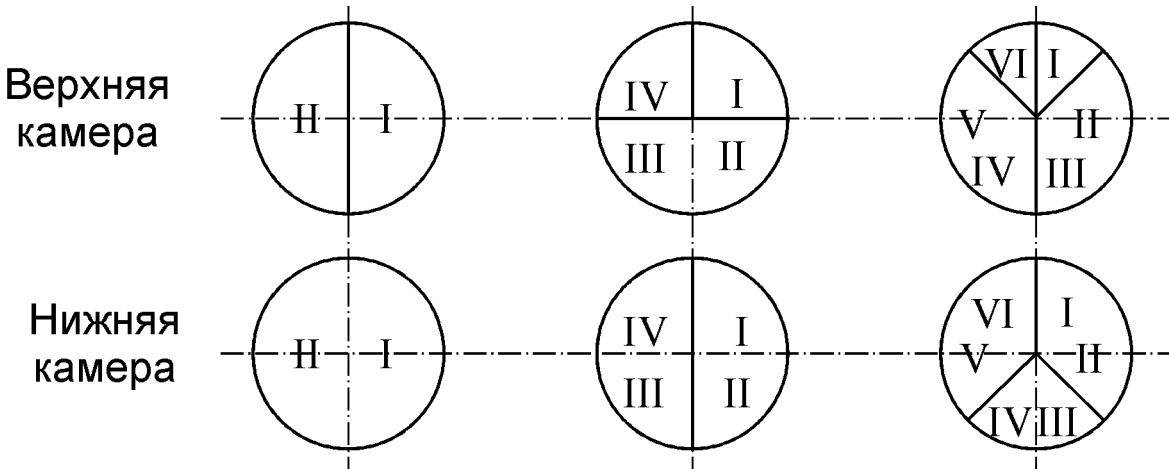


Рис. 2.3. Схемы расположения перегородок в камерах

Для предотвращения перетечек жидкости перегородки устанавливаются на плоскость трубных досок 7 и уплотняются. В аппаратах жёсткой конструкции трубные доски или приварены к корпусу аппарата или зажимаются между фланцами. Верхняя и нижняя крышки камер крепятся болтами.

Шаг между трубками выбирается из условий прочности трубной доски и способа их крепления. При креплении развалицовкой труб с наружным диаметром 25–57 мм относительный шаг между трубками принимается $\sigma = t/d = 1,23 - 1,28$. При $d < 25$ мм $\sigma = 1,5 - 2,0$. Увеличение относительного шага при малых диаметрах труб связано с необходимостью обеспечения минимально допустимой толщины перемычки между трубками в трубной доске.

Аппараты жёсткого типа конструктивно просты, но межтрубная часть недоступна для очистки, а трубный пучок не имеет возможности компенсировать термические удлинения. Кроме того, при увеличении давления рабочих сред значительно возрастает толщина, а следовательно, и масса трубных досок. Поэтому такие аппараты обычно применяются при давлениях рабочих сред до $10 \text{ кг}/\text{см}^2$ и разности температур между корпусом и трубным пучком не более 50°C .

В аппаратах не жёсткой конструкции трубный пучок может свободно удлиняться, так как нижняя трубная доска не связана с корпусом. Такие аппараты называют с плавающей водяной камерой. На рис. 2.4 представлена конструкция вертикального четырёхходового сетевого подогревателя.

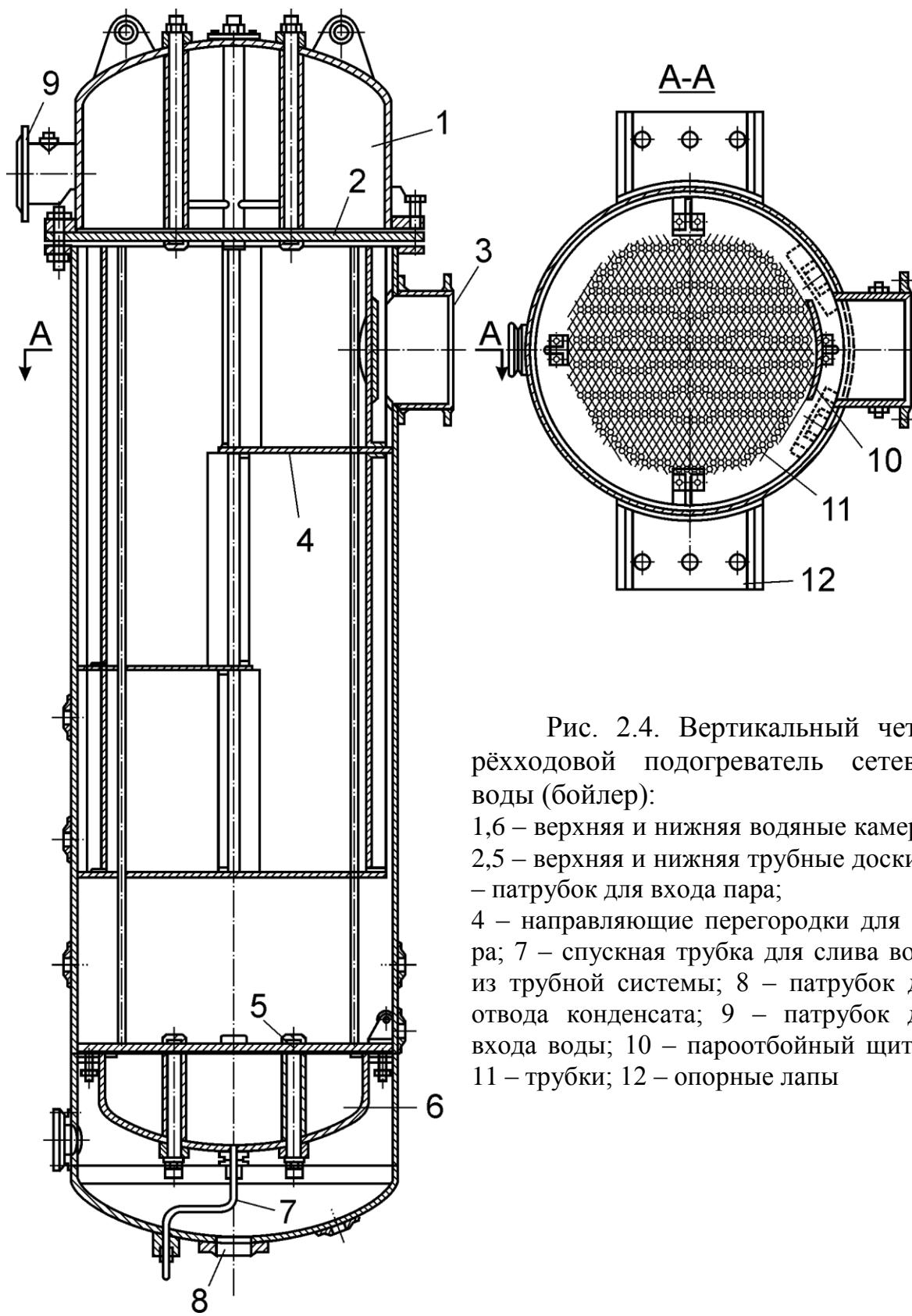


Рис. 2.4. Вертикальный четырёхходовой подогреватель сетевой воды (бойлер):
 1,6 – верхняя и нижняя водяные камеры;
 2,5 – верхняя и нижняя трубные доски;
 3 – патрубок для входа пара;
 4 – направляющие перегородки для пара;
 7 – спускная трубка для слива воды из трубной системы;
 8 – патрубок для отвода конденсата;
 9 – патрубок для входа воды;
 10 – пароотбойный щиток;
 11 – трубки;
 12 – опорные лапы

В качестве поверхности теплообмена обычно используются латунные трубы $d_H/d_{BH} = 19/17$ мм. Число ходов по воде – 2, 4, 6. Принцип работы аппарата аналогичен аппаратам жёсткой конструкции. Нижняя водяная камера и вся трубная система подвешены на верхней трубной доске, благодаря чему обеспечивается свободное термическое удлинение трубок. Преимущество аппаратов с плавающей водяной камерой заключается также в доступности для очистки межтрубного пространства.

Важным фактором в обеспечении эффективной работы подогревателей воды является организация движения потока пара в межтрубном пространстве. На рис. 2.5 приведена конструкция вертикального двухходового сетевого подогревателя.

Трубный пучок, выполненный из латунных трубок 19/17 мм, расположен эксцентрично относительно корпуса аппарата, в результате чего образуется серповидный проход для равномерного распределения пара от периферии к центру пучка. Для предотвращения вибрации трубного пучка и эрозионного износа трубок на входе в аппарат установлен пароотбойный щиток. Для удаления воздуха и других несконденсировавшихся газов в центре пучка установлена трубка с отверстиями по всей высоте, для предотвращения проскока пара в конденсатную систему и недопущения заполнения конденсатом межтрубного пространства в аппарате поддерживается определённый уровень конденсата с помощью специального конденсатоотводчика.

Для расширения компоновочных возможностей при проектировании цехов тепловых электростанций и паровых котельных подогреватели сетевой воды изготавливают в горизонтальном исполнении. На рис. 2.6 приведена конструкция двухходового пароводяного подогревателя с плоскими днищами [11].

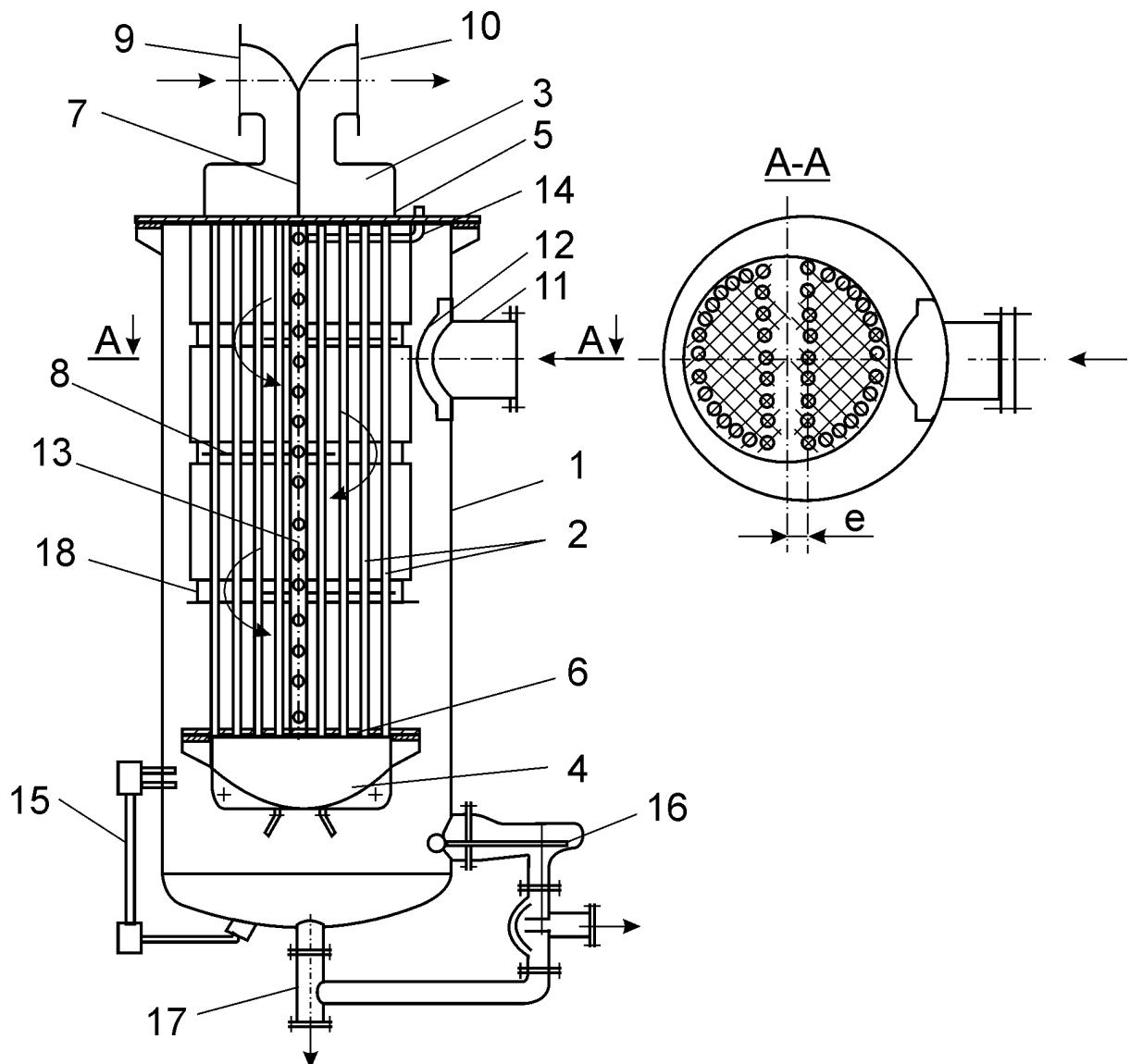


Рис. 2.5. Вертикальный двухходовой подогреватель сетевой воды с эксцентрическим расположением трубного пучка:

1 – корпус (обечайка); 2 – трубный пучок; 3,4 – верхняя и нижняя водяные камеры; 5,6 – верхняя и нижняя трубные доски (решётки); 7 – разделительная перегородка; 8 – направляющие перегородки; 9,10 – патрубки для входа и выхода воды; 11 – патрубок для входа пара; 12 – пароотбойный щиток; 13 – труба для отсоса воздуха; 14 – отвод воздуха; 15 – указатель уровня конденсата (водомерное стекло); 16 – поплавковый регулятор уровня конденсата; 17 – патрубок для отвода конденсата; 18 – каркас жёсткости

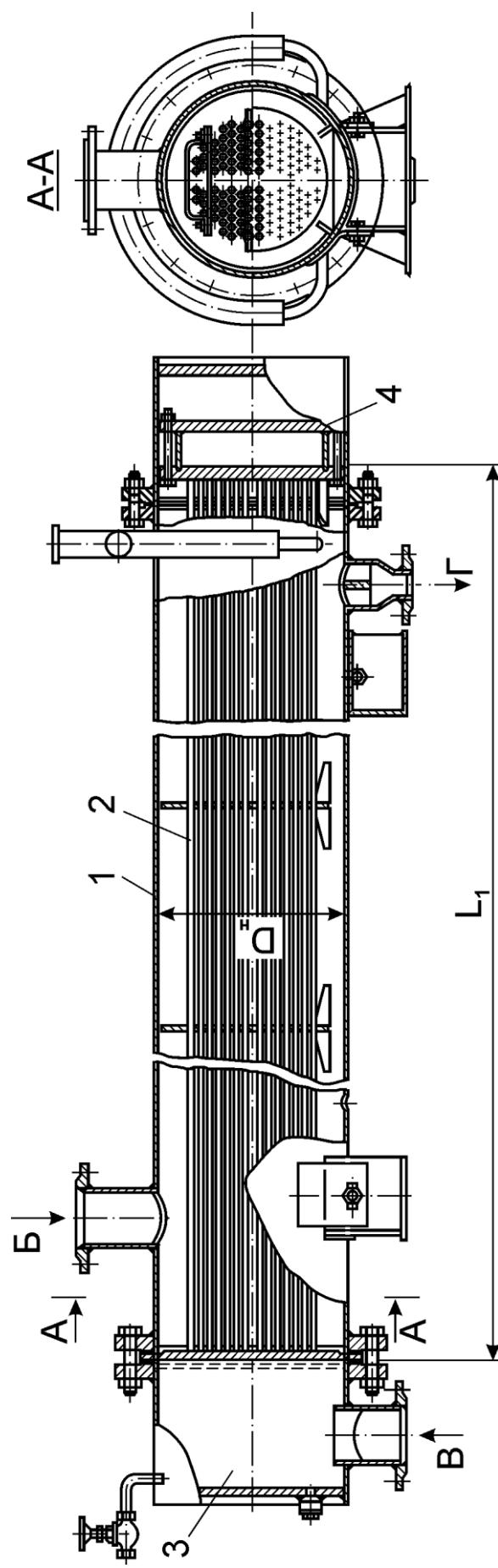


Рис.2.6. Горизонтальный двухходовой пароводяной подогреватель:

Б – вход пара; В – вход и выход воды; Г – выход конденсата; D_h – диаметр корпуса аппарата;
 1 – корпус; 2 – трубный пучок; 3 – передняя водяная камера с перегородкой; 4 – задняя водяная камера

Разновидностью аппаратов нежёсткой конструкции являются подогреватели с U-образными и спиральными трубками, устанавливаемые на ТЭЦ для подогрева питательной воды котлов. Конструкция двухходового регенеративного подогревателя низкого давления с U-образными трубками приведена на рис. 2.7.

Принцип действия аппарата аналогичен сетевому подогревателю. Поверхность теплообмена обычно выполняется из латунных трубок $d_h/d_{bh} = 16/13$ мм. Число ходов по воде – 2, 4, 6. Конструкция облегчённая (одна трубная доска), имеется доступ для очистки наружной поверхности труб. Компенсация термических удлинений осуществляется за счёт изогнутой формы трубных петель. Предусмотрена установка электронной системы контроля над уровнем конденсата в межтрубном пространстве. Недостатками этой конструкции являются трудность очистки внутренней поверхности трубок и сложность разметки трубной доски.

Аппараты с U-образными трубками на тепловых электрических станциях применяются и в качестве подогревателей высокого давления. Но при давлении воды $90 \text{ кг}/\text{см}^2$ и более конфигурация трубок не обеспечивает достаточной гибкости, а толщина трубной доски увеличивается до недопустимых размеров. Поэтому при таких параметрах работы конструкции подогревателей выполняются без трубных досок, вода находится в коллекторной системе из толстостенных труб, а в качестве поверхности нагрева используются многовитковые спирали. На рис. 2.8 приведена конструкция подогревателя высокого давления с двухъярусными спиральными трубками [12].

Спираль, приведенная на рис. 2.9, представляет собой стальную трубу $d_h/d_{bh} = 32/24$ мм, навитую в два яруса по восемь витков в каждом. Шаг витков $t = 40$ мм. Шаг между ярусами составляет $S_1 = 36$ мм. Спирали, расположенные одна над другой, образуют четыре трубные колонны. Между колоннами спиралей размещены четыре вертикальных коллектора, рабочая длина которых соответствует высоте колонн спиралей. Спирали каждой колонны своими концами приварены к двум примыкающим к ним коллекторам, один из которых подводит к ним воду, а другой отводит.

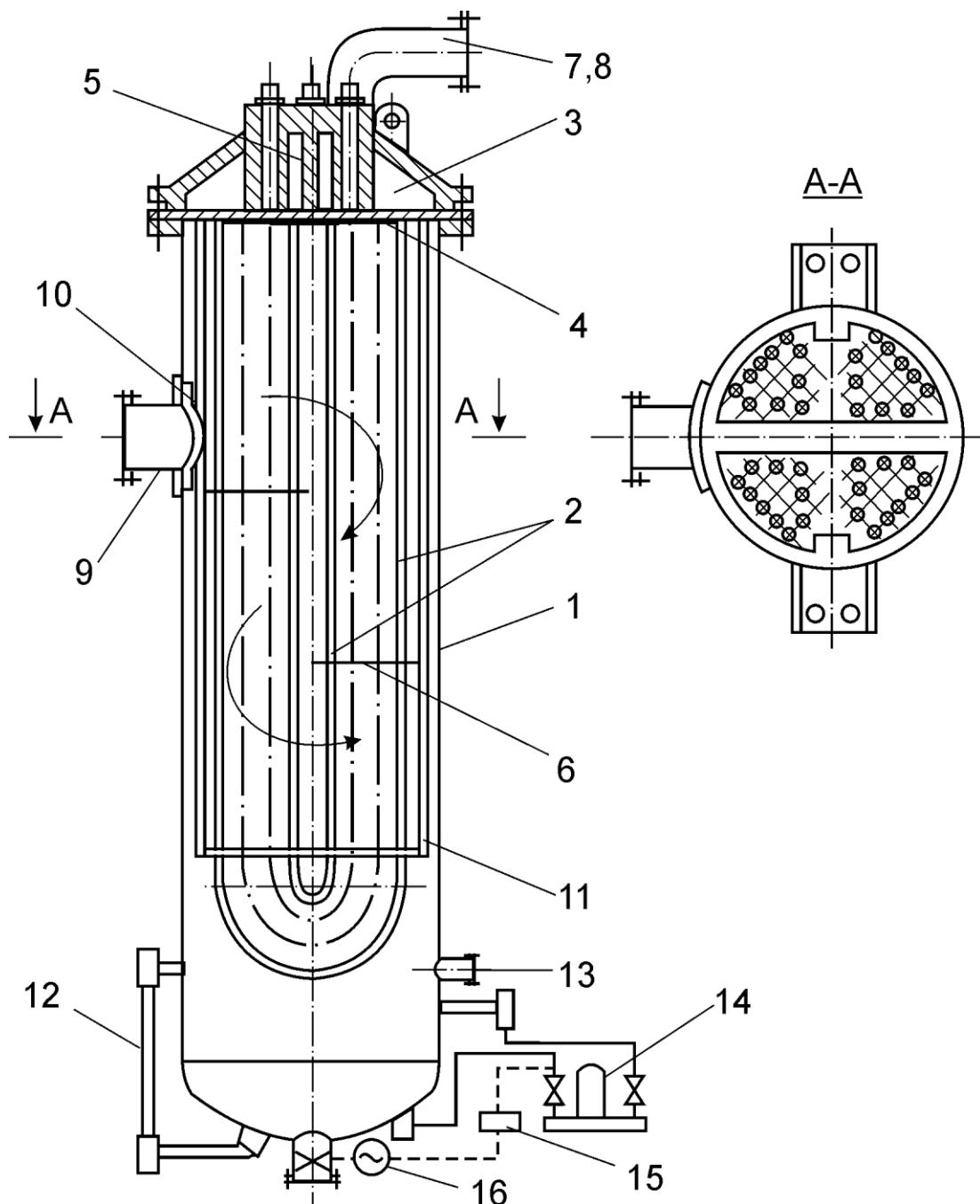


Рис. 2.7. Подогреватель воды с U – образными трубками:

1 – корпус (обечайка); 2 – трубный пучок; 3 – водяная камера; 4 – трубная доска; 5 – разделительная перегородка; 6 – направляющие перегородки; 7,8 – патрубки для входа и выхода воды; 9 – патрубок для входа пара; 10 – пароотбойный щиток; 11 – каркас жёсткости; 12 – указатель уровня конденсата (водомерное стекло); 13 – отсос воздуха; 14 – дифференциальный манометр; 15 – электронный датчик; 16 – регулирующий орган

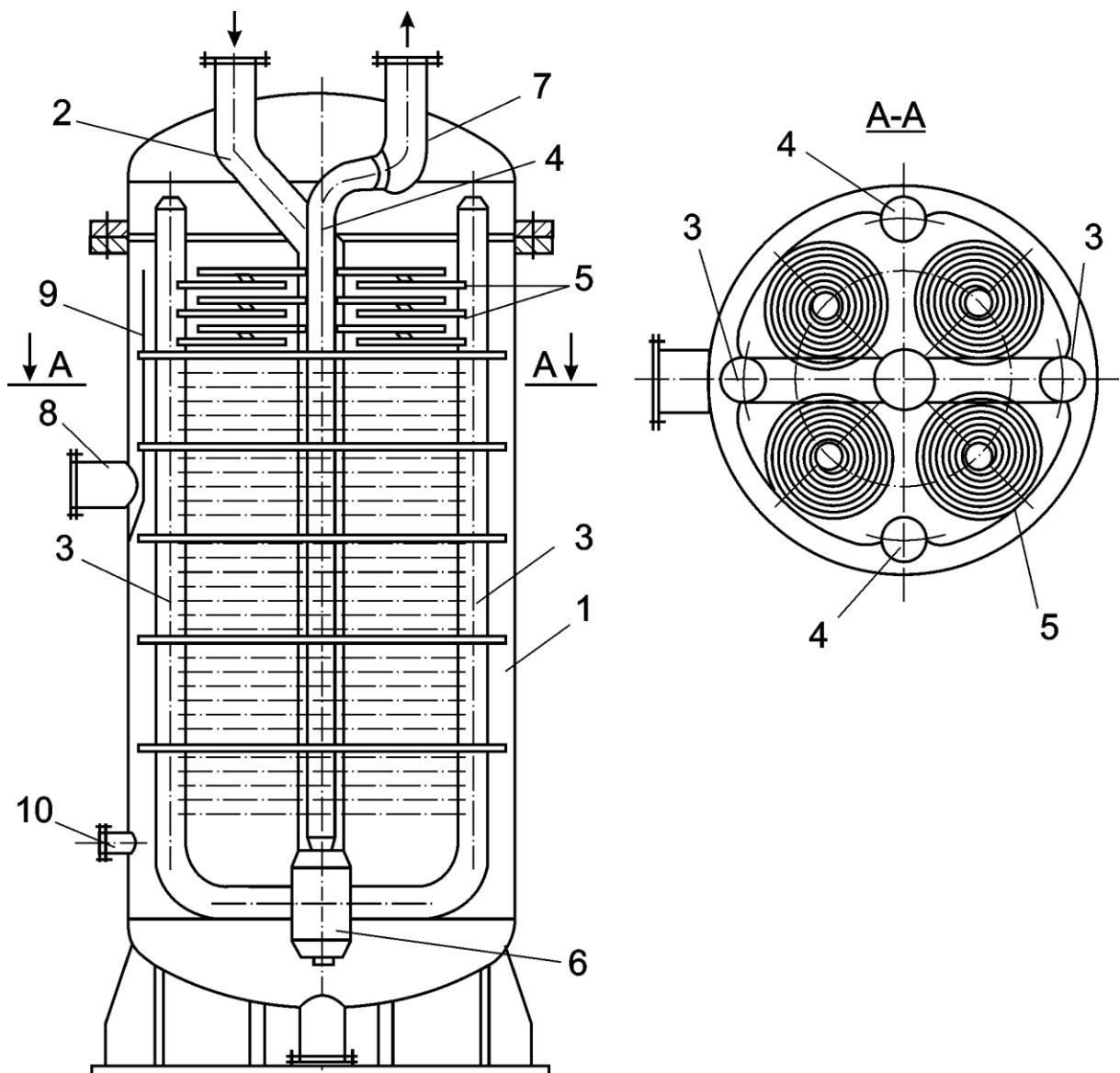


Рис. 2.8. Подогреватель высокого давления с двухъярусными спиральными трубками:

1 – корпус (обечайка); 2 – центральный коллектор (патрубок для входа воды);
 3 – распределительные (напорные) коллекторы; 4 – отводящие (сливные) коллекторы;
 5 – спиральные трубы; 6 – тройник; 7 – патрубок для выхода воды;
 8 – патрубок для входа пара; 9 – пароотбойный щиток; 10 – отсос воздуха

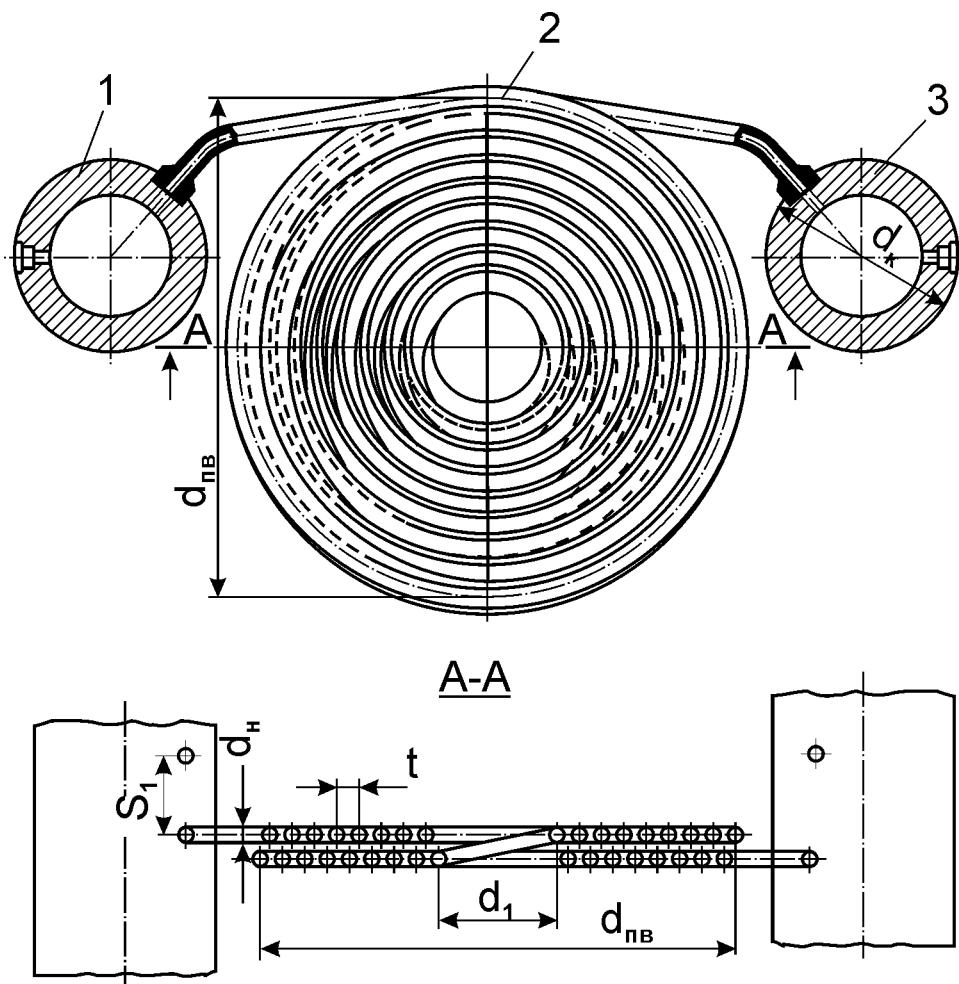


Рис 2.9. Двухъярусная спираль:
1 и 3 – входной и выходной коллекторы; 2 – змеевик

Питательная вода через подводящий патрубок в верхней крышке корпуса направляется по центральной трубе в нижнюю часть двух диаметрально противоположных коллекторов, совершает три хода с помощью глухих перегородок в соответствующих местах коллекторов и из верхней части двух других коллекторов, соединённых с отводящим патрубком в верхней крышке, выводится из подогревателя. Высота аппаратов достигает 14 м при диаметре корпуса до 3,2 м.

Конструкции ПВД постоянно совершенствуются с целью повышения их компактности и эффективности работы. Достигается это за счёт оптимизации схем движения теплоносителей, применения в качестве поверхности нагрева труб меньших диаметров, организацией встроенных охладителей пара и конденсата и т.п. Схема движения воды в подогревателе высокого давления с нижним подводом и отводом воды и встроенными охладителями пара и конденсата приведена на рис. 2.10.

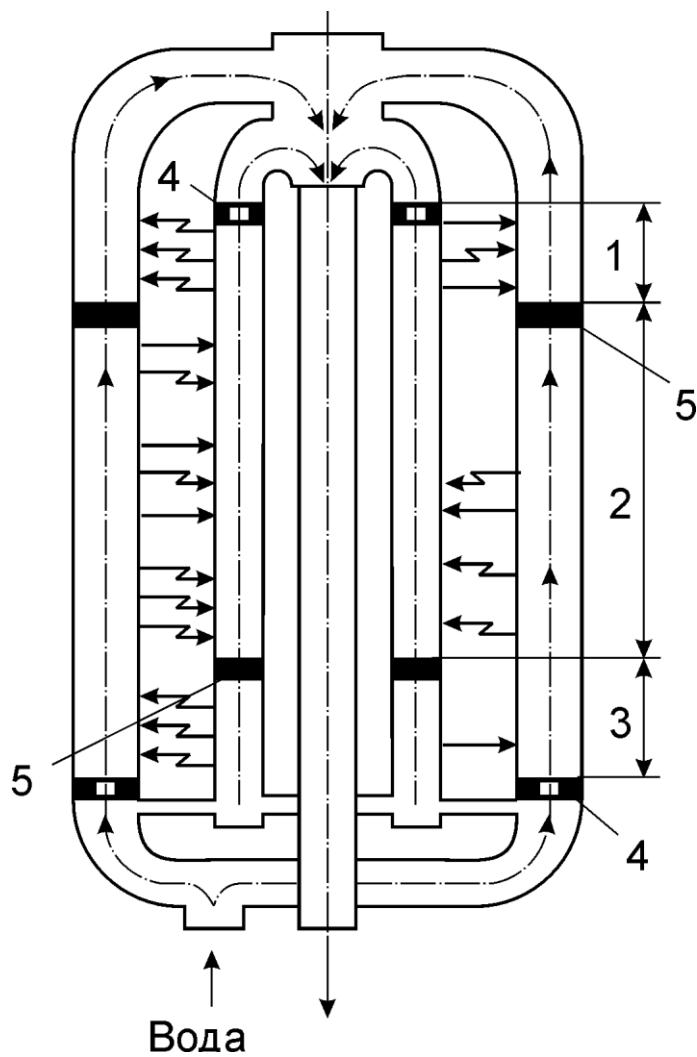


Рис. 2.10. Схема движения воды в модернизированном ПВД:

1 – охладитель пара; 2 – зона конденсации пара; 3 – охладитель конденсата; 4 – дроссельные шайбы; 5 – заглушки

При такой компоновке аппарата обеспечивается съем корпуса вместе с верхней крышкой без отсоединения от него питательных трубопроводов, что увеличивает его ремонтопригодность. В качестве поверхности нагрева применяются трубы из стали 20 диаметром $d_h/d_{вн} = 22/15$ мм, выполненные в виде одноярусной спирали, приведенной на рис. 2.11.

Переход к одноярусным спиралям уменьшает шаг между спиралью в два раза и обеспечивает возможность приваривать их к коллекторам в шахматном порядке, что позволяет заменить поврежденные змеевики без удаления соседних.

В других отраслях промышленности парожидкостные аппараты обычно используются кожухотрубчатого типа общего назначения с принципом действия, аналогичным рассмотренным выше.

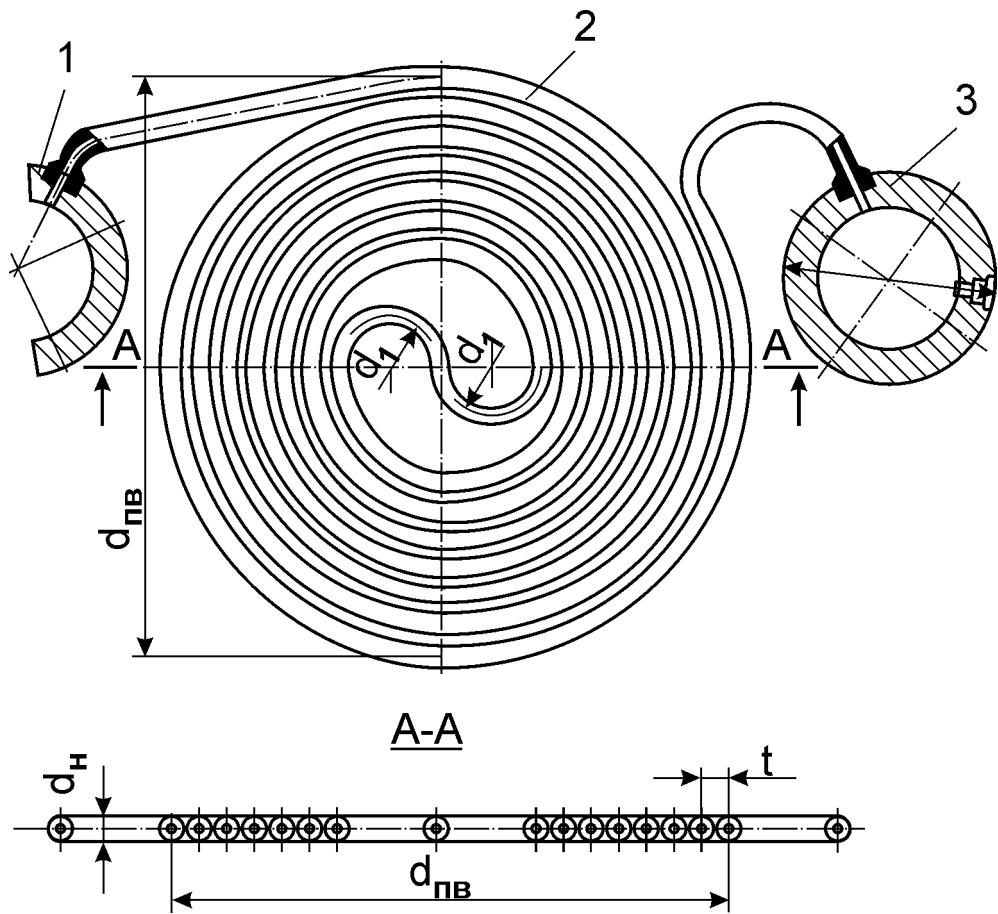


Рис. 2.11. Одноярусная спираль:
1 – напорный коллектор; 2 – змеевик; 3 – сливной коллектор

2.3. Тепловой расчёт

При выполнении прямого теплового расчёта известны следующие величины: расход нагреваемой жидкости G_2 , начальная и конечная температуры жидкости t'_2 и t''_2 , параметры греющего пара. Целью расчёта является определение требуемой величины поверхности теплообмена для обеспечения заданной тепловой нагрузки.

Из уравнения теплового баланса (формула 1.6) определяется расход греющего пара:

$$D = \frac{G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2)}{(i'' - i') \cdot \eta} \text{, кг/с.} \quad (2.1)$$

Коэффициент использования η принимается равным 0,97–0,98. Термовая нагрузка аппарата Q представляет собой правую часть уравнения теплового баланса, т.е. числитель выражения (2.1). Давление греющего пара принимается с таким расчётом, чтобы температура его

насыщения была на 5–10 °С выше температуры жидкости на выходе, для ПВД величина недогрева предусматривается до 15–25 °С. Теплоту перегрева пара и переохлаждение конденсата обычно в предварительных расчётах не учитывают.

Температурный напор рассчитывается как среднелогарифмический по формуле (1.9). Характер изменения температур теплоносителей соответствует схеме "в" на рис. 1.5.

Коэффициент теплопередачи k определяется с учётом всех термических сопротивлений в соответствии с выражением (1.7).

С достаточной для технических расчётов точностью коэффициент теплоотдачи при плёночной конденсации пара на поверхности труб можно рассчитать по формуле Нуссельта [5]:

$$\alpha_1 = C \cdot 4 \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r \cdot 10^3}}{\sqrt[4]{L \cdot (t_h - t_c)}}, \text{ Вт/(м}^2 \text{°C)} , \quad (2.2)$$

где C – коэффициент, учитывающий влияние расположения труб: для вертикальных – 0,943, для горизонтальных – 0,728; ρ , кг/м 3 , λ , Вт/(м °C), μ , Па·с – плотность, коэффициент теплопроводности и динамическая вязкость плёнки конденсата, определяемые по $t_{пл}$; g – ускорение свободного падения, м/с 2 ; r – теплота парообразования, определяемая по t_h , кДж/кг; L – определяющий линейный размер, м: для вертикальных труб – их высота H , для горизонтальных – наружный диаметр d_h ; t_h и t_c – температуры насыщения пара и стенки трубы, °C.

С учётом различных факторов, снижающих теплообмен, расчётное значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенкам трубок определяется как

$$\alpha_1^P = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \alpha_1 , \quad (2.3)$$

где φ_1 – коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности труб и чистоты пара: для относительно чистого пара (из отборов турбин, РОУ) 0,8 – 0,85, для вторичного пара (после выпарных установок различных растворов) – 0,6; φ_2 – коэффициент, учитывающий влияние наличия в паре неконденсирующихся газов (воздуха) и неравномерность омывания потоком пара трубного пучка, принимается равным 0,6 – 0,85.

Физические параметры ρ , λ , μ определяются по средней температуре плёнки конденсата $t_{\text{пл}} = (t_{\text{H}} + t_{\text{c}})/2$, а температура стенки рассчитывается как $t_{\text{c}} = (t_{\text{H}} + t_{\text{B}}^{\text{cp}})/2$, где $t_{\text{B}}^{\text{cp}} = (t_2' + t_2'')/2$ – средняя температура воды.

Плёнка конденсата является основным термическим сопротивлением теплопередачи от пара к стенке трубок, но формула Нуссельта не учитывает переменности физических параметров стекающей плёнки конденсата и характер её движения вдоль стенки. Учитывать влияние этих факторов, особенно для вертикальных труб большой высоты ($H > 4\text{м}$), позволяет методика Лабунцова [5].

Для вертикальных труб коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара определяется из выражения:

$$\alpha = \frac{Re}{\Delta t \cdot H \cdot B}, \text{ Bt}/(\text{m}^2 \text{°C}) , \quad (2.4)$$

где $Re = 3,8 \cdot Z^{0,78}$. (2.5)

Число Рейнольдса является функцией приведенной длины трубы $Re = f(Z)$, которая определяет режим течения плёнки конденсата: при $Z \leq 2300$ – ламинарный режим; при $Z > 2300$ – смешанный режим (ламинарный и турбулентный). При ламинарном режиме течения плёнки конденсата число Re рассчитывается по выражению (2.5), а при смешанном – по формуле

$$Re = [253 + 0,069 \cdot \left(\frac{Pr_{\text{II}}}{Pr_{\text{c}}} \right)^{0,25} \cdot Pr_{\text{II}}^{0,5} \cdot (Z - 2300)]^{4/3} . \quad (2.6)$$

Приведенная длина трубы определяется из выражения

$$Z = \Delta t \cdot H \cdot A , \quad (2.7)$$

где $A = \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot v} \cdot \left(\frac{g}{v^2} \right)^{1/3}$ (2.8)

– комплекс физических параметров плёнки конденсата, определяемых по температуре насыщения пара t_{H} (табл. 2.1).

В выражениях (2.4) и (2.7) $\Delta t = t_{\text{H}} - t_{\text{c}}$ – температурный напор, $^{\circ}\text{C}$; H – высота трубы, м.

В выражении (2.4)

$$B = \frac{4}{r \cdot \rho \cdot \nu}, \quad (2.9)$$

– комплекс физических параметров плёнки конденсата, определяемых по температуре насыщения пара t_h (табл. 2.1).

Таблица 2.1
Вспомогательные комплексы А и В

$t_{\text{нас}}, ^\circ\text{C}$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
A, $1/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	15,6	20,9	27,1	34,5	42,7	51,5	60,7	70,3	82,0	94,0	107,0
B, $\text{м}/\text{kВт}$	3,06	3,62	4,22	4,88	5,57	6,28	6,95	7,65	8,77	9,29	10,15

Для горизонтальных труб коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = 3,25 \cdot \frac{A^{0,75}}{B \cdot (\pi \cdot R \cdot \Delta t)^{0,25}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (2.10)$$

где R – радиус трубы, м.

Расчётное значение коэффициента теплоотдачи определяется также с учётом поправочных коэффициентов в соответствии с выражением (2.3).

Коэффициент теплоотдачи α_2 рассчитывается по формулам конвективного теплообмена. Как правило, нагреваемой жидкостью является вода, движущаяся со скоростью 1,5–2,5 м/с. При этих условиях режим течения турбулентный, и расчёт производится по формуле Михеева [5]

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_B} \cdot Re_{\text{п}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{п}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{п}}}{Pr_c} \right)^{0,25}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (2.11)$$

где $Re = W \cdot d_B / \nu$ – число Рейнольдса; $Pr = \nu / a$ – число Прандтля: индекс "п" – при температуре потока, индекс "с" – при температуре стенки; λ , Вт/($\text{м} \cdot ^\circ\text{C}$), ν , $\text{м}^2/\text{с}$, a , $\text{м}^2/\text{с}$ – коэффициент теплопроводности, кинематическая вязкость и коэффициент температуропроводности воды при средней ее температуре t_B^{cp} ; W – скорость потока, м/с; d_B – внутренний диаметр труб, м.

В подогревателях со спиральными трубками в формулу (2.11) в качестве сомножителя вводится поправочный коэффициент на центробежный эффект в изогнутых трубах

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_B}{R} , \quad (2.12)$$

где R – радиус змеевика; d_B – внутренний диаметр трубы.

При нагревании жидкости на внутренней поверхности труб образуется слой накипи, влияние которого учитывается коэффициентом $\varphi_3 = 0,75 - 0,85$.

Расчётный коэффициент теплоотдачи от стенок трубок к жидкости определяется из выражения

$$\alpha_2^p = \varphi_3 \cdot \alpha_2 . \quad (2.13)$$

Требуемая поверхность теплообмена аппарата F определяется из уравнения теплопередачи (Ньютона) по формуле (1.4).

При выполнении *поворочного* расчёта известны следующие величины: поверхность теплообмена F и её тип, расход нагреваемой жидкости G_2 и её проходное сечение, начальная температура жидкости t'_2 , параметры греющего пара. Искомыми величинами являются конечная температура жидкости t''_2 и тепловая нагрузка аппарата Q .

Известные величины позволяют рассчитать коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , а затем коэффициент теплопередачи k . Исходными для решения задачи являются уравнение теплового баланса

$$Q = W_2 \cdot (t''_2 - t'_2) \quad (2.14)$$

и уравнение теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} , \quad (2.15)$$

где $W_2 = G_2 \cdot C_{p2}$ – водяной эквивалент.

Конечная температура жидкости определяется из уравнения (2.14):

$$t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{W_2} . \quad (2.16)$$

Тепловая нагрузка аппарата может быть определена из уравнения (2.15), в которое входит температурный напор Δt_{cp} . Для парожидкостных аппаратов температурный напор определяется как среднелогарифмический в соответствии с выражением

$$\Delta t_{cp} = \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t_h - t'_2}{t_h - t''_2}} . \quad (2.17)$$

Подставив выражение (2.17) в уравнение (2.15), получим

$$Q = k \cdot F \cdot \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''}} . \quad (2.18)$$

Рассмотрев систему уравнений (2.14) и (2.18), можно приравнять их правые части:

$$W_2 \cdot (t_2'' - t_2') = k \cdot F \cdot \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''}} . \quad (2.19)$$

После сокращения уравнение (2.19) можно записать

$$W_2 = k \cdot F \cdot \frac{1}{\ln \frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''}} . \quad (2.20)$$

Преобразуем выражение (2.20) следующим образом:

$$\frac{W_2}{k \cdot F} = \frac{1}{\ln \frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''}} \rightarrow \frac{k \cdot F}{W_2} = \ln \frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''} . \quad (2.21)$$

Воспользовавшись понятием натурального логарифма с основанием e выражение (2.21) можно записать

$$\frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''} = e^{\frac{k \cdot F}{W_2}} \text{ или } \frac{t_h - t_2''}{t_h - t_2'} = e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}} . \quad (2.22)$$

Из выражения (2.22) определяется меньший температурный напор:

$$t_h - t_2'' = (t_h - t_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}} , \quad (2.23)$$

откуда значение температуры жидкости на выходе из теплообменного аппарата выражается как

$$t_2'' = t_h - (t_h - t_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W^2}} . \quad (2.24)$$

При найденном значении t_2'' тепловая нагрузка аппарата Q определяется по уравнению (2.14) или (2.15).

2.4. Конструктивный расчёт

Для аппаратов с прямыми и U-образными трубками количество трубок в одном ходе определяется из уравнения расхода

$$n_{1x} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_B^2 \cdot W \cdot \rho} . \quad (2.25)$$

Если число ходов жидкости в аппарате Z , то общее количество труб в трубной доске составит

$$m = n_{1x} \cdot Z . \quad (2.26)$$

При разбивке труб по вершинам равностороннего треугольника (схема на рис. 2.12) общая площадь трубной доски составит

$$F_{tp} = \frac{m \cdot t^2 \cdot \sin 60^\circ}{\eta_{tp}} . \quad (2.27)$$

Трубная доска имеет форму круга, площадь которого составляет

$$F_{tp} = \frac{\pi \cdot D_{tp}^2}{4} . \quad (2.28)$$

Из совместного решения системы уравнений (2.27) и (2.28) определяется диаметр трубной доски

$$D_{tp} = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot t^2 \cdot \sin 60^\circ}{\pi \cdot \eta_{tp}}} . \quad (2.29)$$

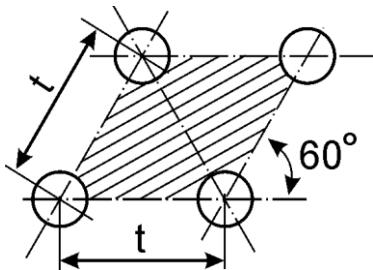


Рис. 2.12. К определению площади трубной доски

Подставляя в выражение (2.29) численные значения $\sin 60^\circ$ и π , получим окончательную расчётную формулу для определения диаметра трубной доски:

$$D_{tp} = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{m}{\eta_{tp}}} . \quad (2.30)$$

Коэффициент заполнения трубной доски η_{tp} принимается: для 2-х ходов – 0,8; для 4-х ходов – 0,7; для 6-ти ходов – 0,6.

Высота труб в аппарате находится из выражения

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_h \cdot m} . \quad (2.31)$$

Если расхождение H с ранее принятой при выполнении теплового расчёта составляет более 15 %, то расчёт следует повторить и найти новую величину F и H . Соотношение высоты трубной части аппарата и его диаметра рекомендуется обеспечивать $H/D_{tp} = 2 - 5$.

Диаметры патрубков для прохода рабочих сред рассчитываются из уравнения расхода

$$G = W \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot W \cdot \rho}} . \quad (2.32)$$

Скорости движения воды и пара в трубопроводах принимаются в соответствии с табл. 1.3. Скорость конденсата в отводящих патрубках принимается 0,5 – 1,0 м/с. По найденной величине d по сортаменту подбираются стандартные трубы.

Конструктивный расчёт аппаратов со спиральными трубками производится с учётом особенностей в схеме организации движения потоков рабочих сред и принятой компоновки. В настоящем учебном пособии рассматриваются основы расчёта подогревателя высокого давления с двухъя-

русными спиральными трубками четырехколонного типа с верхним подводом и отводом воды, конструкция которого приведена на рис. 2.8.

Число параллельно включённых спиралей в одном ходе определяется из уравнения (2.25) в расчёте на один питающий коллектор (половинный расход воды):

$$n_{1x} = \frac{4 \cdot G}{2 \cdot \pi \cdot d_B^2 \cdot W \cdot \rho} . \quad (2.33)$$

Общее количество спиралей, включённых в оба коллектора

$$m = n_{1x} \cdot Z \cdot n , \quad (2.34)$$

где $Z = 3$ – число ходов по воде; $n = 2$ – количество питающих коллекторов. Величина m принимается кратной четырём.

В рассматриваемой конструкции подогревателя высокого давления в качестве поверхности нагрева применяются двухъярусные спирали, приведенные на рис. 2.9. Длина одной спирали определяется из величины поверхности нагрева

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_H \cdot m} . \quad (2.35)$$

Число витков в спирали определяется из её длины, которая выражается следующим образом:

$$L = 2\pi \cdot n \cdot [d_1 + (n-1) \cdot t] , \quad (2.36)$$

где n – число витков; t – шаг между витками; d_1 – диаметр первого витка, принимаемый 150 мм.

В результате преобразования выражения (2.36) можно показать

$$2\pi \cdot t \cdot n^2 + 2\pi \cdot n \cdot (d_1 - t) - L = 0 \quad \text{или}$$

$$t \cdot n^2 + (d_1 - t) \cdot n - \frac{L}{2\pi} = 0 , \quad (2.37)$$

что соответствует виду полного квадратного уравнения

$$a \cdot x^2 + b \cdot x + c = 0 , \quad (2.38)$$

в котором $x = n$.

Решение квадратного уравнения в общем виде представляется как

$$x_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} . \quad (2.39)$$

Применительно к уравнению (2.37) число витков будет соответствовать положительному значению корня этого уравнения:

$$n = \frac{-(d_1 - t) + \sqrt{(d_1 - t)^2 + 4 \cdot t \cdot \frac{L}{2\pi}}}{2 \cdot t} . \quad (2.40)$$

Из конструктивных соображений n принимается кратным 0,5 с округлением в большую сторону. Принятое значение n подставляется в выражение (2.36) для определения истинной длины спирали. Средний диаметр последнего витка спирали находится из выражения

$$d_{\text{пв}} = d_1 + (n - 1) \cdot 2 \cdot t . \quad (2.41)$$

Диаметр центрального коллектора $d_{\text{цк}}$ рассчитывается по формуле (2.32) с выбором стандартного трубопровода. Внутренний диаметр корпуса аппарата определяется из выражения

$$D = 2 \cdot (d_{\text{п.в.}} + d_h) + d_h^{\text{цк}} + 2 \cdot \nabla_1 + 2 \cdot \nabla_2 , \quad (2.42)$$

где $\nabla_1 = 40 - 50$ мм – расстояние между крайним витком и центральным коллектором; $\nabla_2 = 20 - 30$ мм – расстояние между крайним витком и стенкой корпуса; $d_h^{\text{цк}}$ – наружный диаметр центрального коллектора, принятый по сортаменту.

По высоте трубной части число спиралей составит $K = m/4$. При шаге между спиральами 75 мм высота трубной части аппарата составит $H' = 0,075 \cdot K$. Общая высота аппарата принимается $H = 1,65 \cdot H'$.

Диаметры распределительных и отводящих коллекторов рассчитываются по формуле (2.32) из условия, что по ним проходит расход воды $G/2$. Диаметр парового патрубка и патрубка для отвода конденсата определяются также по формуле (2.32) в расчёте на полный расход пара (конденсата). На основании расчётных значений диаметров коллекторов и патрубков следует выбрать по сортаменту стандартные трубы.

2.5. Гидравлический расчёт

Гидравлический расчёт выполняется на основе расчётной схемы в соответствии с конструктивным оформлением теплообменного аппарата. На рис. 2.13 приведены расчётные схемы парожидкостных теплообменных аппаратов с прямыми и U-образными трубками конструкций, представленных на рис. 2.4, 2.6 и 2.7.

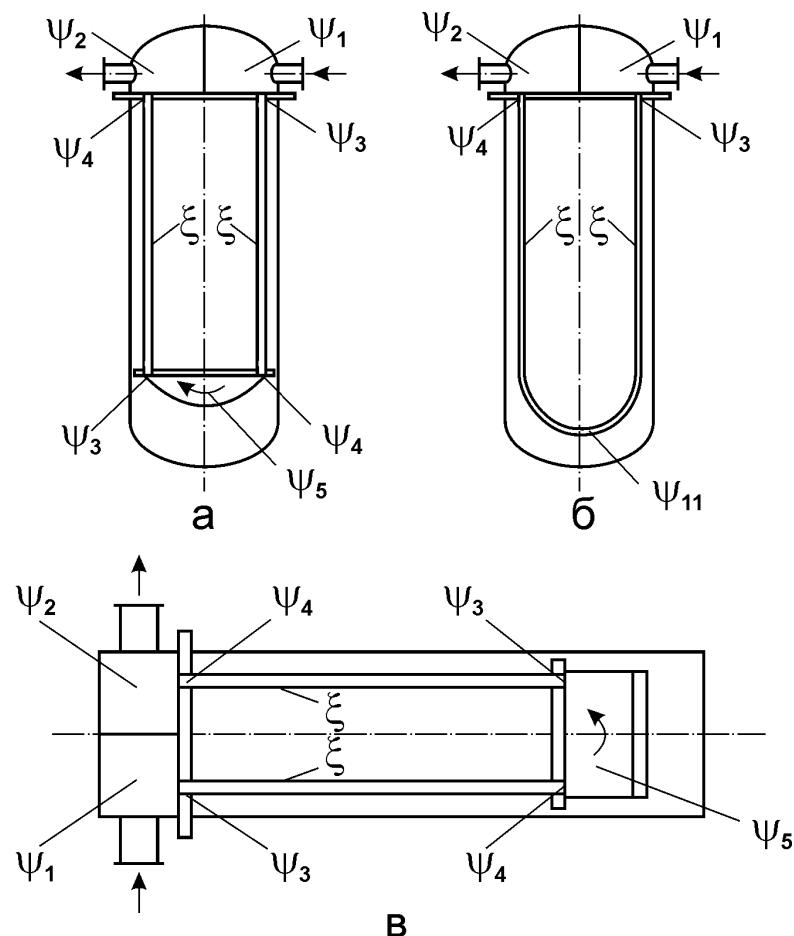


Рис. 2.13. Схемы для гидравлического расчёта аппаратов:
а – вертикального с прямыми трубками; б – вертикального с U-образными трубками; в – горизонтального с прямыми трубками

Потери напора на трение рассчитываются по формуле (1.12). При этом длина пути потока жидкости составляет $l = H \cdot Z$, а коэффициент сопротивления трению ξ определяется по формулам из табл. 1.5.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются по формуле (1.17). Характер и количество местных сопротивлений определяется гидравлической схемой аппарата, а численные значения коэффициентов местных сопротивлений ψ_i принимаются в соответствии с табл. 1.6. Порядковый номер ψ_i на схемах, представленных на рис. 2.13, соответствует порядковому номеру коэффициентов в табл. 1.6.

Гидравлический расчёт аппаратов со спиральными трубами имеет свои особенности. Схема для гидравлического расчёта подогревателя высокого давления, конструкция которого приведена на рис. 2.8, представлена на рис. 2.14.

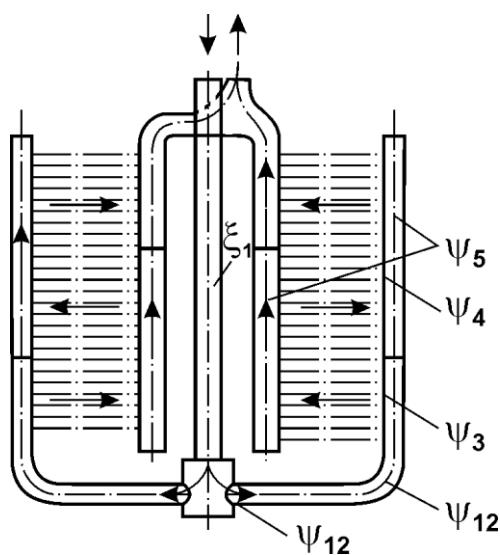


Рис. 2.14. Схема для гидравлического расчёта аппарата со спиральными трубами

спиральных трубок с учётом числа ходов $L \cdot Z$. Коэффициент сопротивления ξ_2 рассчитывается в зависимости от числа Re_2 , в котором определяющим размером является внутренний диаметр трубок.

При определении потерь напора на местные сопротивления по формуле (1.17) наряду с характерными сопротивлениями учитывается и сопротивление многовитковой двухъярусной спирали

$\psi_m^{\text{спир}} = 0,5 \cdot n \cdot 2 \cdot Z = \psi_{13} \cdot 2 \cdot Z$. Порядковый номер ψ_i на схеме соответствует порядковому номеру коэффициентов в табл. 1.6.

Выводы

В разделе 2 представлены рекуперативные парожидкостные теплообменные аппараты (ПЖТОА). Описана область применения аппаратов, приведена схема установки регенеративных подогревателей питательной воды, описана конструкция аппаратов с вертикальными и горизонтальными прямыми трубками (жёсткой и нежёсткой конструкции), с U-образными и спиральными трубками. Приведены основы теплового, конструктивного и гидравлического расчёта теплообменников.

Вопросы для самоконтроля

1. Опишите сферу применения различных парожидкостных теплообменников.
2. Почему область применения аппаратов жёсткой конструкции лимитируется давлением?
3. Какова цель теплового расчёта ТОА?
4. Напишите уравнение теплового баланса ПЖТОА.
5. Что такое «скрытая теплота парообразования»?
6. Напишите формулу Нуссельта для определения коэффициента теплоотдачи при плёночной конденсации водяного пара.
7. Расставьте перегородки в верхней и нижней камере ТОА с прямыми трубками.
8. В чём заключается преимущество методики Лабунцова по сравнению с методикой Нуссельта?
9. Напишите критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи при движении жидкости внутри трубы.
11. Какова цель гидравлического расчёта теплообменников?
12. От чего зависят потери напора трение и на местное сопротивление?

ГЛАВА 3. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ЖИДКОСТНО-ЖИДКОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

3.1. Области применения

В жидкостно-жидкостных теплообменных аппаратах и греющей и нагреваемой рабочими средами являются жидкие теплоносители. Теплота передаётся от одной среды к другой непрерывно во времени через разделяющую их стенку. Они широко используются в системах теплоснабжения в качестве водо-водяных подогревателей, для охлаждения масла водой в системах смазки подшипников паровых турбин и компрессорных машин, для подогрева жидкого топлива. Используются для нагревания и охлаждения различных растворов в теплотехнологических процессах химической, пищевой, целлюлозно-бумажной и других отраслях промышленности.

На рис. 3.1 приведена принципиальная схема установки водо-водяных подогревателей в тепловом пункте системы теплоснабжения.

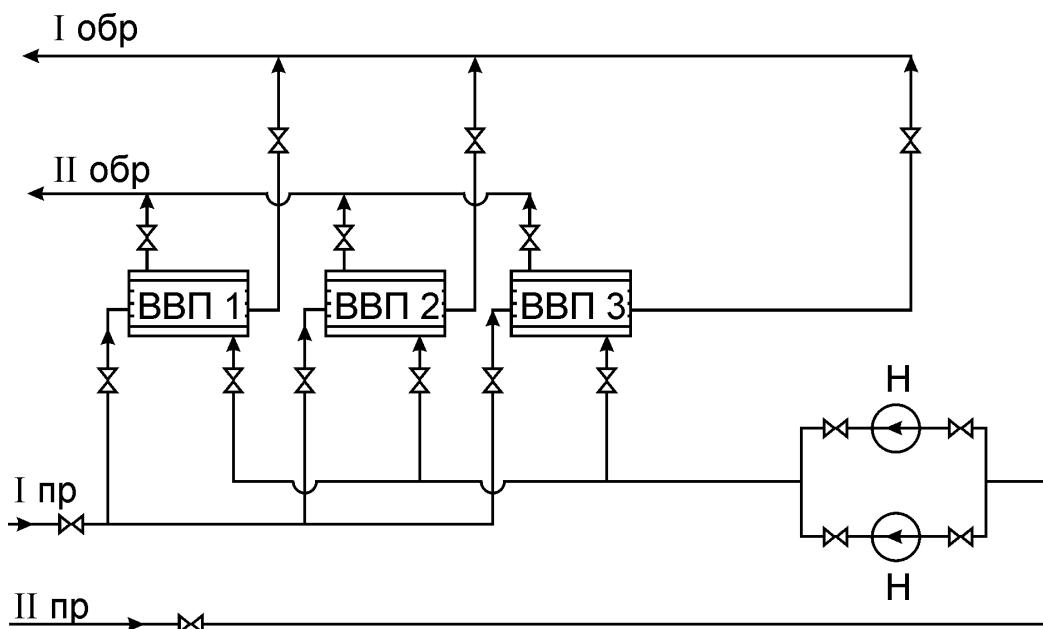


Рис. 3.1. Принципиальная схема установки водо-водяных подогревателей в тепловом пункте:

I пр, II пр – прямой трубопровод сетевой воды 1-го и 2-го контуров;

I обр, II обр – обратный трубопровод сетевой воды 1-го и 2-го контуров;

ВВП – водо-водяной подогреватель; Н – насосы 2^{го} контура; X – задвижки

Тепловые пункты представляют собой узлы подключения потребителей тепловой энергии к тепловым сетям и предназначены для подготовки теплоносителя, регулирования его параметров перед по-дачей в местные системы отопления и горячего водоснабжения.

В качестве примера использования маслоохладителей на рис. 3.2 приведена принципиальная схема системы маслоснабжения паровой турбины [19].

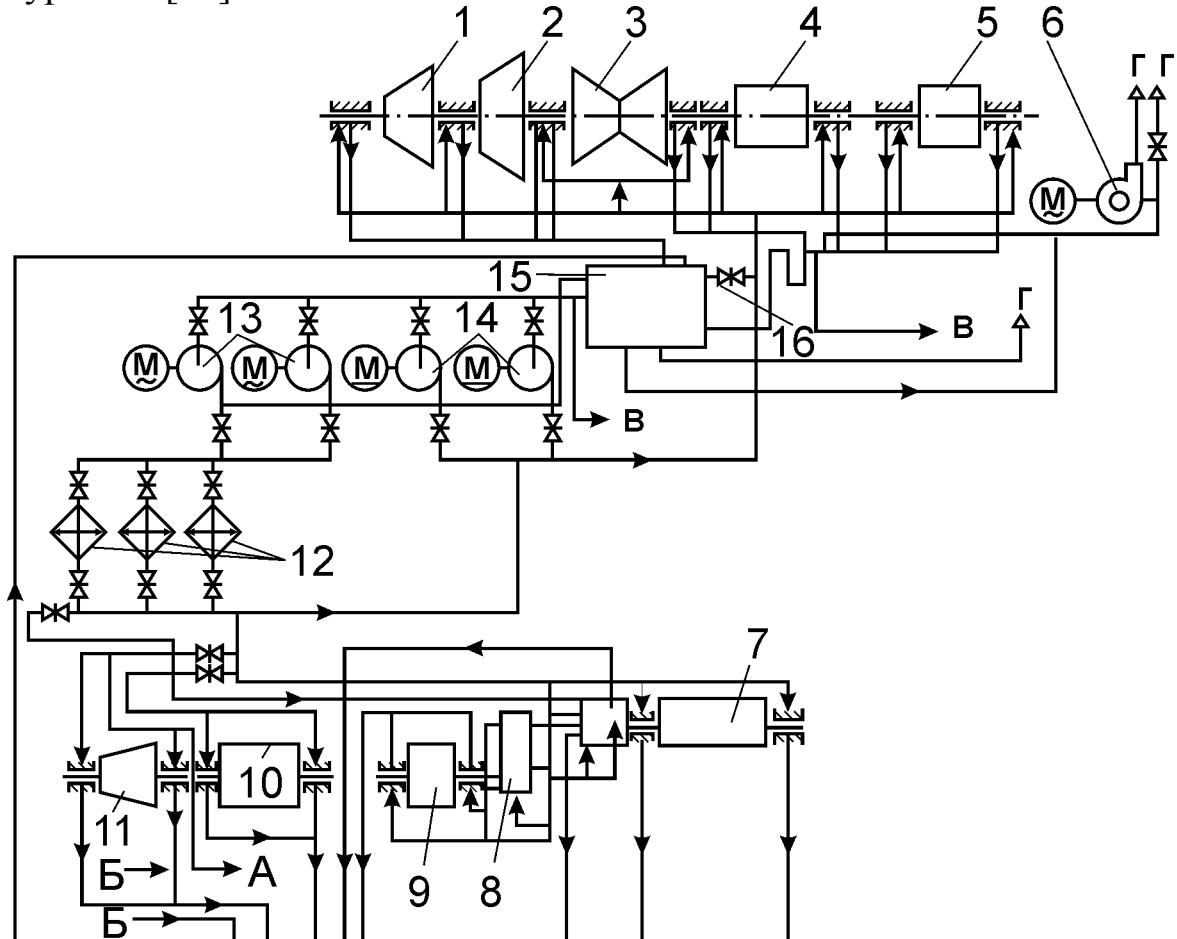


Рис. 3.2. Принципиальная схема системы маслоснабжения турбины К-300-240-1 ЛМЗ:

1, 2, 3 – цилиндры высокого, среднего и низкого давления; 4 – генератор; 5 – возбудитель; 6 – вентилятор; 7 – электропривод питательного насоса; 8 – редуктор; 9 – питательный электронасос; 10 – питательный турбонасос; 11 – турбопривод; 12 – маслоохладители; 13 – масляные электронасосы с двигателями переменного тока; 14 – то же, с двигателями постоянного тока; 15 – маслобак; 16 – сливной клапан; А, Б – подвод и отвод масла к блоку маслоснабжения питательного турбонасоса; В – подвод масла к агрегату маслоочистки; Г – выхлоп в атмосферу

Масляная система паровой турбины обеспечивает необходимое качество и поддержание определённого температурного режима тур-

бинного масла, применяемого для смазки и охлаждения подшипников паровых турбин и приводимых ими электрогенераторов, насосов, воздуходувок, компрессоров и т.п.

По технологическому назначению и конструктивному оформлению жидкостно-жидкостные теплообменные аппараты весьма разнообразны. Большинство из них являются кожухотрубчатыми. Но в последнее время в различных отраслях промышленности получили распространение пластинчатые теплообменники, состоящие из гофрированных пластин с различной формой профиля, и спиральные теплообменники. Такие аппараты обладают высокой интенсивностью процесса теплообмена, большой компактностью и малыми габаритами, что обеспечивает целесообразность их применения и эффективность работы.

3.2. Конструкции

На рис. 3.3 приведена конструкция секционных водо-водяных подогревателей Мосэнерго, применяемых в системах теплоснабжения [14].

Секция подогревателя состоит из цилиндрического корпуса, внутри которого расположена поверхность нагрева из латунных трубок диаметром 16/14 мм длиной 4 м, завальцованных в трубных досках. Подогреватель выполнен жёсткой конструкции. Для устранения температурных напряжений на корпусе секции установлены линзовые компенсаторы. Сетевая вода поступает через патрубок А, проходит внутри трубок последовательно все секции аппарата. Нагреваемая вода поступает через патрубок Б в межтрубное пространство пучка и движется противотоком. Число секций определяется расчётом. Число трубок в секции аппарата от 7 до 140, что соответствует диаметрам корпуса секции от 83 до 309 мм, поверхности нагрева от 1,32 до $26,4 \text{ м}^2$. Рабочее давление в трубках до $10 \text{ кг}/\text{см}^2$, в корпусе – до $6 \text{ кг}/\text{см}^2$.

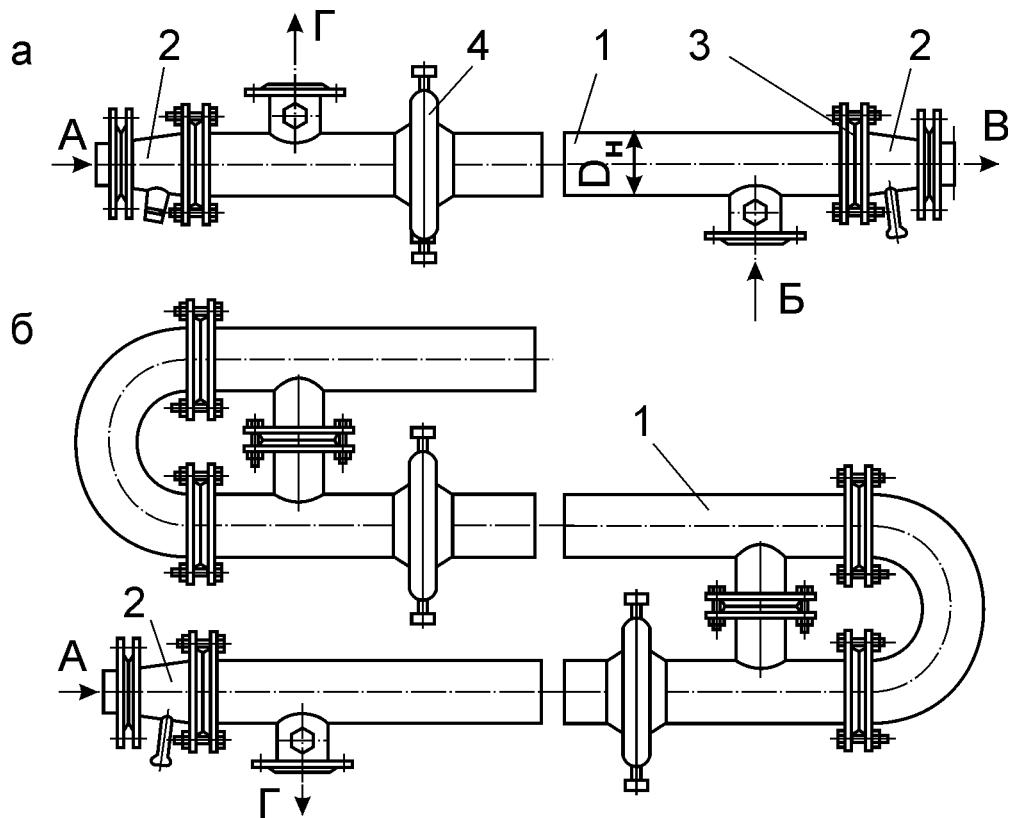


Рис. 3.3. Горизонтальный секционный водо-водяной подогреватель с линзовыми компенсаторами:
а – одна секция; б – схема сборки многосекционного подогревателя;

А, Б – вход греющей и нагреваемой воды; В, Г – выход греющей и нагреваемой воды; 1 – корпус; 2 – входной и выходной переходы; 3 – трубная решётка;
4 – линзовый компенсатор

Для небольших расходов воды в системах горячего водоснабжения применяются теплообменники типа "труба в трубе", конструкция которого приведена на рис. 3.4 [11].

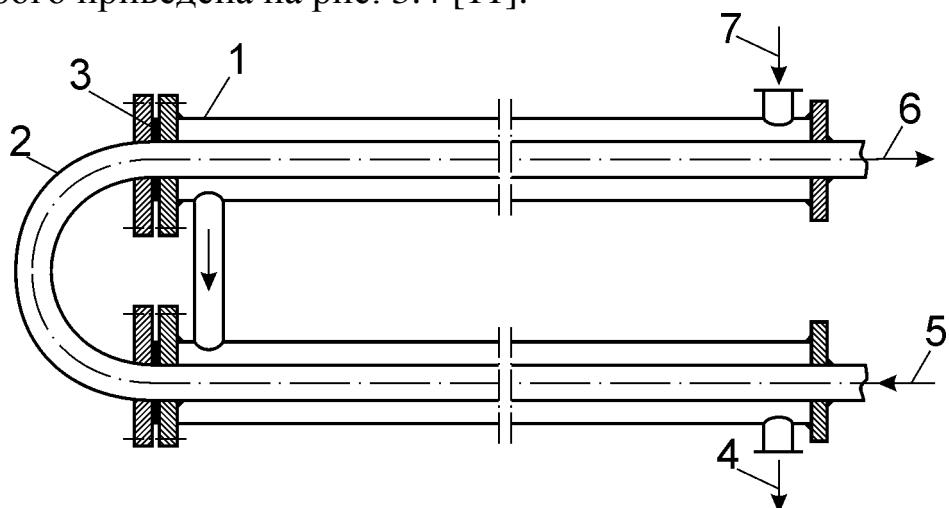


Рис. 3.4. Водо-водяной подогреватель типа "труба в трубе":
1 – наружная труба; 2 – внутренняя труба; 3 – сальниковое уплотнение;
4,7 – выход и вход нагреваемой воды; 5,6 – вход и выход сетевой воды

Теплообменные аппараты “труба в трубе” изготавливают как жёсткой конструкции из цельнокатанных труб, соединённых с помощью сварки, так и с сальниковыми уплотнениями на одном или на обоих концах трубы с целью компенсации термических расширений и удобства очистки. Поверхность нагрева одной секции составляет от $0,35 \text{ м}^2$ до $1,5 \text{ м}^2$ при длине труб от 3 до 6 м. Соотношение диаметров внешней и внутренней труб обычно составляет 76/38 мм или 108/76 мм. В таких аппаратах допускается давление воды в кожухе и в трубе до 5–6 кг/см².

На рис. 3.5 представлена конструкция вертикального кожухотрубчатого маслоохладителя [19].

Охлаждающая вода движется в трубках, а охлаждаемое масло – в межтрубном пространстве. Подача воды и масла осуществляется снизу. Направление движения масла в межтрубном пространстве задаётся системой перегородок "диск – кольцо", обеспечивая поперечное обтекание потоком масла трубного пучка. Охлаждающая вода проходит аппарат за четыре хода, что обеспечивается Т – образной перегородкой, установленной в нижней водяной камере, и одной продольной – в верхней водяной камере.

В качестве поверхности теплообмена используются латунные трубы $d_H \times \delta = 16 \times 1$ мм. Концы труб в трубных досках закреплены на вальцовке. Компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса обеспечивается с помощью мембранны, установленной в верхней части аппарата.

Схемы узлов фланцевых соединений в нижней и верхней частях аппарата представлены на рис. 3.6.

На рис. 3.7 приведена конструкция маслоохладителя Невского машиностроительного завода. Принцип его работы аналогичен рассмотренному выше. Основные конструктивные особенности этого маслоохладителя состоят в том, что подвод и отвод охлаждающей воды осуществляется сверху, а на корпусе имеется только один фланцевый разъём. Компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса обеспечивается за счёт подвижной нижней водяной камеры, соединённой с нижней трубной доской. В качестве поверхности теплообмена используются латунные трубы $d_H \times \delta = 14 \times 1$ мм.

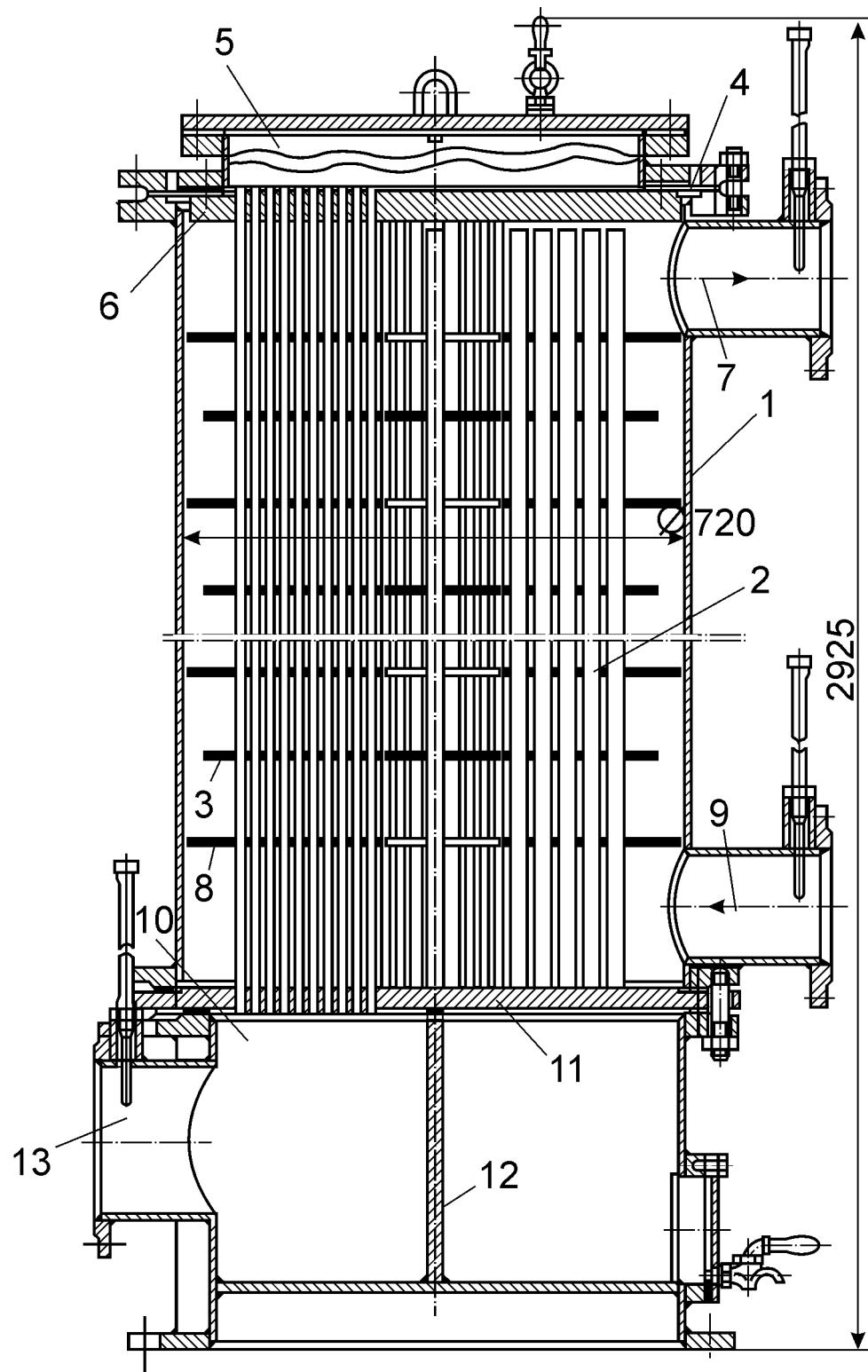


Рис. 3.5. Вертикальный маслоохладитель с перегородками "диск-кольцо":

1 – корпус; 2 – трубный пучок; 3 – дисковая перегородка; 4 – мембрана;
 5,10 – верхняя и нижняя водяные камеры; 6,11 – верхняя и нижняя трубные доски;
 7,9 – патрубки для выхода и входа масла; 8 – кольцевая перегородка; 12 – перегородка в нижней водяной камере; 13 – патрубки для входа и выхода воды

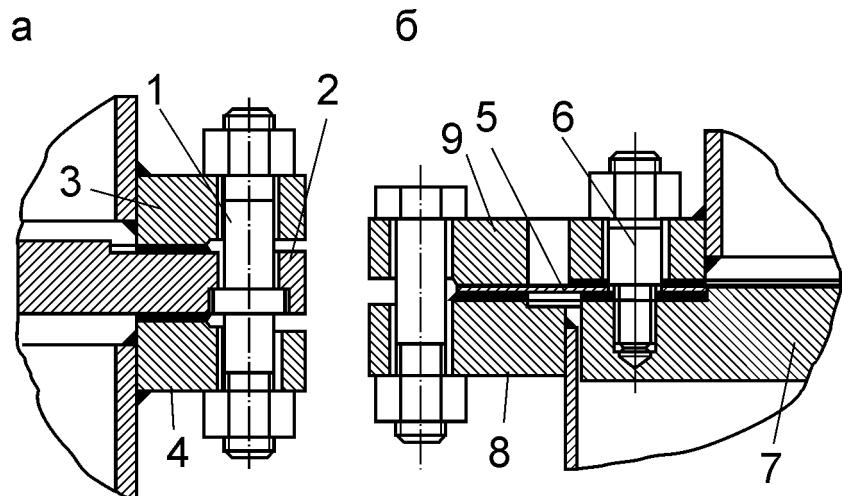


Рис. 3.6. Схемы соединительных узлов маслоохладителя:

а) – узел крепления нижней трубной доски; б) – узел крепления верхней трубной доски.

1 – шпилька; 2 – нижняя трубная доска; 3 – нижний фланец корпуса; 4 – фланец нижней трубной доски; 5 – мембрана; 6 – шпилька специальная; 7 – верхняя трубная доска; 8 – верхний фланец корпуса; 9 – прижимное кольцо

Разновидностью конструктивного оформления теплообменного аппарата является маслоохладитель в горизонтальном исполнении, схема которого представлена на рис. 3.8. Направление движения масла в межтрубном пространстве задаётся сегментными перегородками, по тракту воды аппарат является одноходовым. В нём осуществлено жёсткое соединение корпуса с трубной системой: трубные доски соединены с корпусом сваркой. Трубы в трубных досках закреплены на вальцовке. Обе водяные камеры выполнены съёмными.

В последнее время с целью интенсификации теплообмена по стороне потока масла в качестве поверхности нагрева в маслоохладителях применяют трубы с наружным проволочным петельным оребрением, трубы с накатными поперечными рёбрами и трубы с продольным оребрением. Применение таких труб позволяет в 1,6–1,9 раза увеличить компактность аппарата по сравнению с маслоохладителями из гладких труб, уменьшить примерно на 20 % затраты труб и снизить примерно на 40 % расход металла на корпус аппарата [19].

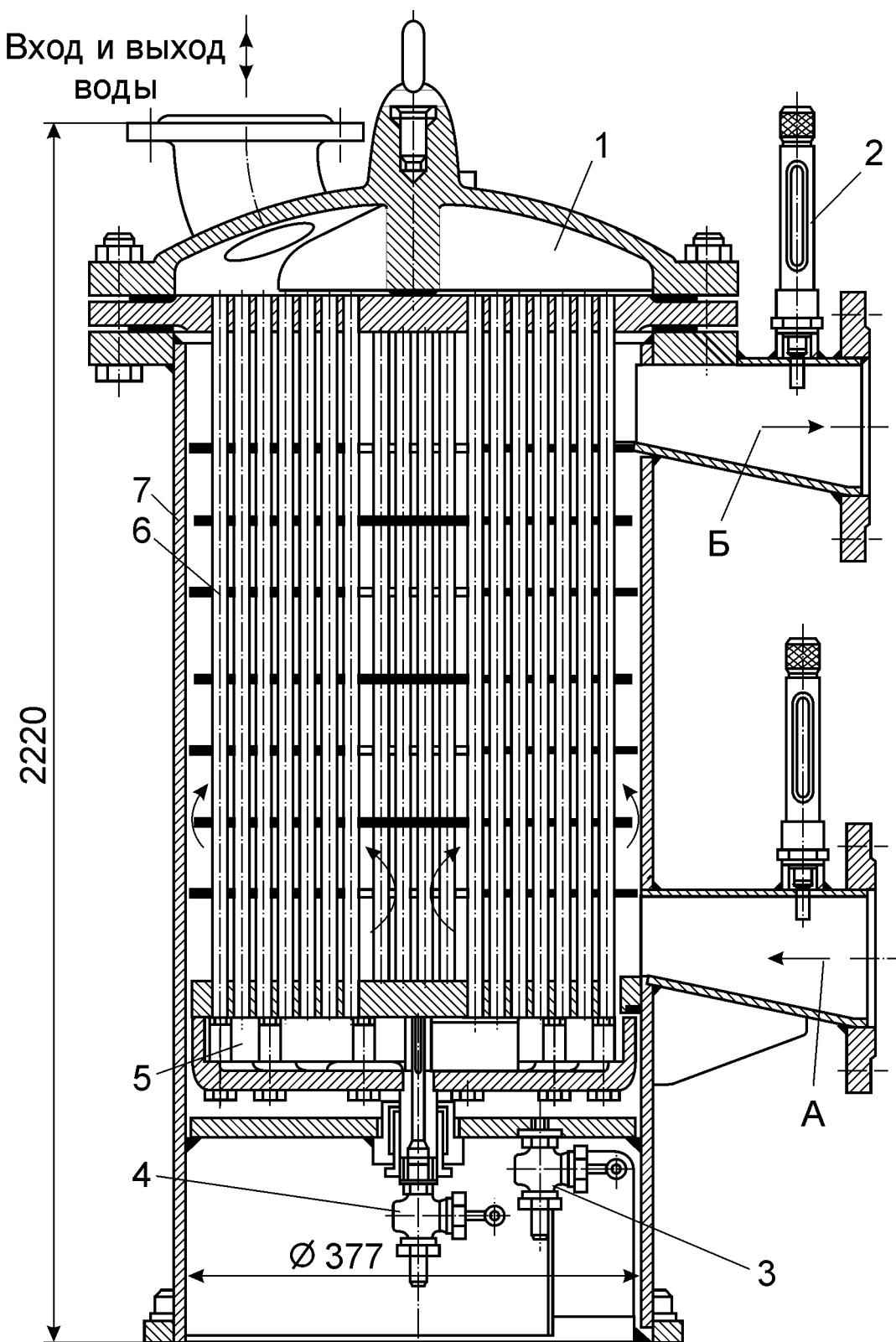


Рис. 3.7. Маслоохладитель с подвижной нижней водяной камерой:
 1 – верхняя водяная камера; 2 – термометрическая гильза с оправой; 3,4 – краны;
 5 – нижняя водяная камера; 6 – трубная система; 7 – корпус; А – вход масла;
 Б – выход масла

Сравнительно широкое распространение в различных отраслях промышленности получили спиральные теплообменники, которые имеют достаточно высокую компактность, хорошую организацию потока, возможность реализации чистого противотока и малые гидравлические сопротивления. Аппараты выполняются как в горизонтальном, так и в вертикальном исполнении. Одна из конструкций аппарата в горизонтальном исполнении и схема движения потоков приведены на рис. 3.9 [2].

Теплообменник представляет собой навитую рулонную ленту из гладкого листового материала, образующую спиральные каналы, заключённую в корпус. Греющая жидкость поступает через патрубок, расположенный на периферийной части корпуса, проходит в спиральном канале и из камеры выходит через патрубок, расположенный в центре одной из крышек. Нагреваемая жидкость подаётся через центральный патрубок, расположенный во второй крышке, в смежный спиральный канал противотоком по отношению к греющей жидкости и выходит через другой патрубок, расположенный на периферийной части корпуса.

Навивка спиральных теплообменников производится из рулонной стали шириной от 0,2 до 1,5 м, поверхность нагрева аппарата составляет от 3,2 до 100 м², ширина канала 8 или 12 мм, давление – до 10 кг/см².

Основными недостатками таких аппаратов являются сложность изготовления и обеспечения герметичности, а также ограниченная возможность развития поверхности теплообмена. Удельный расход металла на 1 м² поверхности теплообмена у спиральных теплообменников значительно превышает расход металла для кожухотрубчатых и пластинчатых теплообменников, в связи с чем их производство ограничено.

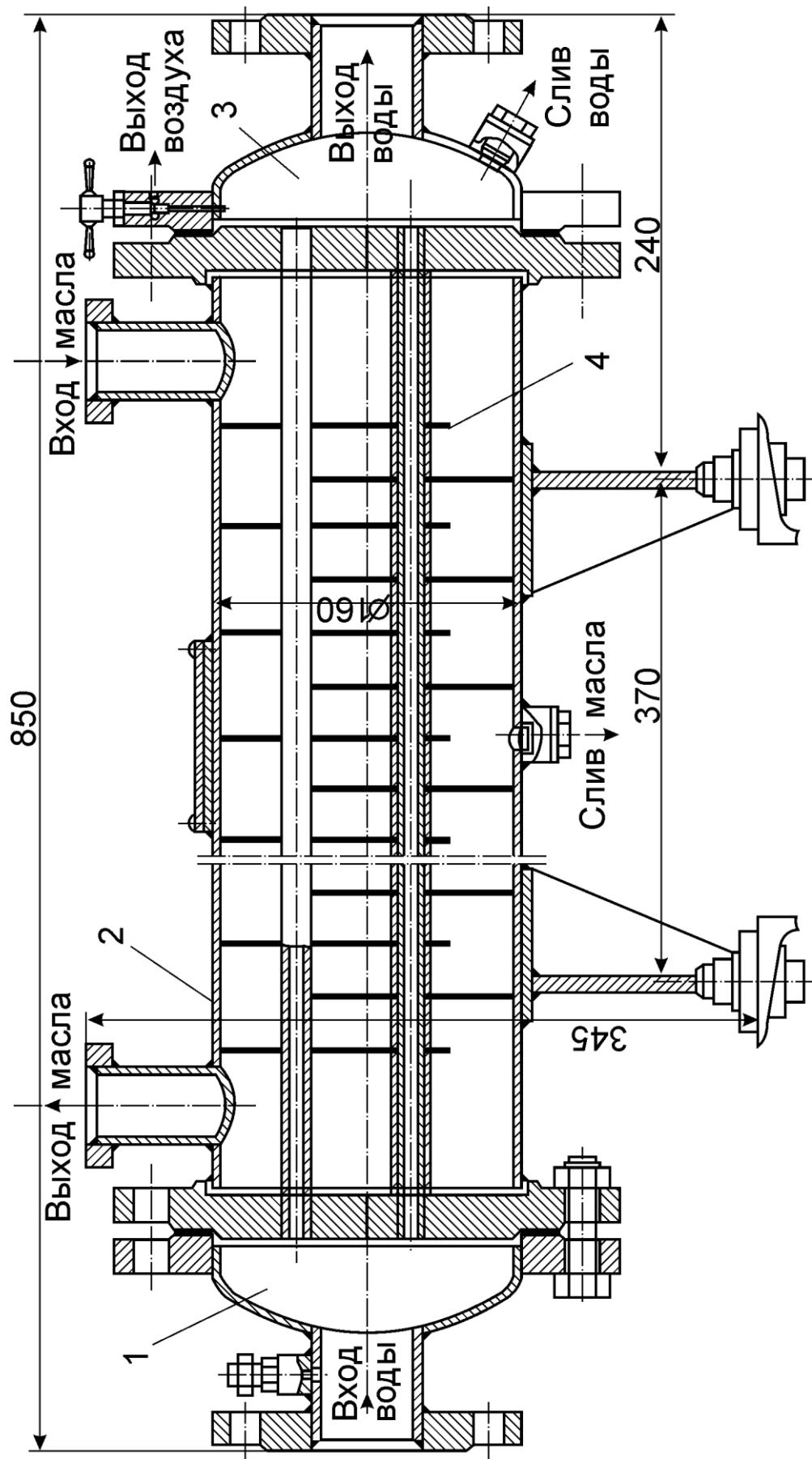


Рис. 3.8. Горизонтальный маслоохладитель с сегментными перегородками:
 1 – передняя водяная камера; 2 – корпус; 3 – задняя водяная камера; 4 – сегментные перегородки

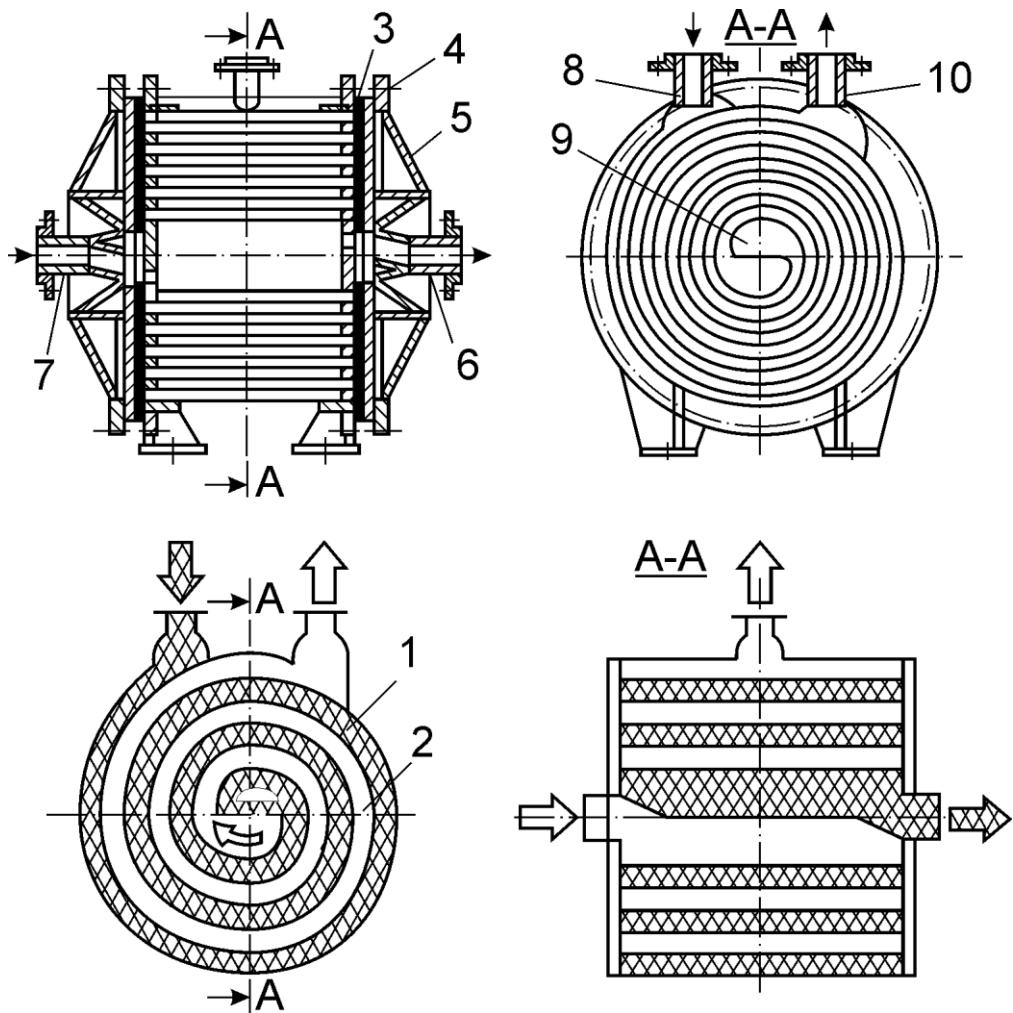


Рис. 3.9. Спиральный теплообменник:

1 – каналы для прохода греющей жидкости; 2 – каналы для прохода нагреваемой жидкости; 3 – прокладка; 4 – болтовой зажим; 5 – крышка; 6, 8 – патрубки для выхода и входа греющей жидкости; 7, 10 – патрубки для входа и выхода нагреваемой жидкости; 9 – камера

Пластинчатые теплообменные аппараты общего назначения выпускаются в разнообразном исполнении в зависимости от схем соединения пластин, формы и типа самих пластин, способов сборки теплообменных пластин, вида уплотнительных прокладок и т.п. [2].

В качестве примера на рис. 3.10 приведена принципиальная схема сборки пластинчатого аппарата с неподвижной и прижимной плитами.

Аппарат состоит из группы теплообменных пластин 15, подвешенных на верхней горизонтальной штанге 7.

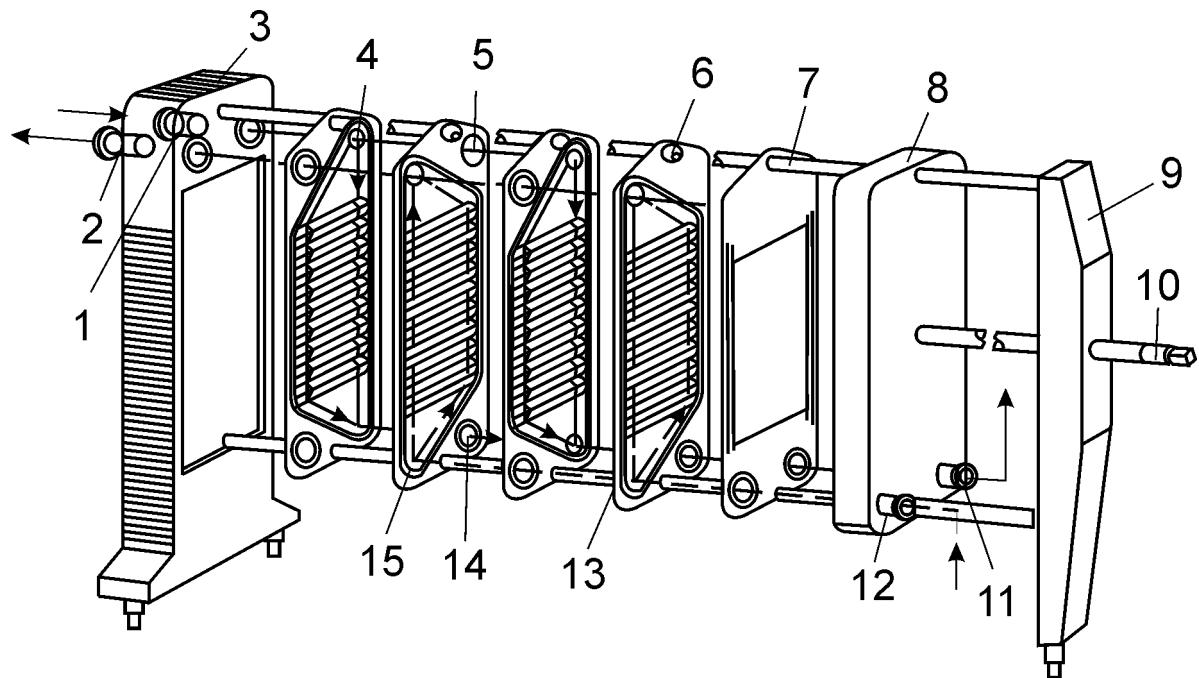


Рис. 3.10. Принципиальная схема сборки пластинчатого аппарата:
 1, 2, 11, 12 – штуцера; 3 – неподвижная плита; 4 – верхнее угловое отверстие;
 5 – кольцевая резиновая прокладка; 6 – граничная пластина; 7 – штанга;
 8 – нажимная плита; 9 – задняя стойка; 10 – винт; 13 – большая резиновая про-
 кладка; 14 – нижнее угловое отверстие; 15 – теплообменная пластина

Концы верхней и нижней штанг закреплены в неподвижной плите (передней стойке) 3 и на задней стойке. При помощи нажимной пли- ты 8 и винта 10 пластины в собранном состоянии сжаты в один пакет. В рабочем положении пластины плотно прижаты друг к другу на ре- зиновых прокладках 13 и 5. Каждая пластина комплектуется специ- альными резиновыми прокладками, предназначенными для уплотне- ния с целью организации межпластинных каналов для рабочей среды и для создания каналов для транзитного прохода второй рабочей сре- ды.

Система уплотнительных прокладок пластинчатого теплооб- менника построена так, что после сборки и сжатия пластин в аппарате образуются две системы герметичных каналов, изолированных одна от другой металлической стенкой и прокладками: одна для горячей рабочей среды, другая – для холодной. Обе системы межпластинных каналов соединяются со своими коллекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред, расположенными на плитах.

Холодная рабочая среда входит в аппарат через штуцер 1, рас- положенный на неподвижной плите, и через верхнее угловое отвер- стие 4 попадает в продольный коллектор, образованный угловыми от-

верстиями пластин после их сборки. По коллектору холодная среда доходит до пластины 6, имеющей глухой угол (без отверстия), и распределяется по нечётным межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором благодаря соответствующему расположению больших и малых резиновых прокладок 5 и 13. При движении вверх по межпластинному каналу среда обтекает гофрированную поверхность пластин, обогреваемых с обратной стороны горячей средой. Затем подогретая среда выходит в продольный коллектор, образованный нижними угловыми отверстиями 14, и выходит из аппарата через штуцер 11.

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

В зависимости от назначения аппарата, соотношения расходов теплоносителей и температурного режима теплообменные пластины в секции могут компоноваться по параллельной, последовательной или смешанной схемам, примеры которых приведены на рис. 3.11.

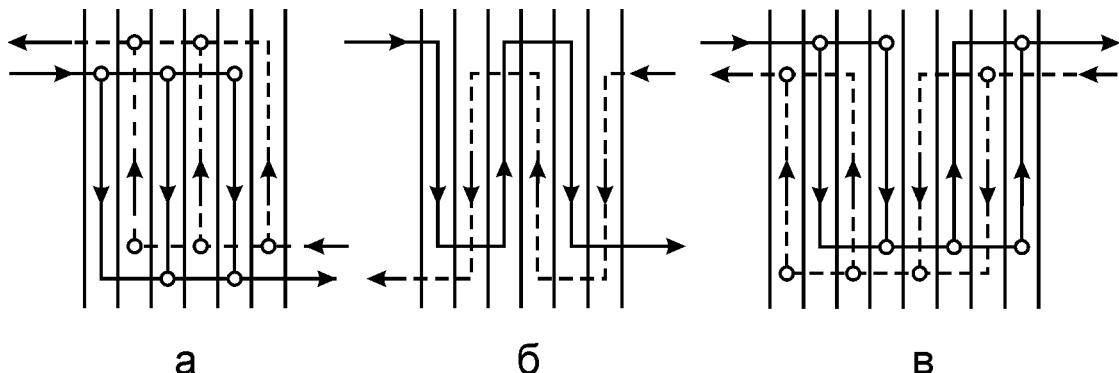


Рис. 3.11. Схемы соединения пластин:
а – параллельная; б – последовательная; в – смешанная

Типы теплообменных пластин и конфигурация гофр, образующих форму каналов для рабочих сред, разнообразны [2]. В качестве примера на рис. 3.12 – 3.15 представлены некоторые типы пластин, выпускаемые отечественными и зарубежными изготовителями.

Конструкция пластины определяет технические показатели теплообменного аппарата и является его основным элементом. Отличительными особенностями конструкции пластин в целом является форма гофр и профиль рабочей теплообменной поверхности, форма

угловых отверстий и конфигурация прокладок, способ подвески пластин на раме и фиксация положения пластин в пакете.

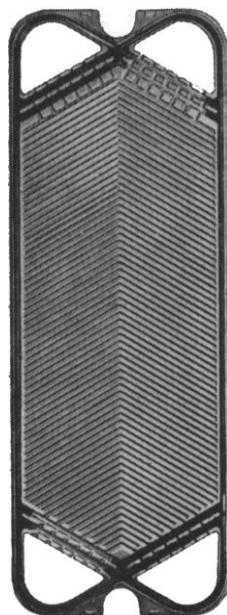


Рис. 3.12. Пластина с гофрами типа “ёлочка” и диагональным расположением угловых отверстий (“Уралхиммаш”)

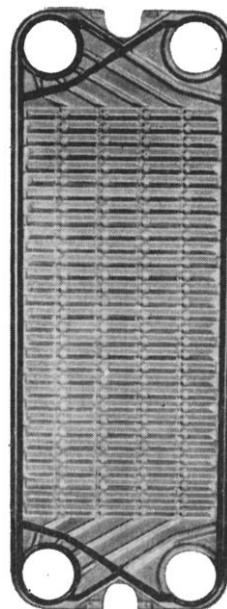


Рис. 3.13. Пластина с горизонтальными гофрами и прямым расположением угловых отверстий (“Альфа-Лаваль”)

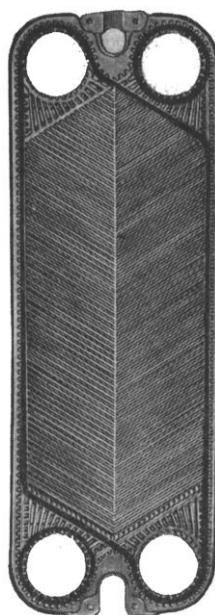


Рис. 3.14. Пластина с гофрами типа “ёлочка” и диагональным расположением угловых отверстий (“Розенблад”)

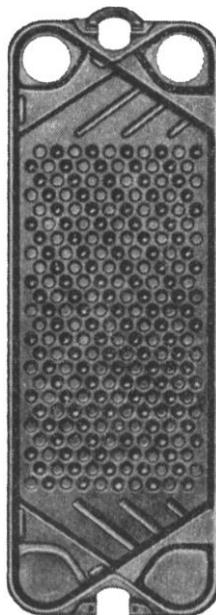


Рис. 3.15. Пластина с полусферическими выступами и прямым расположением угловых отверстий (“Хисака”)

Энергетическая эффективность всех известных форм теплообменных поверхностей отличается друг от друга не более чем на 20 %, что в определённых случаях позволяет для выполнения предварительных расчётов применять обобщённые эмпирические зависимости по оценке интенсивности теплообмена.

Из многообразия типов гофр на поверхности пластины можно условно выделить основные группы: пластины с горизонтальными гофрами, пластины с гофрами типа “ёлочки”, пластины с полу-сферическими выступами.

Сами теплообменные аппараты по конструктивному оформлению весьма разнообразны. На рис. 3.16 в качестве примера приведена конструкция односекционного теплообменника на двухпорной раме без дополнительных стяжек.

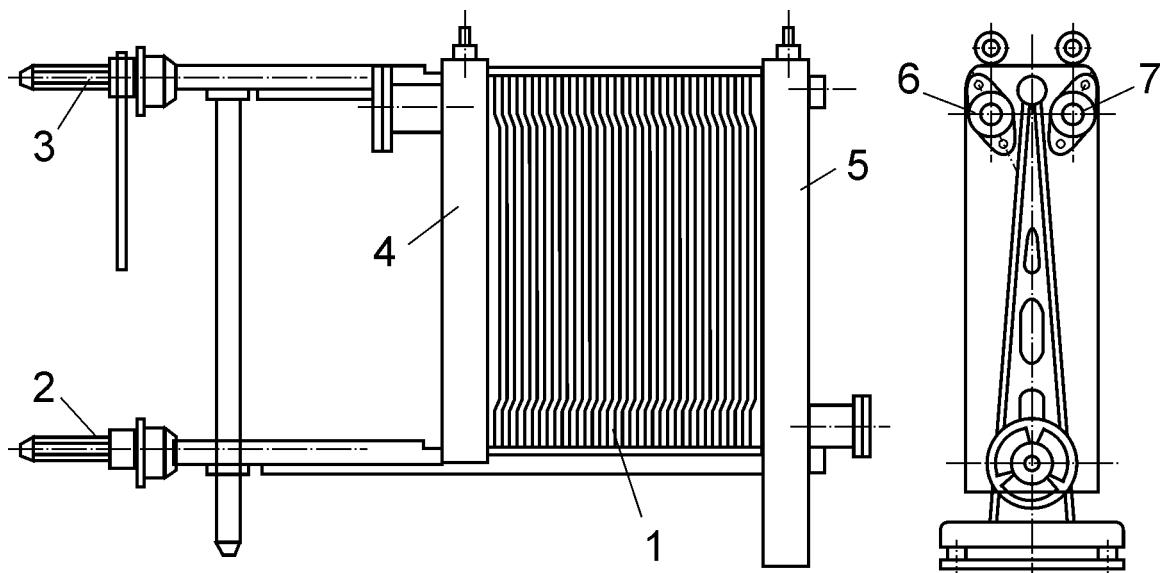


Рис. 3.16. Пластинчатый односекционный теплообменник:
1 – пластины; 2, 3 – горизонтальные штанги; 4, 5 – плиты; 6, 7 – патрубки

Величина поверхности теплообмена аппарата определяется на основе предварительного расчёта количеством набираемых пластин и может значительно изменяться от десятков до нескольких сотен квадратных метров. Теплообменные аппараты удобны для очистки. Применяются для эксплуатации при температурных режимах до 150 °C, что ограничивается главным образом термостойкостью применяемых резиновых прокладок. Давление рабочих сред по обеим сторонам допускается до 15 кг/см².

3.3. Тепловой расчёт

При выполнении прямого теплового расчёта жидкостно-жидкостных теплообменных аппаратов уравнение теплового баланса записывается в соответствии с выражением (1.5), откуда обычно определяется расход охлаждающей среды:

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta}{C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} , \text{ кг/с} . \quad (3.1)$$

Коэффициент использования η принимается равным 0,97–0,98. Тепловая нагрузка аппарата Q представляет собой правую часть уравнения теплового баланса (1.5).

Температурный напор рассчитывается по общепринятой методике в соответствии со схемой движения рабочих сред, изложенной в п. 1.4. Исключением являются пластинчатые теплообменные аппараты, где в пределах одного теплообменника может быть реализовано и прямоточное и противоточное движение рабочих сред. В этом случае величина температурного напора рассчитывается по выражению

$$\Delta t_{cp} = \psi \cdot \Delta t_{прям} + (1 - \psi) \cdot \Delta t_{прот} , \quad (3.2)$$

где ψ – доля поверхности, работающей по прямоточной схеме; $(1 - \psi)$ – доля поверхности, работающей по противоточной схеме; $\Delta t_{прям}$ и $\Delta t_{прот}$ – температурные напоры, рассчитанные соответственно для прямоточной и противоточной схем по общепринятой методике.

Коэффициенты теплоотдачи со стороны греющей среды α_1 и со стороны нагреваемой среды α_2 достаточно велики, поэтому коэффициент теплопередачи k рассчитывается с учётом всех термических сопротивлений в соответствии с выражением (1.7). Влияние загрязнений и неполноты омывания потоками поверхности теплообмена учитывается поправочным коэффициентом φ , равным 0,7–0,8

$$k_p = \varphi \cdot k . \quad (3.3)$$

Частные значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 рассчитываются по соответствующим зависимостям конвективного теплообмена. В секционных аппаратах и аппаратах типа "труба в трубе"

по обеим сторонам, в маслоохладителях по стороне охлаждающей воды и в гладкопластинчатых спиральных теплообменных аппаратах с обеих сторон коэффициент теплоотдачи рассчитывается по критериальному уравнению (2.11), описывающему теплообмен при продольном турбулентном течении. В спиральных теплообменниках при расчёте α_1 вводится также поправочный коэффициент ε_R на кривизну канала, учитывающий влияние центробежного эффекта, в соответствии с выражением (2.12).

Для вязких жидкостей при ламинарном режиме течения потока в прямых каналах для расчёта коэффициента теплоотдачи рекомендуется формула [5]

$$\alpha = 0,15 \cdot \frac{\lambda}{l} \cdot \text{Re}_{\Pi}^{0,33} \cdot \text{Pr}_{\Pi}^{0,33} \cdot (\text{Gr}_{\Pi} \cdot \text{Pr}_{\Pi})^{0,1} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\Pi}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (3.4)$$

где $\text{Gr} = g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t / v^2$ – число Грасгофа; Re и Pr – числа Рейнольдса и Прандтля; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; l – определяющий размер, м; $\beta = 1/T$, К^{-1} – коэффициент объёмного (температурного) расширения; Δt – температурный напор между потоком и стенкой, $^{\circ}\text{C}$; v – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для выбора физических параметров теплоносителей в качестве определяющей температуры принимается средняя температура соответствующей среды. Определяющим размером в критериях подобия для среды, движущейся внутри труб, является их внутренний диаметр. Для воды, протекающей в межтрубном пространстве секционных аппаратов за определяющий размер, принимают эквивалентный диаметр

$$d_e = \frac{4 \cdot f_{\text{пр.с}}}{\Pi}, \text{ м}, \quad (3.5)$$

где $f_{\text{пр.с}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - n \cdot d_h^2)$ – проходное сечение межтрубного пространства, м^2 ; $\Pi = n \cdot \pi \cdot d_h$ – смоченный периметр (периметр всех трубок), м, D – внутренний диаметр внешней трубы, м; d_h – наружный диаметр внутренних труб, м; n – число трубок в секции.

В маслоохладителях по стороне масла, омывающего трубный пучок снаружи поперечным потоком, в качестве определяющего размера принимается наружный диаметр трубок. В аппаратах типа “труба в трубе”, в спиральных и пластинчатых теплообменниках за

определяющий размер также принимают эквивалентный диаметр, рассчитанный по выражению (3.5). Для аппаратов типа “труба в трубе” определяющий размер практически равен удвоенной ширине кольцевого зазора между наружной и внутренней трубами, а для спиральных – удвоенной ширине щелевого канала.

Коэффициент теплоотдачи по стороне масла в маслоохладителях определяется критериальным уравнением, соответствующим теплообмену при поперечном обтекании пучка труб [5]

$$\alpha = 0,41 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{H}}} \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{п}}}{\text{Pr}_{\text{c}}} \right)^{0,25} . \quad (3.6)$$

Для пластинчатых теплообменных аппаратов расчёт коэффициентов теплоотдачи осуществляется на основании критериальных уравнений, характерных для конкретного типа пластин в зависимости от вида гофр и конфигурации образующихся каналов для прохода рабочих сред [1,2]. Для предварительных расчётов можно воспользоваться обобщённой зависимостью [2]

$$\alpha = C \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{g}}} \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,73} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{п}}}{\text{Pr}_{\text{c}}} \right)^{0,25} , \quad (3.7)$$

где $C = 0,097$ – эмпирический коэффициент пропорциональности для пластин с горизонтальными гофрами; $C = 0,135$ – для пластин с гофрами типа “ёлочка”.

Требуемая поверхность теплообмена аппарата F определяется из уравнения теплопередачи по формуле (1.4).

При выполнении поверочного теплового расчёта исходное уравнение теплового баланса для жидкостно-жидкостных аппаратов записывается в виде

$$Q = W_1 \cdot (t_1' - t_1'') = W_2 \cdot (t_2'' - t_2') , \quad (3.8)$$

где $W_1 = G_1 \cdot C_{p1}$ и $W_2 = G_2 \cdot C_{p2}$ – водяные эквиваленты греющей и нагреваемой рабочих сред.

Из уравнения (3.8) выражаются конечные значения температур t_1'' и t_2'' :

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{W_1} \quad \text{и} \quad t_2'' = t_2' + \frac{Q}{W_2} . \quad (3.9)$$

Вторым исходным уравнением является уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} , \quad (3.10)$$

в которое входит температурный напор Δt_{cp} . Если принять, что температуры рабочих сред меняются по линейному закону, то расчёт температурного напора производится как среднеарифметический.

Тогда уравнение (3.10) можно записать

$$Q = k \cdot F \cdot \left(\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \right) . \quad (3.11)$$

Подставляя неизвестные t_1'' и t_2'' из выражения (3.9) в уравнение (3.11), получим

$$\begin{aligned} Q &= k \cdot F \cdot \left(\frac{t_1' + t_1' - \frac{Q}{W_1}}{2} - \frac{t_2' + t_2' + \frac{Q}{W_2}}{2} \right) = \\ &= k \cdot F \cdot \left(t_1' - \frac{Q}{2 \cdot W_1} - t_2' - \frac{Q}{2 \cdot W_2} \right) . \end{aligned} \quad (3.12)$$

Произведя преобразование выражения (3.12), получим

$$\begin{aligned} \frac{Q}{k \cdot F} &= t_1' - \frac{Q}{2 \cdot W_1} - t_2' - \frac{Q}{2 \cdot W_2} \Rightarrow \\ \Rightarrow Q &= \frac{t_1' - t_2'}{\frac{1}{k \cdot F} + \frac{1}{2 \cdot W_1} + \frac{1}{2 \cdot W_2}} , \text{ Вт} . \end{aligned} \quad (3.13)$$

Зная количество переданной теплоты Q , из выражений (3.9) определяют конечные значения температур t_1'' и t_2'' .

Приведенный метод применим для ориентировочных расчётов и в случае небольших изменений температур жидкостей. Обычно изменение температур теплоносителей носит нелинейный характер, и температурный напор рассчитывается как среднелогарифмический.

В этом случае расчётная конечная температура зависит от схемы движения теплоносителей. В жидкостно-жидкостных теплообменных аппаратах обычно реализуются противоточные схемы движения. Вывод расчётных формул для таких схем изложен в [5] и в окончательном виде они имеют вид

$$\begin{aligned}\delta t_1 = t_1' - t_1'' &= (t_1' - t_2') \cdot Z \Rightarrow \\ \Rightarrow t_1'' &= t_1' - (t_1' - t_2') \cdot Z ;\end{aligned}\quad (3.14)$$

$$\begin{aligned}\delta t_2 = t_2'' - t_2' &= (t_1' - t_2') \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot Z \Rightarrow \\ \Rightarrow t_2'' &= t_2' - (t_1' - t_2') \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot Z .\end{aligned}\quad (3.15)$$

Тепловая нагрузка аппарата может быть определена из выражения

$$Q = W_1 \cdot \delta t_1 = W_1 \cdot (t_1' - t_2') \cdot Z .\quad (3.16)$$

В выражениях (3.14–3.16) комплекс $Z = f(W_1/W_2; k \cdot F/W_1)$ – вспомогательная функция, величина которой может быть определена или с помощью специальной номограммы, представленной на рис. 3.17, или расчётом по формуле

$$Z = \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \cdot \left(\frac{k \cdot F}{W_1}\right)}}{1 - \left(\frac{W_1}{W_2}\right) \cdot e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \cdot \left(\frac{k \cdot F}{W_1}\right)}} .\quad (3.17)$$

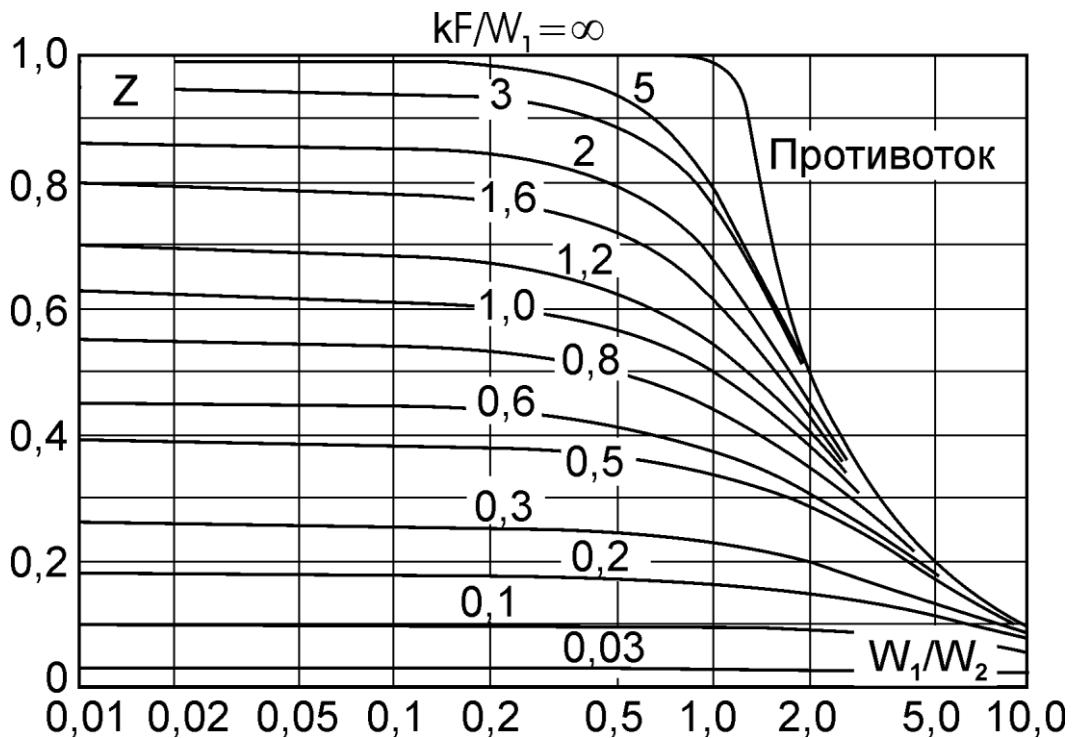


Рис. 3.17. Комплекс $Z = f(W_1/W_2; k \cdot F/W_1)$ – вспомогательная функция для расчёта конечной температуры при противотоке

3.4. Конструктивный расчёт

При выполнении расчёта секционных теплообменных аппаратов следует исходить из соотношения скоростей потоков внутри труб W_1 и в межтрубном пространстве W_2 . Значения скоростей должны приниматься исходя из соотношения соответствующих проходных сечений f_1 и f_2 и расходов рабочих сред G_1 и G_2 .

В соответствии с уравнением расхода (1.11) количество греющей и нагреваемой сред можно выразить

$$G_1 = f_1 \cdot W_1 \cdot \rho_1 ; \quad (3.18)$$

$$G_2 = f_2 \cdot W_2 \cdot \rho_2 . \quad (3.19)$$

Соотношение расходов рабочих сред составит

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{f_1}{f_2} \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} . \quad (3.20)$$

Для водо-водяных теплообменников $(\rho_1/\rho_2) \approx 1$ и соотношение скоростей потоков составит

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{G_1}{G_2} \cdot \frac{f_2}{f_1} . \quad (3.21)$$

Соотношение проходных сечений f_1 и f_2 зависит от расположения труб и шаговых отношений между ними. При расположении труб по вершинам равностороннего треугольника диаметр трубной доски определяется по формуле (2.30), а проходные сечения трубного и межтрубного пространства составят

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot m \quad \text{и} \quad f_2 = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot m \right) . \quad (3.22)$$

Соотношение проходных сечений f_1 и f_2 определится из выражения

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot m}{\frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot m} . \quad (3.23)$$

Подставляя в выражение (3.23) значение для D по выражению (2.30) и произведя сокращения, получим

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{4 \cdot t^2 \cdot \sin 60^\circ}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \eta_{\text{тр}}} - \left(\frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{вн}}} \right)^2 . \quad (3.24)$$

Отношение наружного диаметра $d_{\text{вн}}$ к внутреннему $d_{\text{вн}}$ с достаточной для инженерных расчётов точностью можно принять равным 1. Принимая значение $\eta_{\text{тр}} = 0,9$ и учитывая, что отношение шага между трубами t к диаметру труб $d_{\text{вн}}$ представляет собой относительный шаг σ , выражение (3.24) можно записать в следующем виде:

$$\frac{f_2}{f_1} = 1,23 \cdot \sigma^2 - 1 . \quad (3.25)$$

Относительный шаг в аппарате обычно принимают в пределах $\sigma = 1,25 - 1,28$. При значениях шага $\sigma = 1,25$ соотношение $f_2/f_1 = 0,92$, т.е. проходные сечения межтрубного и трубного пространства примерно равны. Тогда соотношение скоростей потоков определяется из выражения

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{G_1}{G_2} \cdot (1,23 \cdot \sigma^2 - 1) . \quad (3.26)$$

При выбранных значениях скоростей W_1 и W_2 дальнейший расчёт сводится к определению количества труб Z_o из уравнения расхода (3.18), а также числа параллельно и последовательно включённых секций, исходя из их стандартных размеров.

Общее количество труб в параллельно включённых секциях составит

$$Z_o = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_{bh}^2 \cdot W_1 \cdot \rho_1} . \quad (3.27)$$

Если число труб в секции m , то количество параллельно включённых секций будет

$$a = \frac{Z_o}{m} , \quad (3.28)$$

где a – округляется до целого числа.

Полная длина секций теплообменника находится из общей величины поверхности нагрева аппарата

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_h \cdot Z_o} . \quad (3.29)$$

При стандартной длине труб в секции l количество последовательно включённых секций составит

$$\sigma = \frac{L}{l} , \quad (3.30)$$

где σ округляется до целого числа.

В теплообменных аппаратах типа “труба в трубе” скорости рабочих сред W_1 и W_2 выбираются в зависимости от заданных диаметров наружной трубы d_2 и внутренней – d_1 , а также расходов теплоносителей.

В этом случае соотношение скоростей находится из выражения

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{G_1}{G_2} \cdot \left[\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right] . \quad (3.31)$$

Дальнейший ход расчёта такой же, как и для секционных аппаратов.

Диаметры патрубков для подвода и отвода рабочих сред, а также размеры перепускных труб определяются по уравнению расхода на основании выражения (2.32).

Для маслоохладителей конструктивный расчёт по стороне охлаждающей воды проводится аналогично расчёту парожидкостных аппаратов с прямыми трубками (см. п. 2.4). В результате этого расчёта определяются количество труб, диаметры трубных досок и патрубков для подвода и отвода воды и масла, высота трубной части аппарата.

Конструктивный расчёт маслоохладителей по стороне масла в межтрубной части аппарата выполняется по специальной методике в соответствии с типом перегородок. На рис. 3.18 приведена схема установки перегородок типа “кольцо-диск”.

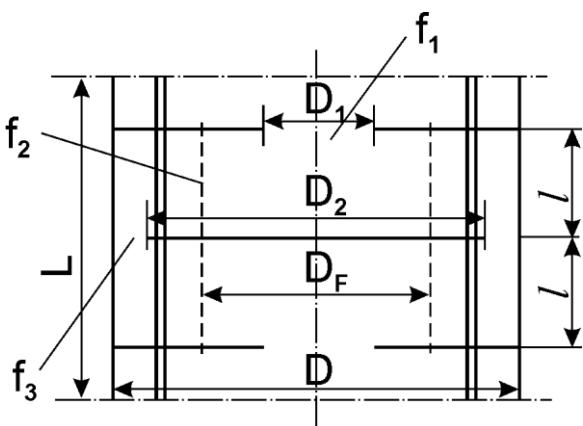


Рис. 3.18. К расчёту межтрубной части маслоохладителей с перегородками типа “кольцо-диск”

по тракту движения масла его скорость поддерживается постоянной, т.е. обеспечивается равенство проходных сечений в трёх характерных точках:

f_1 – проходном сечении в межтрубном пространстве отверстия кольцевой перегородки; f_2 – проходном сечении межтрубного пространства между дисковой и кольцевой перегородками, равном боковой поверхности условного цилиндра диаметром $D_F = (D_1 + D_2)/2$ и высотой l ; f_3 – проходном сечении в кольцевом зазоре между дисковой перегородкой и корпусом аппарата.

Из уравнения расхода определяется проходное сечение для масла при заданной скорости $f_{\text{пр.с}} = G_M / W_M \cdot \rho_M$ и с учётом принятых условий обеспечивается равенство $f_{\text{пр.с}} = f_1 = f_2 = f_3$.

Проходное сечение f_1 можно выразить

$$f_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot n_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(1 - \frac{d_H^2}{D_1^2} \cdot n_1\right) , \quad (3.32)$$

где d_H – наружный диаметр труб; n_1 – количество труб, размещённых в отверстии кольцевой перегородки; D_1 – диаметр отверстия в кольцевой перегородке.

При расположении труб по вершинам равностороннего треугольника диаметр D_1 можно выразить

$$D_1 = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n_1}{\eta_{\text{тр}}}} , \quad (3.33)$$

где $t = (1,2 - 1,25) \cdot d_H$ – шаг между трубками.

Подставляя выражение для D_1 из (3.33) в (3.32), получим

$$f_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(1 - 0,91 \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \frac{d_H^2}{t^2}\right) , \quad (3.34)$$

откуда при известном $f_1 = f_{\text{пр.с}}$ определяется D_1 .

Проходное сечение f_2 можно выразить

$$f_2 = \pi \cdot D_F \cdot l - \pi \cdot D_F \cdot d_H \cdot \frac{l}{t} , \quad (3.35)$$

где $t' = 1,5 \cdot t$ – условный шаг между трубками.

При известном $f_2 = f_{\text{пр.с}}$ определяется l . Диаметр условного цилиндра D_F рассчитывается, так как D_1 известен, а диаметр дисковой перегородки D_2 при принятых условиях можно определить из выражения (2.30).

Проходное сечение f_3 выражается

$$f_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - D_2^2) , \quad (3.36)$$

откуда при известном $f_3 = f_{\text{пр.с}}$ определяется D .

Для маслоохладителей с сегментными перегородками, общий вид которых приведен на рис. 3.19, расстояние между ними определяется по формуле

$$l = \frac{G_M}{\varepsilon \cdot \left(1 - \frac{d_H}{t}\right) \cdot W_M \cdot \rho_M} , \quad (3.37)$$

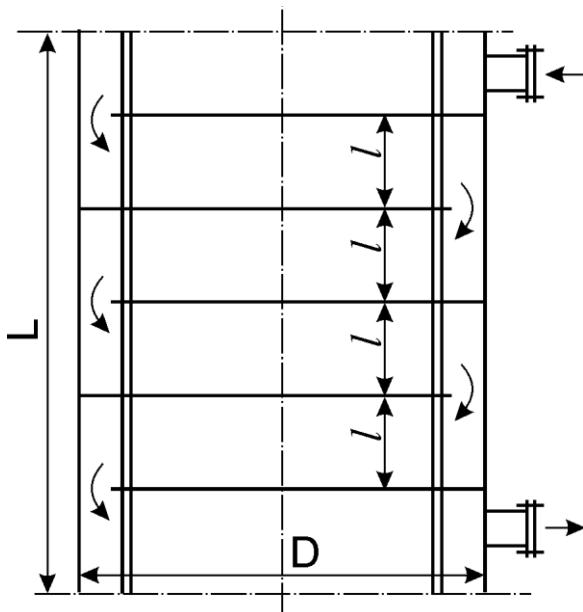


Рис. 3.19. К расчёту межтрубной части маслоохладителей с сегментными перегородками

где $\varepsilon = (0,6 - 0,8) \cdot D$ – ширина перегородки, равная длине хорды сегмента.

При известной высоте трубного пучка L число ходов по маслу составит $Z_M = L/l$, а количество перегородок $Z = Z_M - 1$.

Конструктивный расчёт спиральных теплообменников сводится к определению числа витков спирали и длины ленты для навивки требуемой величины поверхности нагрева. Поверхность нагрева связана с размерами спиралей соотношением

$$F = 2 \cdot L \cdot \varepsilon_3 , \quad (3.38)$$

где L – эффективная длина спирали от точек M и N до точек M и N (рис. 3.20); ε_3 – эффективная ширина спирали, равная ширине навиваемой ленты за вычетом толщины входящих внутрь спирали металлических лент или прокладок.

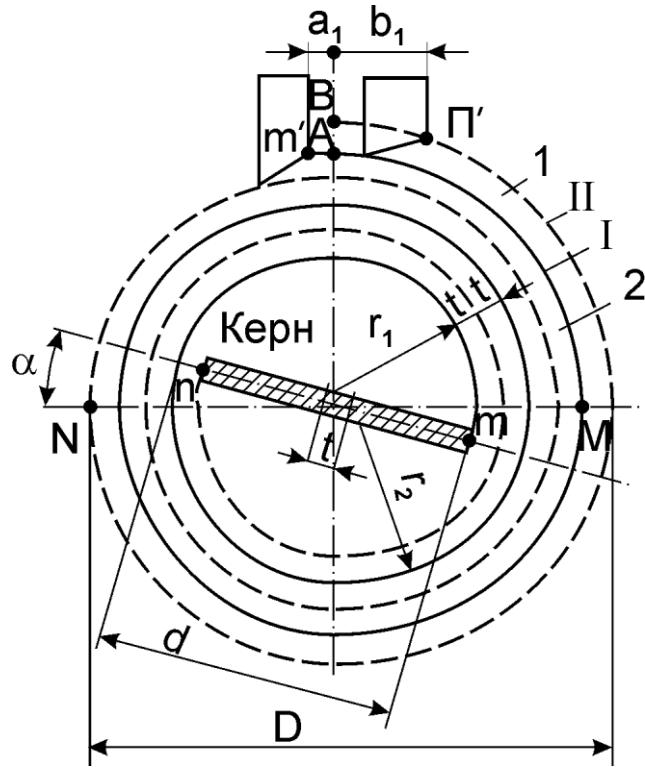


Рис. 3.20. Схема к расчету длины канала спирального теплообменника:
1 – наружный канал; 2 – внутренний канал

$$b_{\vartheta} = \vartheta - 20 \text{ мм} , \quad (3.39)$$

где ϑ – ширина полосы.

Эффективную длину спирали определяют с учётом того, что наружный виток спирали не участвует в передаче теплоты.

Каждый виток строится по двум радиусам: первый виток по радиусам

$$r_1 = \frac{d}{2} ; \quad r_2 = r_1 + t , \quad (3.40)$$

где $t = \delta + \delta_{ct}$ – шаг спирали; δ – ширина канала (зазор между спиральными); δ_{ct} – толщина листа.

Длина первого витка

$$l_1 = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right) = \pi \cdot (r_1 + r_2 + t) = 2 \cdot \pi \cdot r_1 + 2 \cdot \pi \cdot t \cdot 0,5 . \quad (3.41)$$

Длина второго витка

$$l_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 + 2 \cdot \pi \cdot t \cdot 2,5 . \quad (3.42)$$

Длина n -го витка

$$l_n = 2 \cdot \pi \cdot r_n + 2 \cdot \pi \cdot t \cdot (2 \cdot n - 1,5) . \quad (3.43)$$

Суммируя, получим длину одной спирали

$$L = l_1 + l_2 + \dots + l_n = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n + \pi \cdot t \cdot n \cdot (2 \cdot n - 1) , \quad (3.44)$$

откуда число витков, необходимое для получения эффективной длины, определяется по уравнению

$$n = \sqrt{\frac{L}{2 \cdot \pi \cdot t} + \frac{1}{16} \cdot \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{d}{t} - 1 \right) . \quad (3.45)$$

Число витков обеих спиралей

$$N = 2 \cdot n = \sqrt{\frac{2 \cdot L}{\pi \cdot t} + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{d}{t} - 1 \right)^2} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{d}{t} - 1 \right) , \quad (3.45)$$

где $d = 2 \cdot r + t$ – внутренний диаметр спирального теплообменника. Наружный диаметр спирали с учётом толщины листа определяется по формуле

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_{ct} . \quad (3.46)$$

Действительная длина листов спиралей между точками m и m' для спирали I и между точками n и n' для спирали II (рис.3.20) определяется по соотношениям:

$$L_I = L + \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D + a_1 , \quad (3.47)$$

$$L_{II} = L + \frac{3}{4} \cdot \pi \cdot D - \delta_1 . \quad (3.48)$$

При выполнении конструктивного расчёта пластинчатых теплообменных аппаратов с учётом принятых размеров пластин определяют число каналов в одном пакете, число пластин в каждом пакете и число пакетов в аппарате, общее число пластин в аппарате и основные его размеры.

По заданным расходам рабочих сред и вычисленным или принятым скоростям их движения в каналах определяют необходимое проходное сечение пакета

$$f_{\pi} = \frac{V}{W} , \quad (3.49)$$

где V – объёмный расход рабочей среды, $\text{м}^3/\text{с}$; W – скорость данной рабочей среды, м/с .

При найденном значении f_{π} определяют число параллельных каналов в пакете для каждой среды

$$m = \frac{f_{\pi}}{f_1} , \quad (3.50)$$

где f_1 – проходное сечение одного межпластинного канала, м^2 .

Полученное значение m округляется до целого.

Число пластин в пакете определяется по соотношению

$$n_{\pi} = 2 \cdot m . \quad (3.51)$$

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

$$n'_{\pi} = 2 \cdot m + 1 .$$

Поверхность теплообмена одного пакета составит

$$F_{\pi} = F_1 \cdot n_{\pi} . \quad (3.52)$$

Число пакетов (ходов) в теплообменном аппарате определяется

$$X = F_a / F_{\pi} , \quad (3.53)$$

где F_a – рабочая поверхность аппарата, найденная при тепловом расчёте.

Если величина X получается дробной, то её округляют до целого числа и корректируют поверхность нагрева всего аппарата:

$$F'_a = X \cdot F_{\pi} . \quad (3.54)$$

Общее число пластин в аппарате (секции) составит

$$n_a = \frac{F'_a + 2 \cdot F_1}{F_1} , \quad (3.55)$$

где F_1 – поверхность теплообмена одной пластины, м^2 .

3.5. Гидравлический расчёт

Расчёт потерь напора в секционных подогревателях и подогревателях типа “труба в трубе” производится так же, как и в парожидкостных аппаратах с прямыми трубками по стороне воды (см. п. 2.5).

При этом коэффициенты сопротивления трению ξ определяются по формулам из табл. 1.5, а коэффициенты местных сопротивлений Ψ_i принимаются в соответствии с табл. 1.6.

Гидравлический расчёт по стороне охлаждающей воды в маслоохладителях производится по этой же методике. Для межтрубной части маслоохладителей расчёт выполняется по формулам для поперечного обтекания потоком масла пучков труб.

По методике Д.Г. Замкова для вязких жидкостей при отношении $(\sigma_1 - 1) / (\sigma_2 - 1) < 2$ сопротивление рассчитывается

$$\Delta P_1 = C \cdot m' \cdot Re_{\delta}^q \cdot \left(\frac{Pr_c}{Pr_{\Pi}} \right)^{0,14} \cdot \frac{\varphi^{3+q}}{\sigma_2 - 1} \cdot \rho \cdot W^2, \text{ Па} . \quad (3.56)$$

Здесь

$$\varphi = \frac{2 \cdot (\sigma_2 - 1)}{\sigma_1 - \frac{0,785}{\sigma_2}} . \quad (3.57)$$

В этих выражениях: m' – число рядов труб по ходу потока масла; $C = 43$ и $q = -1$ при $Re_{\delta} \cdot \varphi \leq 15$; $C = 14$ и $q = -0,6$ при $15 \leq Re_{\delta} \cdot \varphi \leq 100$; W – скорость масла в узком сечении пучка; δ – наименьшее расстояние между образующими двух соседних труб в пучке.

Число m' для маслоохладителей с кольцевыми и дисковыми перегородками определяется из выражения

$$m' = \frac{m \cdot t' \cdot Z}{\pi \cdot D_F}, \quad (3.58)$$

где m – число труб в трубной доске; Z – число перегородок по маслу в межтрубном пространстве; $t' = 1,5 \cdot t$ условный средний шаг между трубками.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются

$$\Delta P_2 = (\psi_{\text{вх}} + \psi_{\text{вых}} + \psi_{\text{огиб}} \cdot Z) \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \text{ Па}, \quad (3.59)$$

где $\psi_{\text{вх}} = 1,5$ и $\psi_{\text{вых}} = 1,0$ – коэффициенты местных сопротивлений входа и выхода для межтрубного пространства; $\psi_{\text{огиб}} = 7$ – коэффициент местного сопротивления при огибании перегородки.

Более подробные расчёты маслоохладителей в зависимости от их конструктивных характеристик приведены в [19].

Гидравлическое сопротивление в щелевых каналах спиральных теплообменников выполняется так же, как и для потока воды в спиральных трубках парожидкостных аппаратов (см. п. 2.5). При этом в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр, равный удвоенной ширине щели, а коэффициенты местных сопротивлений принимаются в соответствии с табл. 1.6.

Для теплообменников из гофрированных пластин для каждой формы каналов рекомендуется соответствующая формула для определения сопротивления [2]. Для приближённых расчётов с достаточной для практики точностью при числах $Re = 200 - 1600$ можно рекомендовать обобщённую зависимость

$$\Delta P = A \cdot Re^{-0,25} \cdot \rho \cdot W^2, \text{ Па}, \quad (3.60)$$

где $A = 1843$ – для пластин с гофрами типа “ёлочка” и $A = 760$ – для пластин с горизонтальными гофрами.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются по общепринятой методике.

Выводы

В разделе 3 представлены рекуперативные жидкостно-жидкостные теплообменные аппараты (ЖЖТОА). Описана область применения аппаратов, приведена схема установки водо-водяных подогревателей в тепловом пункте, принципиальная схема системы маслоснабжения турбины, описаны конструкции секционного водо-водяного подогревателя с линзовыми компенсаторами, водо-водяного подогревателя типа «труба в трубе», вертикального маслоохладителя с перегородками «диск-кольцо», маслоохладителя с подвижной нижней водяной камерой, горизонтального маслоохладителя с сегментными перегородками, спирального и пластинчатого теплообменника. Представлены типы пластин, выпускаемые российскими и зарубеж-

ными производителями. Приведены основы теплового, конструктивного и гидравлического расчёта теплообменников.

Вопросы для самоконтроля

1. Опишите сферу применения различных жидкостно-жидкостных теплообменников.
2. Какова цель теплового расчёта ТОА?
3. Напишите уравнение теплового баланса ЖЖТОА.
4. В чём заключается преимущество противоточной схемы движения теплоносителей по сравнению с прямоточной?
5. Как рассчитывается температурный напор при смешенном токе?
6. Формула для расчёта эквивалентного диаметра.

Глава 4. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ГАЗОЖИДКОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

4.1. Области применения и конструктивные особенности

Рекуперативные газожидкостные теплообменники получили широкое распространение в различных отраслях промышленности.

В котельных агрегатах они используются в качестве водяных экономайзеров для подогрева питательной воды. В котлах низкого давления типа ДКВР применяются чугунные трубы с квадратными или круглыми ребрами. Для котлов среднего и высокого давления используются гладкие стальные трубы, а в последнее время в опытном порядке – плавниковые трубы.

Большую группу теплообменных аппаратов составляют различного рода охладители и подогреватели воздуха. К их числу относятся промежуточные воздухоохладители из каплеобразных латунных труб с медными насадными ребрами компрессорных установок. В системах кондиционирования воздуха и отопления производственных помещений широко используются калориферы и поверхностные охладители, выполняемые в большинстве случаев из круглых труб со спиральными ребрами или пластинчатым оребрением.

Значительное число газожидкостных теплообменных аппаратов применяются в качестве различного рода радиаторов в транспортных установках, конденсаторов в холодильных машинах и др.

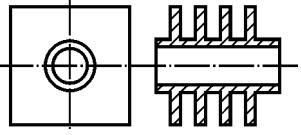
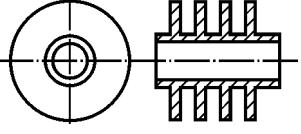
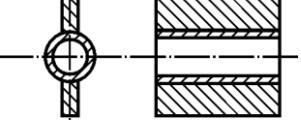
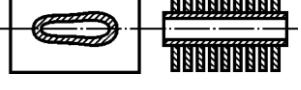
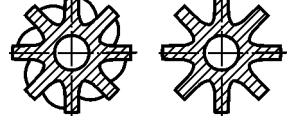
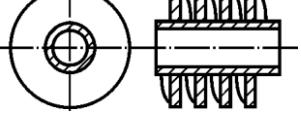
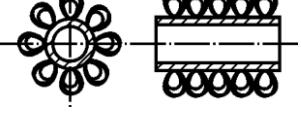
Конструктивное оформление газожидкостных аппаратов весьма разнообразно и определяется их назначением и условиями эксплуатации. Отличительной особенностью аппаратов данного типа является наличие оребрения с газовой стороны. Наиболее распространенные типы оребрения приведены в табл. 4.1.

Увеличение поверхности теплообмена по стороне газов за счет оребрения вызвано особенностью процесса передачи теплоты. С газовой стороны коэффициенты теплоотдачи значительно меньше, чем со стороны жидкости.

Степень оребрения поверхности теплообмена характеризуется коэффициентом оребрения $\varphi_p = F_p/F_{gl}$, который представляет собой отношение полной поверхности оребренной трубы к поверхности гладкой (несущей) трубы. Коэффициент компактности $\Pi = F/V$ таких поверхностей нагрева, определяемый величиной поверхности теплообмена, размещенной в единице объема, достигает $600 \text{ м}^2/\text{м}^3$, что позволяет создавать малогабаритные установки.

Таблица 4.1

Типы оребренных поверхностей нагрева

Вид трубы	Тип поверхности	φ_p	Π
	Чугунные трубы с квадратными ребрами	5,0	57,5
	Чугунные трубы с круглыми ребрами	5,0	57,5
	Плавниковые трубы	2,3	125
	Каплеобразные трубы с прямоугольными ребрами	12,8	606
	Круглые трубы с цельнотянутыми винтовыми и прямыми ребрами	7,0	380
	Круглая труба с навивным ленточным оребрением	8,7	350
	Круглая труба с проволочным оребрением	10,9	338
	Овальная труба с навивным ленточным оребрением	7,92	437

4.2. Конструкции

На рис. 4.1 приведена конструкция водяного экономайзера, применяемого в котлах низкого давления (до $P = 2,4$ МПа) и малой мощности.

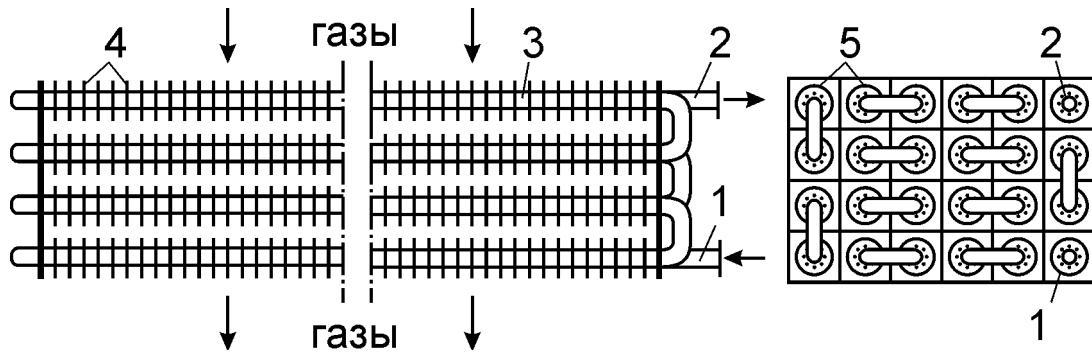


Рис. 4.1. Водяной экономайзер из ребристых труб:
1 – вход питательной воды; 2 – выход питательной воды; 3 – несущая труба;
4 – ребра; 5 – калачи

Экономайзер выполнен в виде пакета чугунных ребристых труб. Длина труб в зависимости от конструкции котлоагрегата составляет 1,5; 2 или 3 м, диаметр несущей трубы 76 мм, толщина 8 мм, наружные ребра квадратные размером 150x150 мм. Число рядов труб в пакете в горизонтальной плоскости определяется исходя из скорости дымовых газов, число рядов труб по вертикали рассчитывается из требуемой поверхности теплообмена.

Для современных котлов высокого и среднего давления устанавливаются водяные экономайзеры из гладких труб. Одна из ступеней экономайзера представлена на рис. 4.2 [20].

Экономайзер выполнен в виде пакета из змеевиков, изготовленных из стальных труб наружным диаметром 28–38 мм при толщине стенки 2,5–3,5 мм. Питательная вода проходит внутри труб, продукты сгорания – в межтрубном пространстве. Концы змеевиков экономайзера объединяются коллекторами, вынесеными из области газового обогрева.

Трубы экономайзера обычно располагаются в шахматном порядке, что обеспечивает эффективность теплообмена примерно на 25 % больше по сравнению с коридорным расположением.

Значительную группу аппаратов составляют различные охладители и подогреватели воздуха. В качестве поверхности теплообмена используют оребренные трубы из цветных металлов с высокими коэффициентами теплопроводности.

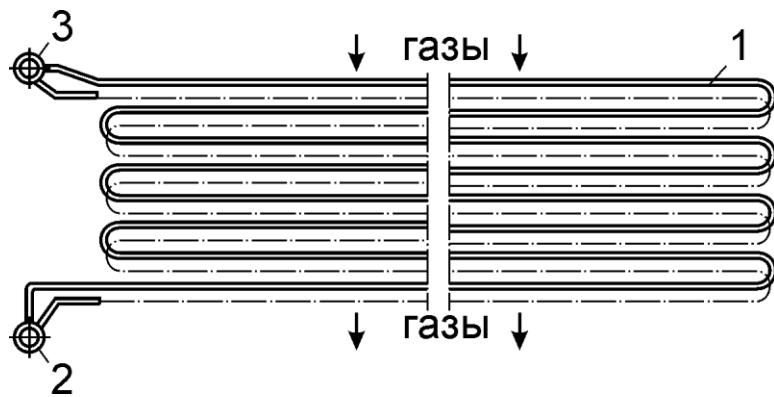


Рис. 4.2. Ступень экономайзера из гладких труб:

1 – змеевики; 2 – нижний коллектор для входа питательной воды;
3 – верхний коллектор для выхода питательной воды

На рис.4.3 приведена конструкция промежуточного воздухоохладителя из каплеобразных латунных труб с медными насадными ребрами прямоугольной формы для компрессорных установок.

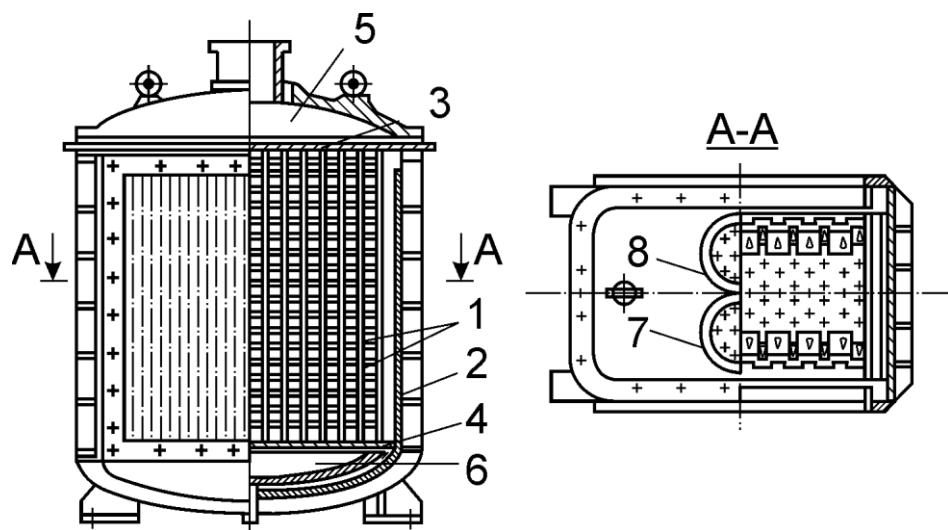


Рис. 4.3. Промежуточный воздухоохладитель:

1 – трубный пучок; 2 – корпус; 3,4 – верхняя и нижняя трубные доски;
5,6 – верхняя и нижняя водяные камеры; 7,8 – патрубки для входа и выхода охлаждающей воды

Для предотвращения “проскоков” воздуха пространство между трубной доской и крайними ребрами, образующееся при переходе с каплеобразной формы трубы к круглой, заполняют колпачками по фронту и глубине трубного пучка. Расстояние между ребрами край-

них труб и корпусом аппарата не должно превышать половины высоты ребра.

С целью сокращения водопотребления в охладителях технологических продуктов и энергоносителей в различных отраслях промышленности в последнее время осуществляется замена воды как рабочего охлаждающего агента более доступным агентом – воздухом. На рис. 4.4 в качестве примера приведена конструкция типового теплообменника воздушного охлаждения (ТВО).

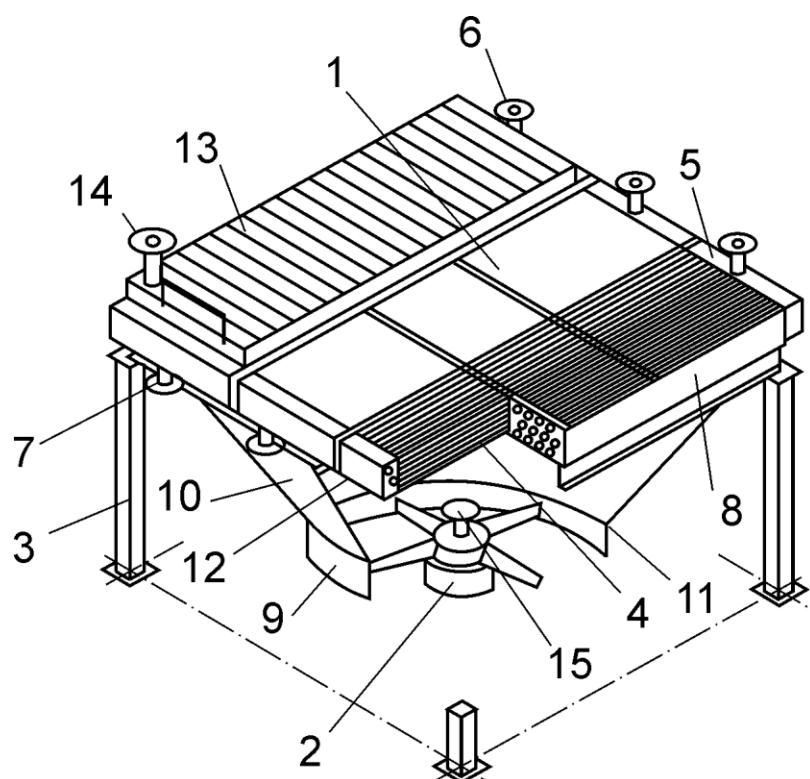


Рис. 4.4. Общий вид типового ТВО:

1 – теплообменная секция; 2 – вентилятор с приводом; 3 – опорная металлоконструкция; 4 – пучок из оребренных труб; 5 – камеры; 6,7 – штуцера для входа и выхода технологического продукта; 8 – рама; 9 – коллектор; 10 – диффузор; 11 – увлажнитель воздуха; 12 – подогреватель воздуха; 13 – жалюзийное устройство; 14,15 – приводы для изменения угла наклона лопаток жалюзи и лопастей вентилятора

ТВО представляет собой аппарат, состоящий из двух основных частей: поверхности охлаждения, выполненной из оребрённых труб, и системы подачи воздуха, включающей привод.

Кроме того, составными частями аппарата являются опорные конструкции, регулирующие и вспомогательные устройства.

В системах кондиционирования и вентиляции для охлаждения или нагрева воздуха применяются поверхностные охладители и калориферы. На рис. 4.5 представлена одна из конструкций секции воздухоохладителя.

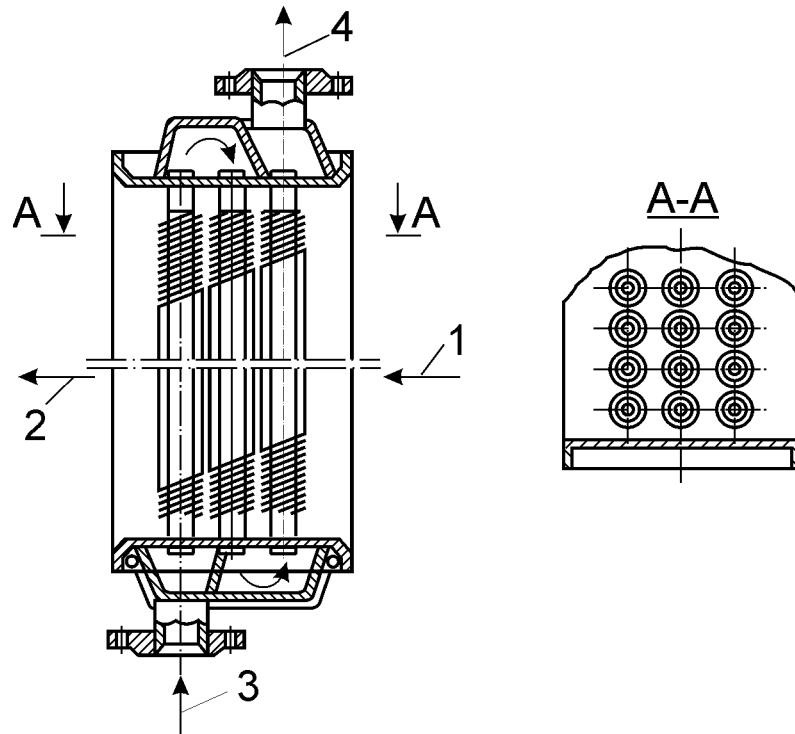


Рис 4.5. Секция воздухоохладителя:
1,2 – вход и выход воздуха; 3,4 – вход и выход воды

Поверхность теплообмена воздухоохладителя выполнена в виде трехрядного пучка труб с ленточным навивным оребрением, соединенных последовательно по ходу воды. Номинальная производительность составляет 10, 20 и 40 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$.

Примеры конструкций калориферов, применяемых в системах вентиляции, приведены на рис. 4.6 [21, 22].

Значительную группу аппаратов составляют теплообменники холодильных установок различного назначения [23]. Конструктивное их оформление разнообразно, а в качестве поверхности охлаждения используются как гладкие стальные трубы, так и стальные или медные трубы со стальными или алюминиевыми ребрами.

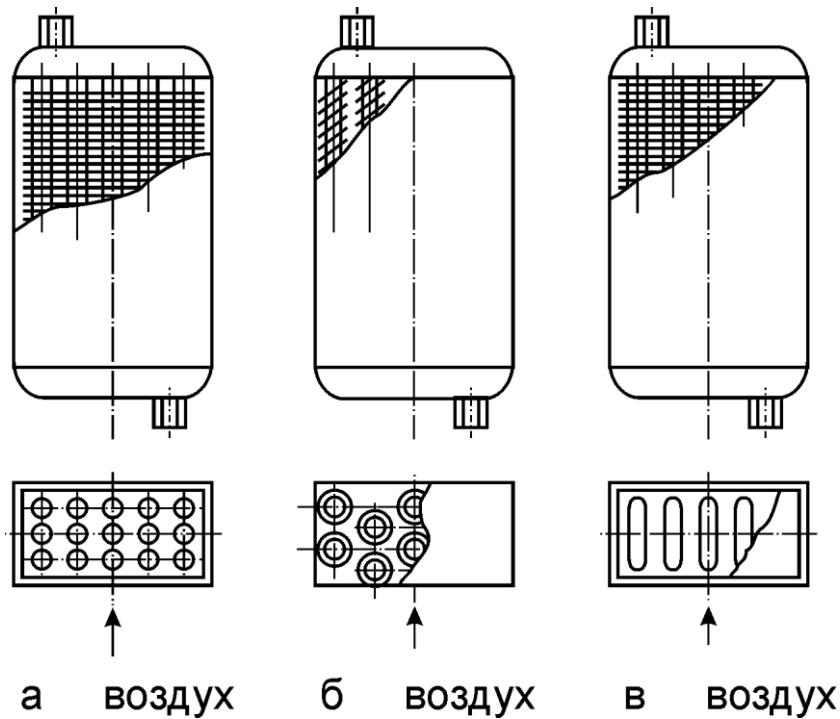


Рис. 4.6 Конструкции калориферов:
 а – оребренные сплошными пластинами на круглых трубках;
 б – оребренные навивной лентой; в – оребренные сплошными пластинами на плоских трубках.

4.3. Тепловой расчет

Уравнение теплового баланса для газожидкостных теплообменных аппаратов записывается в соответствии с выражением (1.5).

Определение среднего температурного напора, ввиду большой разности водяных эквивалентов и незначительного изменения температуры жидкости по сравнению с изменением температуры газа, с достаточной для практики точностью проводится по формулам:

– при охлаждении газа

$$\Delta t_{cp} = \frac{\left(t_1' - t_1'' \right)}{\left(\ln \frac{t_1' - t_2^{cp}}{t_1'' - t_2^{cp}} \right)}, \quad (4.1)$$

- при нагревании газа

$$\Delta t_{cp} = \frac{\left(t_1'' - t_1' \right)}{\left(\ln \frac{t_2^{cp} - t_1'}{t_2^{cp} - t_1''} \right)}, \quad (4.2)$$

где t_2^{cp} – средняя температура жидкости.

Особенностью процесса передачи теплоты в газожидкостных аппаратах является большая разница значений коэффициентов теплоотдачи с газовой стороны α_1 и со стороны жидкости α_2 . В этом случае коэффициент теплопередачи определяется меньшим коэффициентом теплоотдачи и практически

$$k = \alpha_1. \quad (4.3)$$

Коэффициент теплопередачи для оребренных поверхностей нагрева рассчитывается по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \varphi_p \cdot \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_2 + \varphi_p \cdot \alpha_1}, \quad (4.4)$$

где $\varphi_p = F_p / F_{gl}$ – коэффициент оребрения.

Расчетный коэффициент теплопередачи определяется с учетом поправки на загрязнение поверхности теплообмена и неполноту ее омывания потоком газа и жидкости

$$k_p = \varphi \cdot k, \quad (4.5)$$

где $\varphi = 0,75 - 0,85$.

Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны α_1 рассчитывается по формулам конвективного теплообмена при поперечном обтекании гладких и оребренных пучков труб [5,20,21,24,25]. Коэффициент теплоотдачи α_2 – по формуле (2.11) для продольного движения потока в трубах и каналах.

Требуемая поверхность теплообмена аппарата определяется из уравнения теплопередачи по формуле (1.4).

4.4. Конструктивный расчет

Конструктивный расчет со стороны жидкости сводится к определению числа ходов при заданной скорости движения и выполняется аналогично расчету парожидкостных аппаратов с прямыми и U-образными трубками (п. 2.4).

Расчет по газовой стороне производится в следующей последовательности. Из уравнения расхода при заданной скорости газа определяется проходное сечение

$$f_{\text{пр.с}} = \frac{G}{W \cdot \rho} . \quad (4.6)$$

С другой стороны, проходное сечение выражается:

– для гладких труб

$$f_{\text{пр.с}} = (S_1 - d) \cdot n \cdot H , \quad (4.7)$$

– для оребренных труб

$$f_{\text{пр.с}} = (S_1 - d) \cdot \Omega \cdot n \cdot H . \quad (4.8)$$

В приведенных выражениях: G , кг/с; W , м/с; ρ , кг/м³ – массовый расход, скорость и плотность газа; S_1 – поперечной шаг, d – диаметр труб, Ω – коэффициент загромождения проходного сечения ребрами, n – число труб по ширине пучка, H – высота труб.

Высотой труб предварительно задаются. Тогда число труб по ширине пучка составит:

– для гладких труб

$$n = \frac{f_{\text{пр.с}}}{(S_1 - d) \cdot H} , \quad (4.9)$$

– для оребренных труб

$$n = \frac{f_{\text{пр.с}}}{(S_1 - d) \cdot \Omega \cdot H} . \quad (4.10)$$

Ширина аппарата a определяется

$$a = n \cdot S_1 . \quad (4.11)$$

Число рядов труб по ходу потока m определяется из величины поверхности теплообмена:

– для гладких труб

$$m = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot n} , \quad (4.12)$$

– для оребрённых труб

$$m = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot \varphi_p \cdot n} . \quad (4.13)$$

Размер аппарата по глубине (длине) σ определяется

$$\sigma = m \cdot S_2 , \quad (4.14)$$

где S_2 – продольный шаг.

4.5. Гидравлический расчет

Потери напора по стороне жидкости рассчитываются аналогично парожидкостным аппаратам по общепринятой методике (п. 1.4).

Аэродинамическое сопротивление по стороне газового потока при поперечном обтекании гладкотрубных пучков рассчитывается по формулам [8] :

– для шахматного расположения труб

$$Eu = C_s \cdot C_z \cdot Re^{-n} \cdot (Z+1) , \quad (4.15)$$

– для коридорного расположения труб

$$Eu = C_s \cdot C_z \cdot Re^{-m} \cdot Z , \quad (4.16)$$

где C_s – коэффициент, учитывающий влияние шаговых отношений; C_z – коэффициент, учитывающий влияние числа рядов; Z – число рядов.

Определение сопротивления пучков из ребристых труб производится по эмпирическим зависимостям для конкретной формы оребрённой поверхности теплообмена [5,18,20,21,22,24,25].

Выводы

В разделе 4 представлены рекуперативные газо-жидкостные теплообменные аппараты (ГЖТОА). Описана область применения и конструктивные особенности газо-жидкостных теплообменных аппаратов, приведены типы оребрённых поверхностей нагрева, описаны конструкции водяного экономайзера из ребристых труб, промежуточного воздухоохладителя и калориферов. Приведены особенности теплового, конструктивного и гидравлического расчёта газо-жидкостных теплообменников.

Вопросы для самоконтроля

1. Опишите сферу применения различных газо-жидкостных теплообменников.
2. Какова цель теплового расчёта ТОА?
3. Напишите уравнение теплового баланса ГЖТОА.
4. Как и почему упрощается формула для определения коэффициента теплопередачи для газо-жидкостных теплообменников?
5. С какой целью производится оребрение труб?
6. Что такое «коэффициент оребрения»?

ГЛАВА 5. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ГАЗО-ГАЗОВЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

5.1 Области применения

Газо-газовые теплообменные аппараты применяются в качестве подогревателей воздуха и предназначены для повышения экономичности работы энергетического оборудования и использования теплоты вторичных энергетических ресурсов различных производств.

В котельных агрегатах они используются в качестве воздухоподогревателей. Теплота, отданная дымовыми газами воздуху, возвращается в топку котла, за счет чего снижаются потери с уходящими газами и улучшается процесс сгорания топлива, что приводит к уменьшению потерь от химической и механической неполноты сгорания. Благодаря воздухоподогревателю использование теплоты повышается на 10–15 % и коэффициент полезного действия современных котельных агрегатов достигает 92–94 %.

Установка воздухоподогревателя (регенератора) является одним из эффективных средств повышения экономичности работы газотурбинных установок (ГТУ), так как регенерация теплоты уходящих продуктов сгорания снижает количество подводимой теплоты в цикле ГТУ, т.е. уменьшает расход топлива. В качестве примера на рис. 5.1 приведена открытая схема одновальной ГТУ с установленным воздухоподогревателем (регенератором).

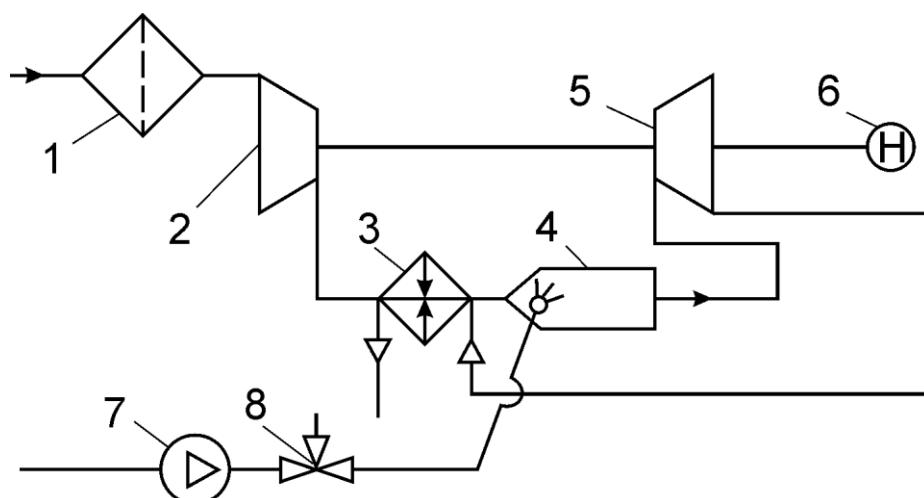


Рис. 5.1. Схема одновальной ГТУ с установленным регенератором:
1 – воздушный фильтр; 2 – воздушный компрессор; 3 – воздухоподогреватель (регенератор); 4 – камера сгорания; 5 – газовая турбина; 6 – нагрузочный агрегат; 7 – топливный насос; 8 – регулирующий клапан

В целлюлозно-бумажной промышленности газо-газовые аппараты применяются в качестве теплоуловителей для утилизации теплоты паровоздушной смеси, отводимой от сушильной части бумаго- и картоноделательных машин. Эта теплота используется в теплорекуперационных агрегатах в системах технологической и общеобменной вентиляции, что снижает удельный расход пара на единицу продукции. Принципиальная схема теплорекуперационного агрегата представлена на рис. 5.2.

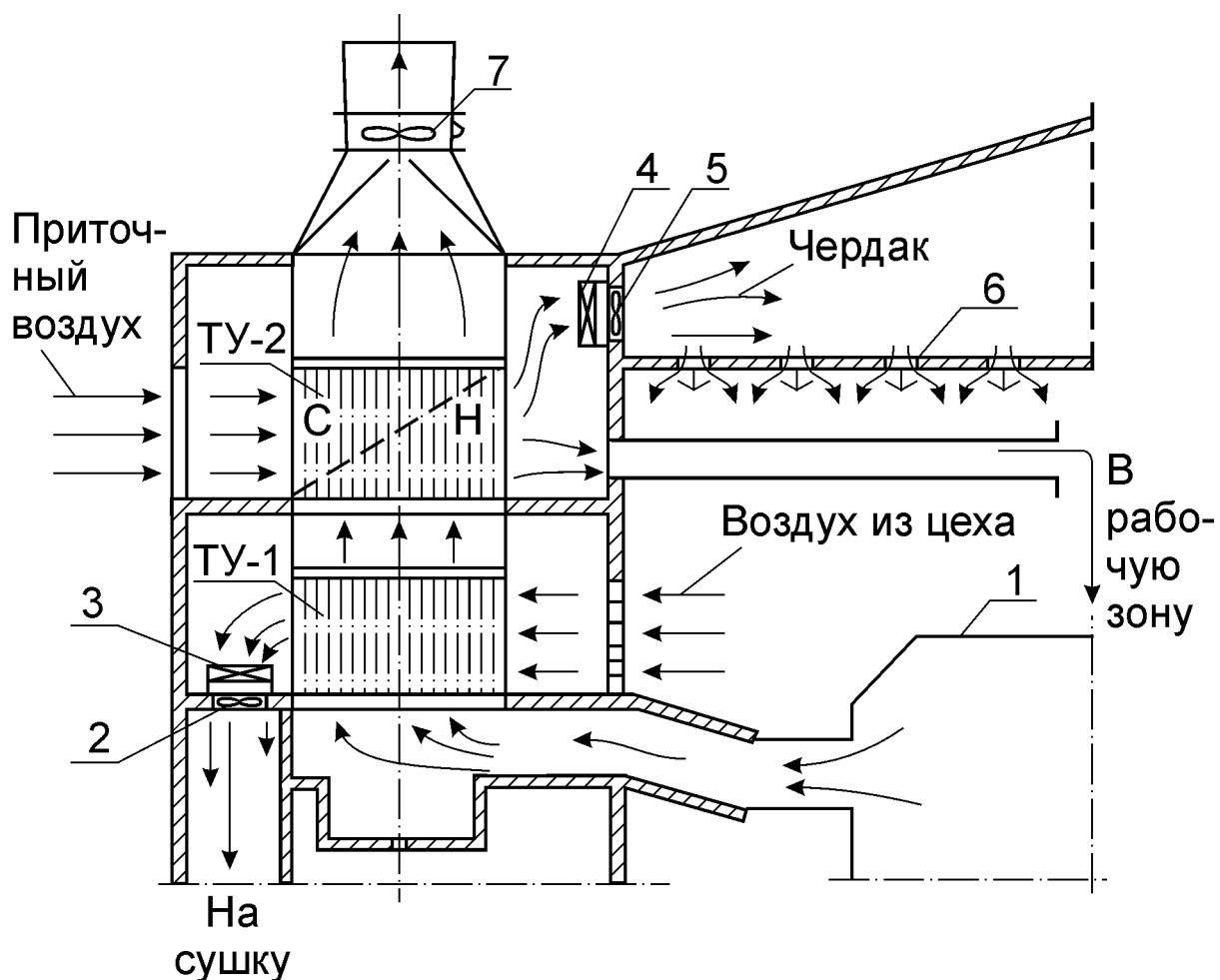


Рис. 5.2. Схема теплорекуперационного агрегата:

- 1 – колпак сушильной части бумагоделательной машины;
- 2 – вентилятор для подачи воздуха на сушку; 3,4 – калориферы;
- 5 – вентилятор для подачи воздуха в чердачное помещение;
- 6 – потолочные плафоны; ТУ-1 и ТУ-2 – теплоуловители первой и второй ступени;
- 7 – вентилятор для удаления паровоздушной смеси

Паровоздушная смесь из колпака сушильной части машины подаётся в ТУ-1, где отдаёт часть своей теплоты на нагрев сушильного воздуха. Подача воздуха осуществляется из цеха, а нагретый воздух после дополнительного подогрева в калорифере направляется в сушильную часть.

Пройдя ТУ-1 паровоздушная смесь поступает в ТУ-2, где также отдаёт часть своей теплоты на нагрев приточного воздуха. Приточный воздух забирается с улицы. Условно в ТУ-2 образуются сухая и насыщенная зоны, обозначенные на схеме соответственно "с" и "н". Затем часть воздуха после дополнительного подогрева в калорифере вентилятором подаётся в чердачное помещение и сбрасывается через потолочные плафоны в цех, а другая часть приточного воздуха посредством системы воздухораспределения подаётся в рабочую зону цеха.

В ряде других отраслей промышленности аппараты данного типа применяются в качестве утилизаторов теплоты продуктов сгорания обжиговых, плавильных печей, технологических и вентиляционных выбросов и т.п.

5.2. Конструкции

В котельных агрегатах наиболее широкое распространение получили трубчатые рекуперативные воздухоподогреватели с вертикальным расположением труб. Одна из конструкций представлена на рис.5.3. Дымовые газы проходят внутри труб, воздух омывает их снаружи поперечным потоком.

Обычно для трубчатых воздухоподогревателей используются трубы наружным диаметром $d = 30 - 40$ мм и толщиной стенки $\delta = 1,2 - 1,5$ мм. Поперечный шаг S_1 , мм, трубного пакета принимают равным 40 – 45 мм. Для малозольных и беззольных топлив возможно использование труб диаметром 29 мм и соответственно с уменьшенными шагами (относительные шаги оставляют теми же).

Трубчатые воздухоподогреватели компонуются по однопоточной схеме (для котлов средней мощности) и по двух –, четырехпоточной – для котлов большой мощности. Последнее позволяет увеличить число ходов, приблизиться к противоточному движению и тем самым получить более высокий температурный напор и более компактный воздухоподогреватель.

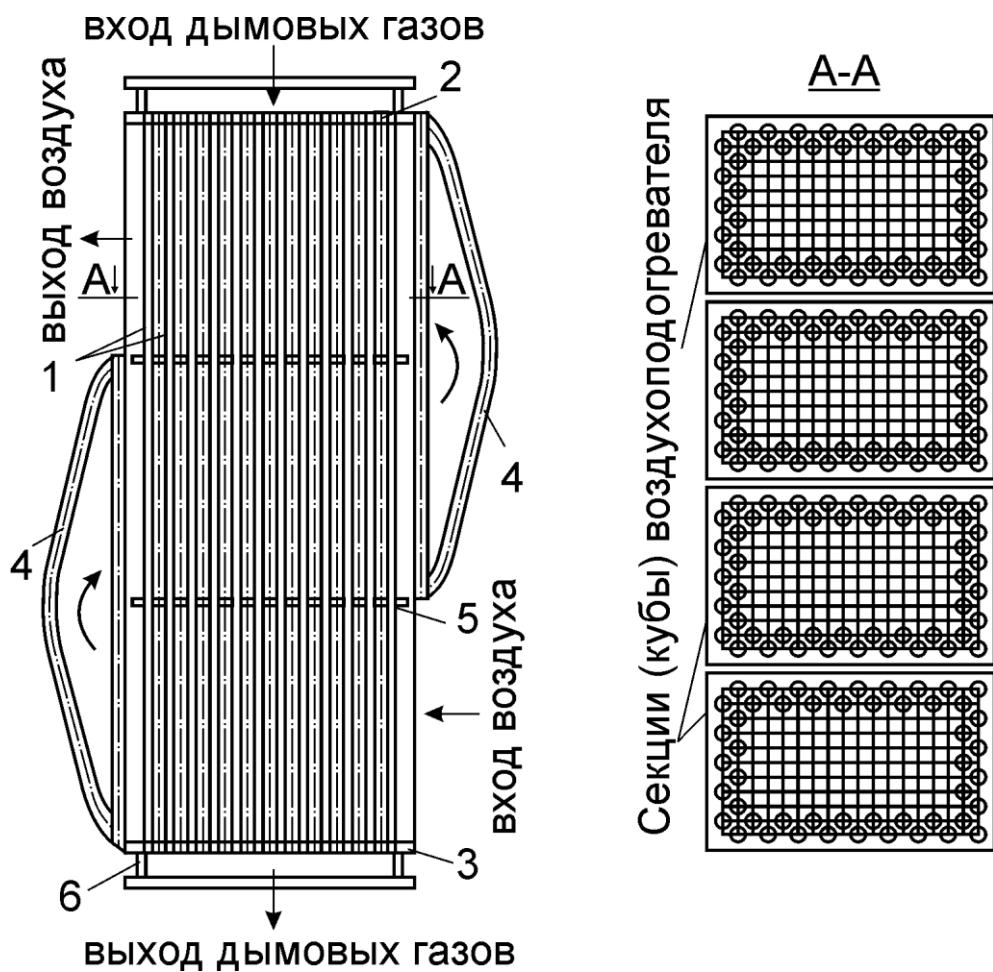


Рис. 5.3. Трубчатый котельный воздухоподогреватель:
 1 – трубный пучок; 2, 3 – верхняя и нижняя трубные доски; 4 – перепускные короба;
 5 – промежуточные трубные доски; 6 – каркас

Концы труб привариваются к трубным доскам и располагаются в шахматном порядке. Устранение термических расширений и уплотнение осуществляется линзовыми компенсаторами, представленными на рис. 5.4.

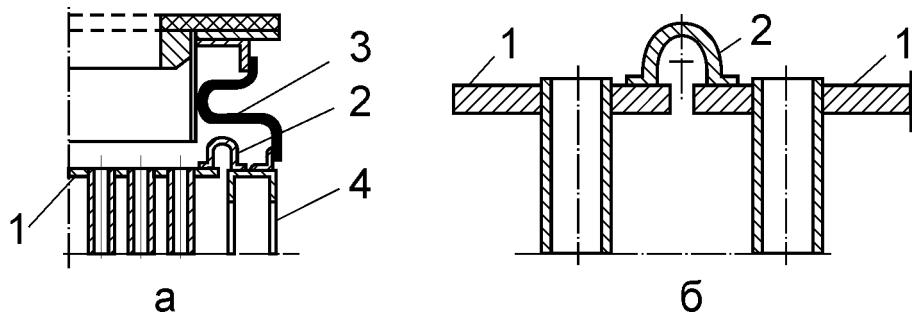


Рис. 5.4. Компенсаторы тепловых расширений:
 а – относительно короба воздуха и каркаса; б – уплотнение между кубами.
 1 – трубная доска; 2 – компенсатор расширения труб относительно короба воздуха и между кубами; 3 – компенсатор расширения короба относительно каркаса; 4 – каркас.

С целью уменьшения высоты воздухоподогревателя применяют двухпоточные и многопоточные схемы подвода воздуха, некоторые из которых приведены на рис. 5.5.

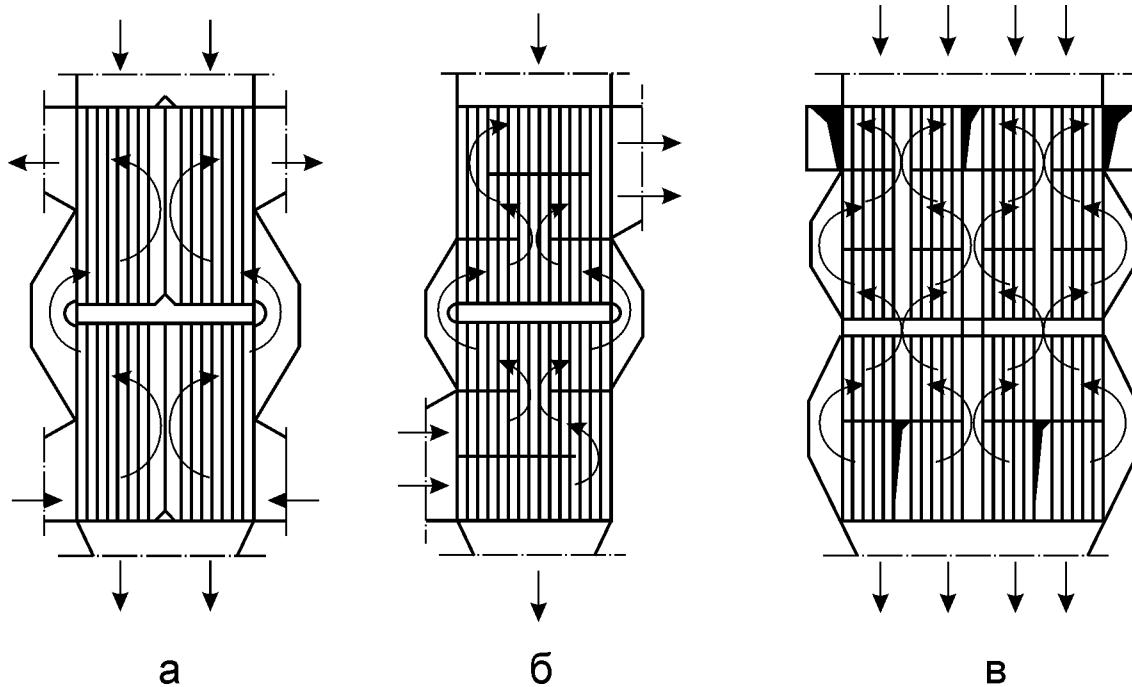


Рис. 5.5. Схемы компоновки воздухоподогревателей:
 а – двухпоточная по воздуху при двухстороннем его подводе;
 б – двухпоточная по воздуху при одностороннем его подводе;
 в – многопоточная по воздуху

Трубчатые воздухоподогреватели просты в изготовлении и эксплуатации, но имеют большую массу и занимают большой объем. Для предотвращения низкотемпературной коррозии в опытном порядке на котлах, сжигающих высокосернистый мазут, устанавливают стеклянный воздухоподогреватель, конструкция которого представлена на рис.5.6 [24] .

Стеклянный воздухоподогреватель устанавливается в качестве последней по ходу газов и первой предвключенной по воздуху ступени. Как правило, он находится в зоне точки росы. Воздухоподогреватель изготавливается из стеклянных труб 45x4 мм. Трубы расположены горизонтально в коридорном порядке с шагами: поперечным $S_1=100$ мм, продольным $S_2= 67$ мм. Воздух проходит внутри труб, дымовые газы – поперечным потоком в межтрубном пространстве (“обращенного” типа). По концам трубы закреплены с помощью трубных досок и кольцевого уплотнения из жаростойкой резины. При этом устанавливается две трубные доски: основная и прижимная.

Прижимные доски охватывают по 12 труб каждая и крепятся к основной доске болтовыми соединениями. Первый по ходу газов ряд выполнен из стальных труб для защиты стеклянных труб от механических повреждений. Основные трубные доски скреплены металлическими стяжками.

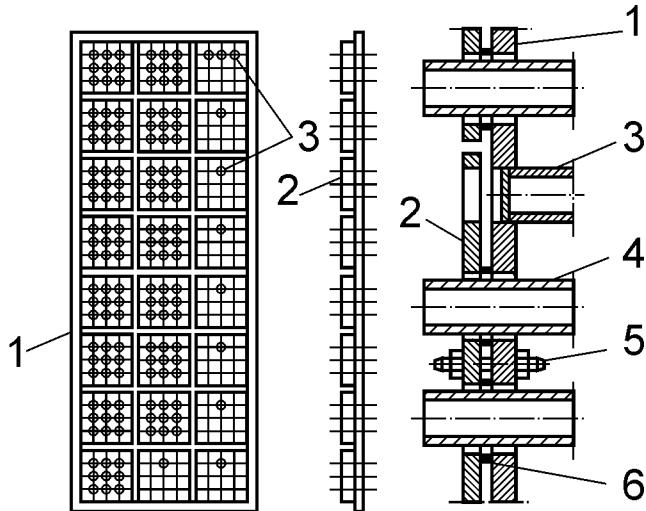


Рис. 5.6. Стеклянный воздухо-подогреватель:
1 – трубная доска; 2 – прижимная пли-та; 3 – стальные трубы; 4 – стеклянныетрубы; 5 – болтовое соединение;
6 – уплотнение

Одним из путей усовершенствования рекуперативных котельных воздухоподогревателей является использование профильно-пластинчатых поверхностей нагрева. Воздухоподогреватель из профильных листов по габаритам в 2-2,5 раза, а по массе на 20-25 % меньше трубчатого. В качестве одной из форм поверхности нагрева пластинчатого воздухоподогревателя рекомендуются профильные листы с овалообразными выступами, общий вид которого представлен на рис. 5.7.

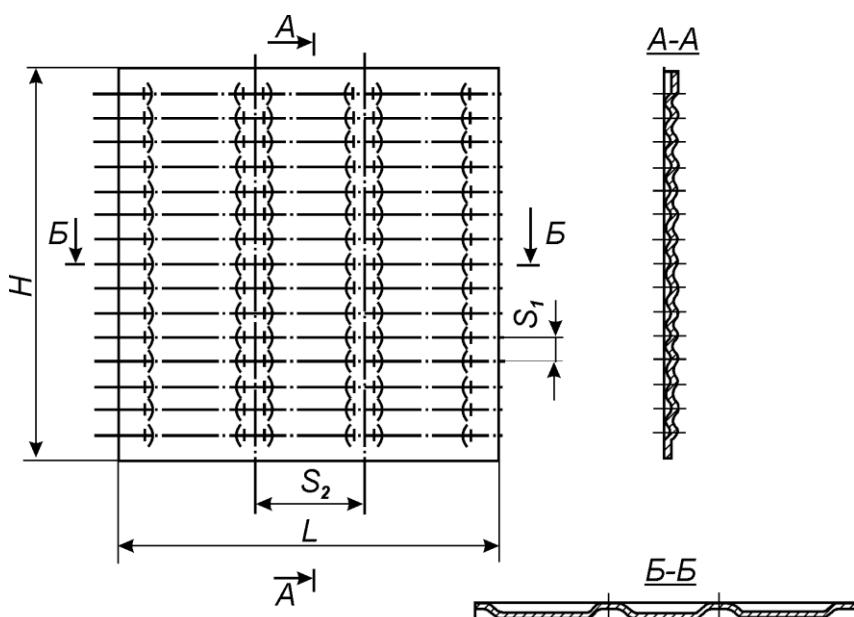


Рис.5.7. Общий вид профильного листа:
 S_1 – поперечный шаг между выступами; S_2 – продольный шаг между выступами;
Н – ширина листа; L – высота листа

Для перекрестной схемы движения теплоносителей при сборке листов в пакет образуются щелевые волнообразные каналы для прохода воздуха и прямые двухугольные каналы для дымовых газов. Форма каналов приведена на рис. 5.8.

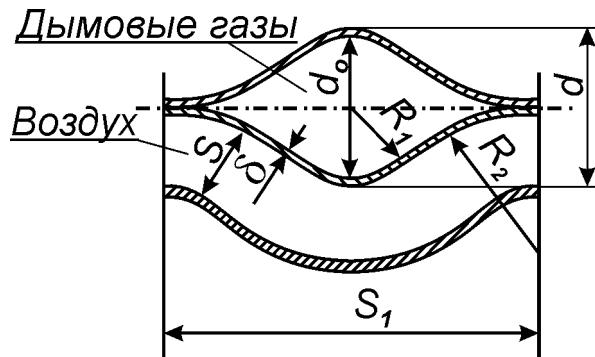


Рис. 5.8. Форма каналов:

d_o – внутренний размер двухугольного канала; $S = d_o/2$ – ширина щелевого волнообразного канала; S_1 – поперечный шаг между овалообразными выступами; δ – толщина профильного листа; $d = d_o + 2 \cdot \delta$ – наружный размер двухугольного канала; R_1 и R_2 – радиусы сопрягаемых окружностей, образующих двухугольный канал

Компоновка двухходового двухпоточного пластиначатого воздухоподогревателя представлена на рис. 5.9.

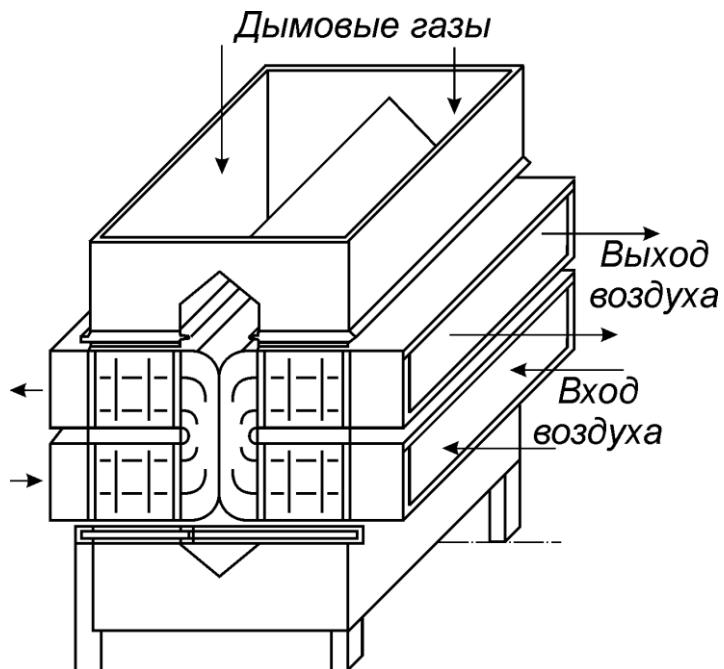


Рис. 5.9. Компоновка пластиначатого воздухоподогревателя

В настоящее время отечественные газотурбинные установки снабжаются противоточными регенераторами из профильных листов. Листы выполняются из листовой нержавеющей стали толщиной 0,5–1,2 мм. Профилирование производится на прессе с помощью специального штампа. Форма профильного листа противоточного типа приведена на рис. 5.10.

Лист состоит из входного, выходного и противоточного участков. При сборке листов в пакет во входных и выходных участках образуются волнообразные каналы для прохода воздуха (вид А–А), в противоточной части воздух и продукты сгорания движутся по двухугольным каналам, образованным овалообразными выступами (вид Б–Б) с симметричным двухсторонним расположением.

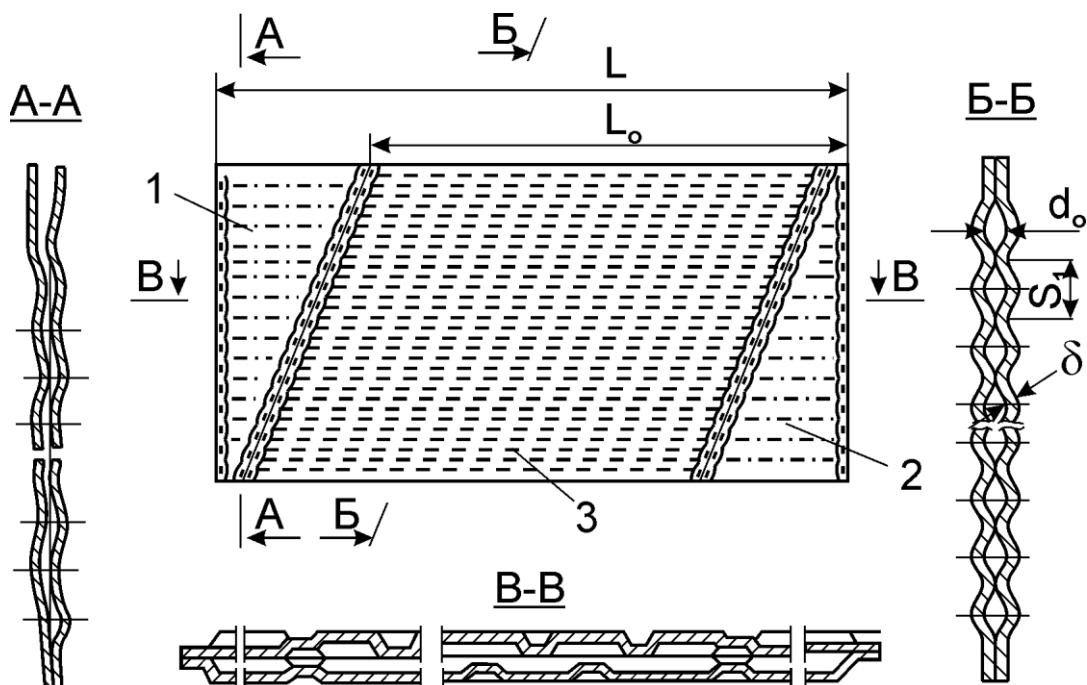


Рис. 5.10. Профильный лист противоточного типа:
1,2 – входной и выходной участки; 3 – противоточный участок

На рис. 5.11 приведена конструкция секции воздухоподогревателя газотурбинной установки. Воздухоподогреватель выполнен двухсекционным. Каждая секция состоит из трех пакетов, заключенных в общий корпус, который одновременно служит газоходом. Воздушные коллекторы выполнены полуовальными с переменным сечением по длине секции. Это обеспечивает равномерную раздачу воздуха во все элементы.

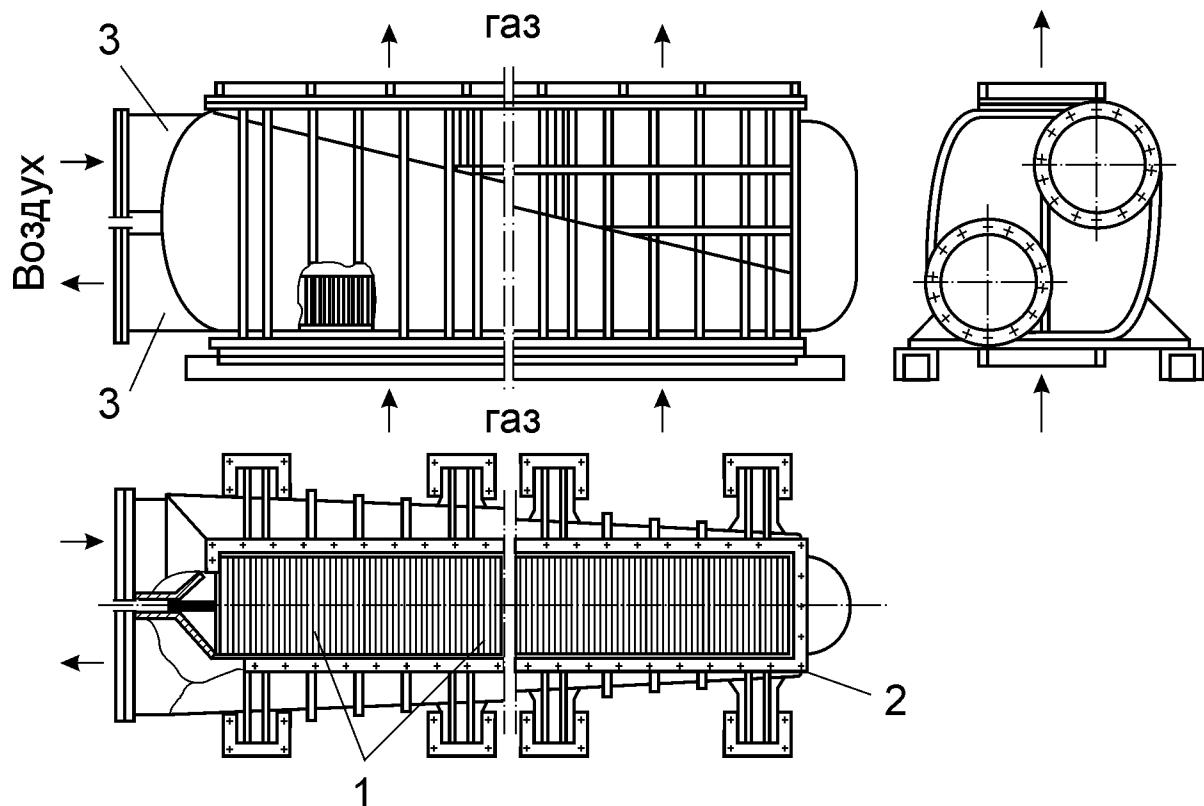


Рис. 5.11. Секция воздухоподогревателя газотурбинной установки:
1 – пакеты; 2 – корпус (газоход); 3 – воздушные коллекторы

Для утилизации теплоты паровоздушной смеси в ЦБП в настоящее время применяются в основном гладкопластинчатые и трубчатые теплоуловители. Секция гладкопластинчатого теплоуловителя представлена на рис. 5.12.

Теплоуловитель изготавливается из алюминиевых листов толщиной 0,5–1,0 мм. Листы образуют плоские щелевые каналы ширины 18–20 мм. Дистанционирование листов осуществляется с помощью втулок. Сборка листов в секцию производится стяжными болтами. По краям листы соединяются между собой на фалец с помощью дубовых планок или без них. По вертикальным каналам движется паровоздушная смесь, по горизонтальным – воздух.

Аппарат имеет низкую тепловую эффективность и компактность. Стяжные болты и дистанционные втулки создают неплотности, что приводит к перетечке одной рабочей среды в другую.

Трубчатые теплоуловители выполняются из алюминиевых труб диаметром 38–40 мм с шахматным или коридорным расположением. Их конструктивное оформление такое же, что и котельных воздухоподогревателей. Паровоздушная смесь проходит внутри вертикально расположенных труб, воздух омывает трубы снаружи.

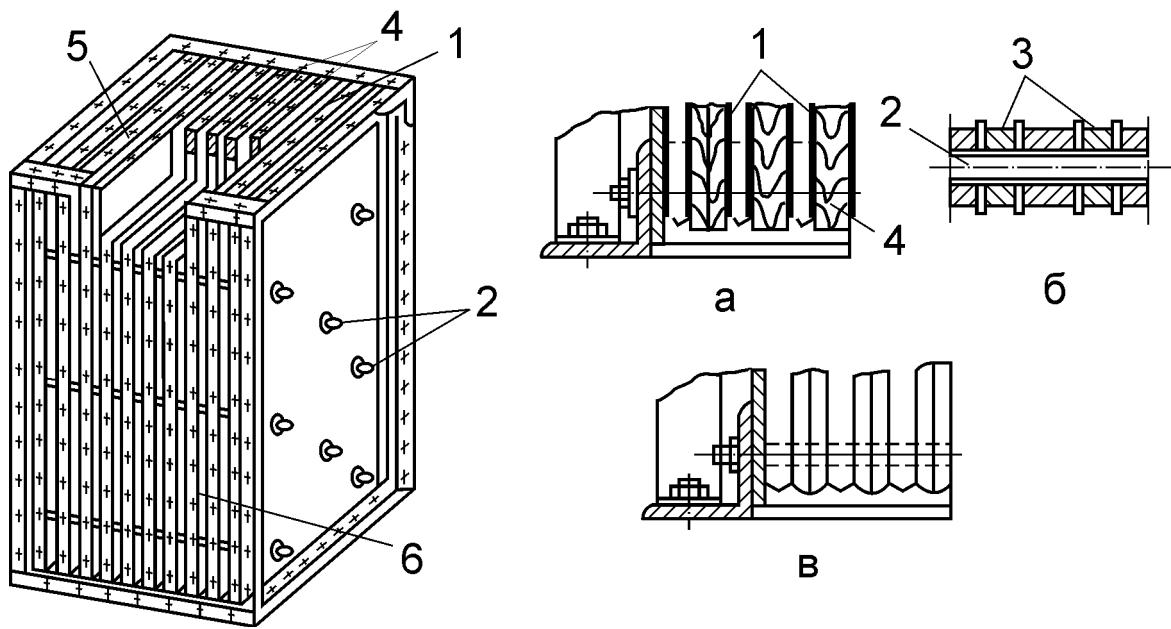


Рис. 5.12. Секция гладкопластинчатого теплоуловителя:
 а – соединение листов с помощью планок; б – дистанционирование листов;
 в – соединение листов без планок.
 1 – листы; 2 – стяжные болты; 3 – дистанционные втулки; 4 – планки;
 5 – вертикальные каналы; 6 – горизонтальные каналы

В ЛТИ ЦБП (позже СПб ГТУ РП, в настоящее время ВШТЭ СПбГУПТД) разработана конструкция теплоуловителя из профильных листов [9], приведенная на рис. 5.13.

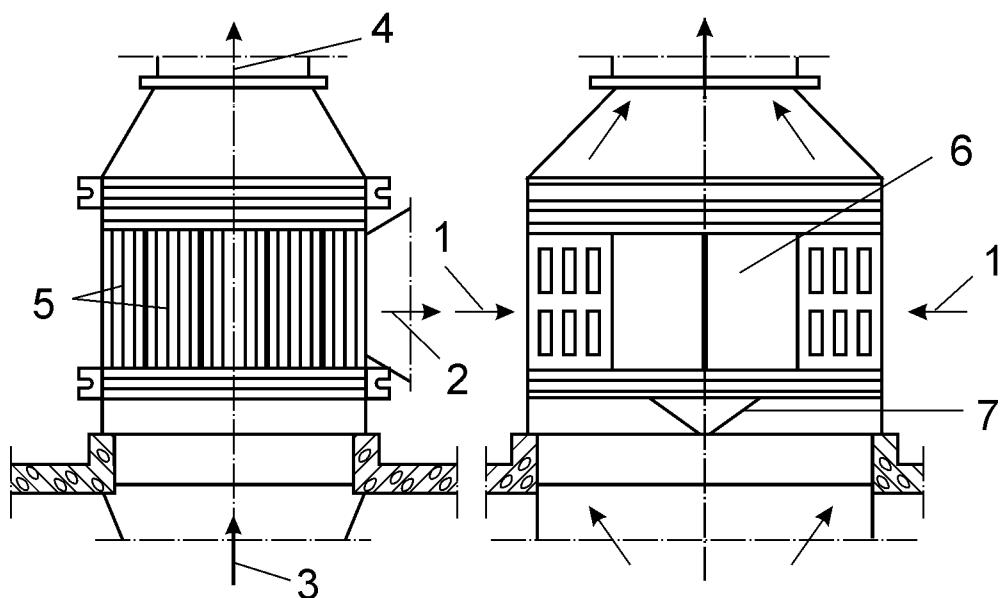


Рис. 5.13. Теплоуловитель из профильных листов:
 1, 2 – вход и выход воздуха; 3, 4 – вход и выход п/в смеси; 5 – секции; 6 – канал ;
 7 – перегородка

В качестве поверхности теплообмена приняты профильные листы с овальнообразными выступами (рис. 5.7), выполненные из алюминия толщиной 0,8 мм. Паровоздушная смесь проходит в двухугольных каналах, воздух – в щелевых волнообразных.

Теплоуловитель выполнен из десяти секций–модулей. Габаритные размеры одной секции 1080x800x498 мм, рабочая поверхность теплообмена 45 м^2 . Компоновочная схема теплоуловителя представлена на рис. 5.14.

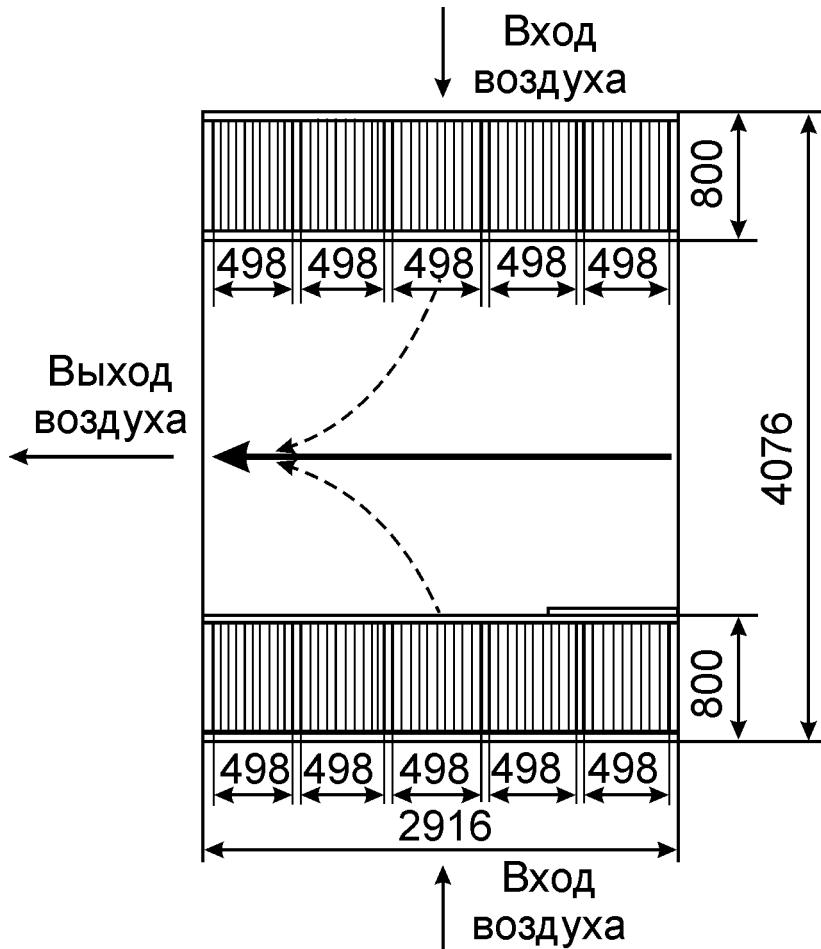


Рис. 5.14. Компоновочная схема теплоуловителя

Секции установлены в два ряда по 5 в ряду. Между рядами образован канал, который в зимнее время является приемным коллектором для нагретого воздуха, а в летнее служит для прохода паровоздушной смеси в обвод секций теплоуловителя. Для уменьшения потерь напора в приемном коллекторе установлена аэродинамическая перегородка.

5.3. Тепловой расчет

Уравнение теплового баланса для газо-газовых теплообменных аппаратов записывается в соответствии с выражением (1.5).

Коэффициенты теплоотдачи со стороны газов α_1 и со стороны воздуха α_2 являются величинами одного порядка и по абсолютным значениям невелики. Это позволяет термическим сопротивлением стенки δ/λ пренебречь. Тогда коэффициент теплопередачи определяется из выражения

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} . \quad (5.1)$$

Расчетный коэффициент теплопередачи определяется с учетом поправки на загрязнение поверхности теплообмена и неполноту ее омывания рабочими средами

$$k_p = \varphi \cdot k , \quad (5.2)$$

где $\varphi = 0,7 - 0,8$.

Температурный напор для противоточной схемы рассчитывается как среднелогарифмический по формуле (1.9). Для перекрестных схем учитывается коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ в соответствии с выражением (1.10).

Значения коэффициентов теплоотдачи определяются по соответствующим зависимостям конвективного теплообмена.

При движении газового потока внутри труб и каналов

$$\alpha_1 = 0,018 \cdot (\lambda/d) \cdot Re^{0,8} . \quad (5.3)$$

В качестве линейного определяющего размера d принимается внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$ для круглых труб и эквивалентный диаметр d_e для двухугольных каналов. При расчете коэффициентов теплоотдачи по стороне газов и воздуха в противоточной части регенератора ГТУ в формулу (5.3) в качестве сомножителя вводится коэффициент $\psi = 1,15$, учитывающий кривизну канала.

Для гладкопластинчатых теплоуловителей коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси и воздуха также рассчитывается по формуле (5.3), а в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр, равный удвоенной ширине щелевого канала.

При поперечном обтекании трубных пучков с шахматным расположением:

$$\text{при } \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} \leq 0,7 \quad \alpha_2 = 0,27 \cdot (\lambda/d) \cdot Re^{0,6} \cdot C_z, \quad (5.4)$$

$$\text{при } \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} > 0,7 \quad \alpha_2 = 0,295 \cdot (\lambda/d) \cdot Re^{0,6} \cdot \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} \right)^{0,25} \cdot C_z. \quad (5.5)$$

Для пучков труб с коридорным расположением

$$\alpha_2 = 0,177 \cdot (\lambda/d) \cdot Re^{0,64} \cdot C_z, \quad (5.6)$$

где C_z – поправочный коэффициент на число рядов труб по ходу потока, определяемый по графику на рис. 5.15.

Для воздуха в щелевых волнообразных каналах

$$\alpha_2 = 0,24 \cdot (\lambda/d) \cdot (d_o/S_1)^{0,5} \cdot Re^{0,67}, \quad (5.7)$$

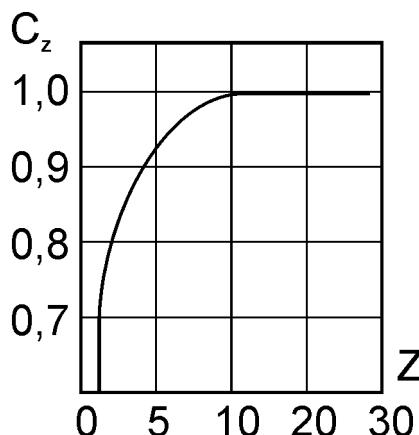


Рис. 5.15. Поправочный коэффициент, учитывающий число рядов

$$\text{где } d = d_o + 2 \cdot \delta.$$

Расчет теплоуловителей для бумаго- и картоноделательных машин на предприятиях ЦБП имеет особенности. В процессе теплообмена между паровоздушной смесью и приточным воздухом образуются две зоны: сухая и насыщенная. В сухой зоне передача теплоты осуществляется только конвекцией, и определение коэффициентов теплоотдачи производится по соответствующим уравнениям конвективного теплообмена. В насыщенной зоне по

стороне воздуха теплообмен также осуществляется только конвекцией. По стороне паровоздушной смеси передача теплоты происходит совместно конвекцией и конденсацией водяных паров. Поэтому тепловой расчет выполняется раздельно для сухой и насыщенной зоны на основании процесса изменения состоя-

ния паровоздушной смеси и воздуха, построенного на J - d – диаграмме (рис. 5.16).

Количество теплоты, переданное в сухой зоне, определяется изменением теплосодержания паровоздушной смеси от начального состояния до состояния насыщения (линия D – E)

$$Q_c = G_{cm} \cdot (J_{cm}^{ нач} - J_{cm}^H) , \text{ Вт} , \quad (5.8)$$

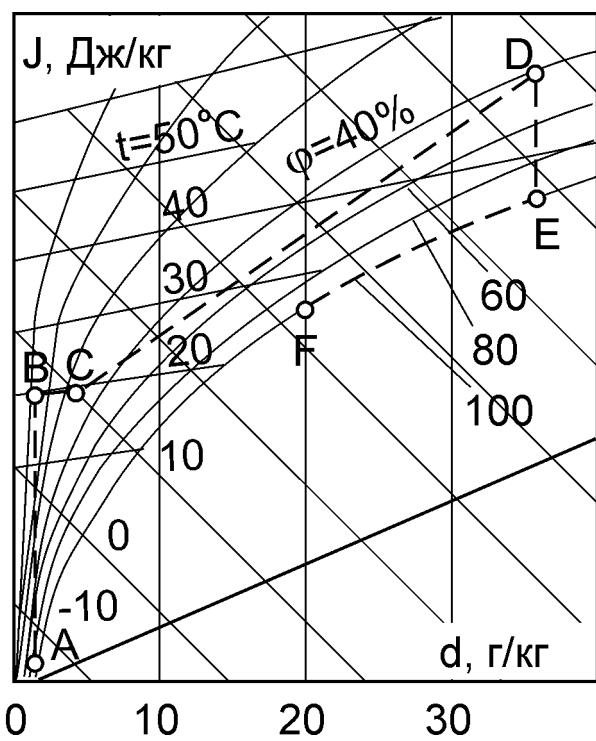


Рис. 5.16. Процессы изменения состояния воздуха и паровоздушной смеси

Количество теплоты, переданное в насыщенной зоне, определяется изменением теплосодержания паровоздушной смеси на линии насыщения (линия E – F)

$$Q_H = G_{cm} \cdot (J_{cm}^H - J_{cm}^K) , \text{ Вт} , \quad (5.9)$$

где $J_{cm}^{ нач}$, J_{cm}^H , J_{cm}^K , Дж/кг – соответственно начальное теплосодержание паровоздушной смеси (точка D), на линии насыщения (точка E) и конечное (точка F); G_{cm} , кг/с – массовый расход паровоздушной смеси.

По известной температуре приточного воздуха на входе $t_B^{вх}$ и на выходе $t_B^{вых}$, известных начальных параметрах паровоздушной смеси определяется её конечное теплосодержание:

$$J_{cm}^K = J_{cm}^{ нач} - (G_B / G_{cm}) \cdot C_p^B \cdot (t_B^{вых} - t_B^{вх}) , \quad (5.10)$$

где G_B , кг/с – массовый расход приточного воздуха;

C_p^B , Дж/(кг $^{\circ}$ С) – теплоемкость воздуха.

Коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в насыщенной зоне с учетом конденсации пара рассчитывается по формуле [26]

$$\alpha_1 = \alpha_1^k \cdot \left(1 + \frac{\Delta d \cdot r}{1000 \cdot \delta t \cdot C_p^b} \right), \quad (5.11)$$

где Δd , г/кг – разность влагосодержания паровоздушной смеси в насыщенной зоне ($d_E - d_F$); δt , $^{\circ}\text{C}$ – разность температуры паровоздушной смеси в насыщенной зоне ($t_E - t_F$); r , Дж/кг – скрытая теплота парообразования; α_1^k – конвективный коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в насыщенной зоне.

Температурные напоры для сухой и насыщенной зоны с достаточной для практики точностью можно определить как среднеарифметические из выражений:

для сухой зоны

$$\Delta t_c = \frac{t_{cm}^{нач} + t_{cm}^h}{2} - \frac{t_b^{bx} + t_b^{вых}}{2}, \quad (5.12)$$

для насыщенной зоны

$$\Delta t_h = \frac{t_{cm}^h + t_{cm}^k}{2} - \frac{t_b^{bx} + t_b^{вых}}{2}. \quad (5.13)$$

Коэффициенты теплопередачи для каждой из зон определяются из выражения (5.1). Поверхность теплообмена для сухой и насыщенной зоны рассчитывается из уравнения теплопередачи

$$F_c = \frac{Q_c}{k_c \cdot \Delta t_c}; \quad F_h = \frac{Q_h}{k_h \cdot \Delta t_h}. \quad (5.14)$$

Полная поверхность теплообмена теплоуловителя F представляет собой сумму F_c и F_h .

5.4. Конструктивный расчет

В трубчатом воздухоподогревателе конструктивный расчет по стороне газов, движущихся внутри труб, сводится к определению количества труб при заданной скорости газов на основании уравнения расхода

$$Z_o = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_o^2 \cdot W_1 \cdot \rho_1} \quad (5.15)$$

и высоты воздухоподогревателя, исходя из величины поверхности нагрева

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_h \cdot Z_o} \quad (5.16)$$

По стороне воздуха для межтрубного пространства целью расчета является определение габаритов воздухоподогревателя по ширине и глубине и числа ходов по воздуху. Определение габаритов производится по методике, изложенной в п.4.4. Число ходов определяется общей высотой воздухоподогревателя H и высотой одного хода, обеспечивающей заданную скорость воздуха в межтрубном пространстве $Z = H/H_{1x}$.

Для воздухоподогревателей ГТУ по оптимальному соотношению скоростей определяются проходные сечения газовых f_1 и воздушных f_2 каналов с учетом их соотношения $f_1/f_2 = \rho_2 \cdot W_2 / \rho_1 \cdot W_1$. При толщине листа 1 мм основные геометрические характеристики каналов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Геометрические характеристики каналов

$S_1/d_o = 2,5$							
d_o , мм	S_1 , мм	S , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	Π , мм	f , мм^2	d_3 , мм
10,0	25,0	5,0	5,56	11,56	55,6	105,0	7,55
8,0	20,0	4,0	4,25	9,25	44,6	66,0	5,92
6,0	15,0	3,0	2,94	6,94	33,4	36,5	4,38

Количество каналов для прохода газа определяется из уравнения расхода

$$Z_o = G_1 / f_1 \cdot W_1 \cdot \rho_1 . \quad (5.17)$$

Количество каналов по ширине определяется, исходя из принятых размеров канала d_o , S_1 и ширины листа H :

$$Z_1 = H / S_1 . \quad (5.18)$$

Число рядов каналов (число элементов из двух листов) по длине (глубине) воздухоподогревателя

$$Z_2 = Z_o / Z_1 . \quad (5.19)$$

Длина (глубина) воздухоподогревателя

$$\sigma = (d_o + 2 \cdot \delta) \cdot Z_2 . \quad (5.20)$$

Высота противоточной части воздухоподогревателя определяется из величины поверхности теплообмена

$$L = \frac{F}{2 \cdot H \cdot Z_2} . \quad (5.21)$$

Высоту входного и выходного участков l определяют на основании уравнения расхода, исходя из обеспечения допустимых скоростей воздуха, принимаемых $W_3 = 2 \cdot W_2$:

$$l = \frac{G_2}{\frac{d_o}{2} \cdot W_3 \cdot \rho_2 \cdot Z_2} . \quad (5.22)$$

Действительная поверхность воздухоподогревателя получается больше на величину поверхности входных и выходных участков. Если $l/L < 30\%$, то ее можно не учитывать в тепловом балансе и считать как запас на загрязнение и неполноту омывания поверхности. При $l/L > 30\%$ следует уменьшить высоту противоточной части листа на соответствующий процент.

Для котельных воздухоподогревателей и теплоуловителей из профильных листов с овалообразными выступами из уравнения расхода определяют проходные сечения для газов f_1 и воздуха f_2 :

$$f_1 = G_1 / \rho_1 \cdot W_1 ; \quad f_2 = G_2 / \rho_2 \cdot W_2 . \quad (5.23)$$

Дальнейший расчет производится аналогично расчету воздухоподогревателя ГТУ по формулам (5.17) – (5.21). Требуемые геометрические характеристики каналов приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Геометрические характеристики каналов

$S_1/d_o = 2,5$							
d_o , мм	S_1 , мм	S , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	Π , мм	f , мм^2	d_3 , мм
10,0	25,0	5,0	5,0	13,1	55,0	105,0	7,6
12,0	30,0	6,0	6,0	15,8	66,0	148,5	9,0
15,0	37,5	7,5	7,5	19,7	82,5	234,0	11,3
18,0	45,0	9,0	9,0	23,6	99,0	352,0	14,2
20,0	50,0	10,0	10,0	26,2	110,0	430,0	15,6
22,0	55,0	11,0	11,0	28,9	121,0	502,0	16,6
25,0	62,5	12,5	12,5	32,8	137,5	651,0	18,9
27,0	67,5	13,5	13,5	35,4	148,5	760,0	20,5
30,0	75,0	15,0	15,0	39,4	165,0	936,0	22,7

После определения L из поверхности теплообмена (формула 5.21) рассчитывается высота воздухоподогревателя из проходного сечения по воздуху

$$L_f = f_2 / S \cdot Z_2 \cdot \psi , \quad (5.24)$$

где $\psi = 0,88$ – коэффициент, учитывающий загромождение щелевых каналов пережимами.

Число ходов по воздуху $n = L/L_f$, где n – целое число.

Для гладкопластинчатых теплоуловителей буммашин при заданной ширине листа σ число каналов для прохода паровоздушной смеси определяется

$$n_{cm} = f_{cm} / \sigma \cdot S_{cm} , \quad (5.25)$$

где S_{cm} – ширина щели для прохода смеси.

Из величины поверхности теплообмена определяют высоту теплоуловителя

$$h = F / 2 \cdot \sigma \cdot n_{cm} . \quad (5.26)$$

Число каналов для прохода воздуха

$$n_b = f_b / h \cdot S_b , \quad (5.27)$$

где S_b – ширина щели для прохода воздуха.

Размер теплоуловителя по длине (глубине)

$$l = n_{cm} \cdot (S_{cm} + S_b + 2 \cdot \delta) , \quad (5.28)$$

где δ – толщина листа.

5.5. Аэродинамический расчет

Потери напора при движении потока внутри труб и каналов рассчитываются по общепринятой методике (п. 1.4). При поперечном обтекании пучков труб аэродинамическое сопротивление рассчитывается по методике, изложенной в п. 4.5.

В воздухоподогревателях ГТУ потери напора по газовой стороне рассчитываются

$$\Delta P_{\Gamma} = 0,064 \cdot \left(\frac{L}{d_3} \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2} + \left(t_1'' - t_1' \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{T} . \quad (5.29)$$

По стороне воздуха

$$\Delta P_B = \xi \cdot \left(\frac{L_o}{d_3} \right) \cdot \frac{\rho_2 \cdot W_2^2}{2} \cdot (1 + \eta_B) , \quad (5.30)$$

где $\xi = 1,32 \cdot Re^{-0,32}$; (5.31)

$\eta_B = (0,20 - 0,22)$ – коэффициент, учитывающий потери напора во входном и выходном участках.

Для котельных воздухоподогревателей и теплоуловителей из профильных листов потери напора по стороне газов и паровоздушной смеси рассчитываются по формуле

$$\Delta P_1 = \xi \cdot \left(\frac{L}{d_3} \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2} , \quad (5.32)$$

где

$$\xi = 6,3 \cdot (S_2/d_3)^{-0,33} \cdot Re^{-0,43} ; \quad (5.33)$$

По стороне воздуха в волнообразных каналах потери напора определяются из выражения

$$\Delta P_B = n \cdot \left\{ A \cdot \left[0,32 \cdot \sqrt{\frac{d_o}{S}} + 0,16 \cdot \frac{d_o}{S} + 3,2 \cdot \frac{d_o}{S} \cdot Re_B^{-0,4} \cdot (Z_1 - 2) \right] \right\} , \quad (5.34)$$

где комплекс $A = 2 \cdot \sqrt{\frac{d_o}{S_1}} \cdot \rho_2 \cdot W_2^2$.

Выводы

В разделе 5 представлены рекуперативные газо-газовые теплообменные аппараты (ГЖТОА). Описана область применения и конструктивные особенности газо-газовых теплообменных аппаратов: котельных воздухоподогревателей, регенераторов газовых турбин, теплорекуператоров сушильной части бумаго- и картоноделательных машин. Приведены особенности теплового, конструктивного и аэродинамического расчёта газо-газовых теплообменников.

Вопросы для самоконтроля

1. Опишите сферу применения различных газо-газовых теплообменников.
2. Какова цель теплового расчёта ТОА?
3. Напишите уравнение теплового баланса ГГТОА.
4. Как и почему упрощается формула для определения коэффициента теплопередачи для газо-газовых теплообменников?
5. Опишите процесс изменения состояния паровоздушной смеси и воздуха с помощью I-d-диаграммы.
6. Что является целью аэродинамического расчёта газо-газовых теплообменников?

ГЛАВА 6. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

6.1. Области применения и конструкции

Процесс передачи теплоты в регенеративных аппаратах осуществляется периодически (циклически) через неподвижную или движущуюся насадку. Насадка выполняется в виде кирпичной кладки, алюминиевых или стальных листов, металлической стружки. Основным преимуществом регенеративных теплообменников является возможность высокого подогрева воздуха до 800–1000 °С.

Примером подогревателя с неподвижной насадкой может служить регенератор стеклоплавильных и мартеновских печей с кладкой из динасового или шамотного кирпича, приведенный на рис. 6.1 [27].

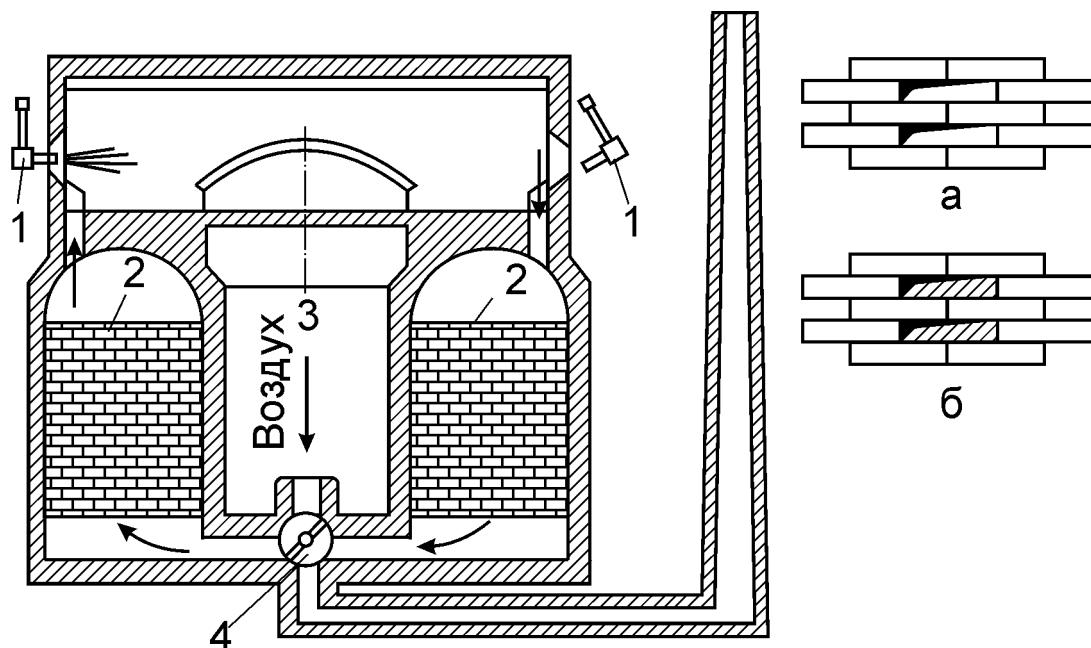


Рис. 6.1. Регенеративный воздухоподогреватель с кирпичной насадкой типа “Каупер”:

а – без смещения рядов; б – со смещением рядов:

1 – форсунки; 2 – воздушный канал; 3 – насадка; 4 – перекидной шибер

В период времени, соответствующий положению перекидного шибера на рис. 6.1, воздух подогревается до необходимой температуры в левой камере; при этом насадка в ней охлаждается. В этот же период времени насадка правой камеры нагревается отходящими продуктами сгорания. Через определенный промежуток времени перекидной шибер поворачивается, изменяет направление движения воз-

духа и горячих газов. При этом насадка левой камеры нагревается, а правой охлаждается, нагревая воздух. Одновременно с переключением шибера гасятся форсунки с левой стороны и зажигаются форсунки справа.

Толщина кирпичей, применяемых для регенеративных насадок, составляет 40–50 мм. Степень заполнения насадки – 50 %.

В качестве примера регенеративного воздухоподогревателя (РВП) с движущейся насадкой можно привести вращающийся котельный воздухоподогреватель. Одна из конструкций РВП Таганрогского котельного завода представлена на рис. 6. 2 [24].

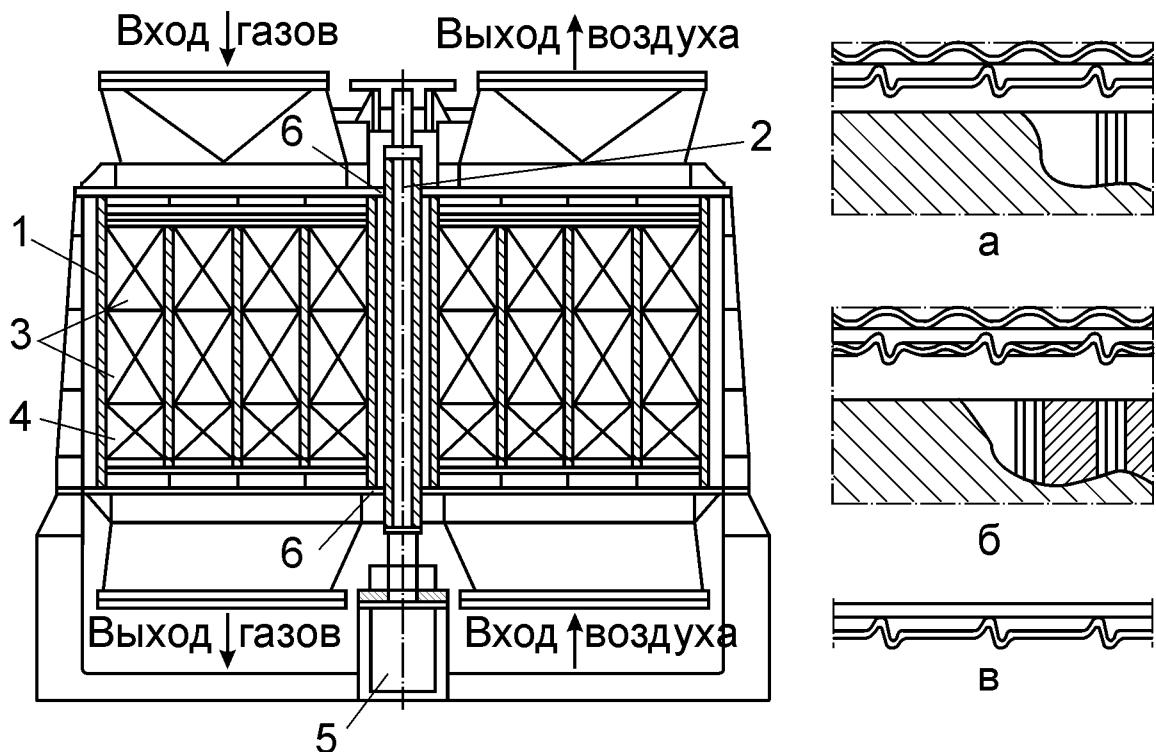


Рис. 6.2. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель:
а – набивка “горячей” части с плоским дистанционирующим листом; б – набивка “горячей” части с волнистым дистанционирующим листом; в – набивка “холодной” части.

1 – ротор; 2 – вал ротора; 3 – “горячая” набивка; 4 – “холодная” набивка;
5 – нижняя опора; 6 – уплотнение

Основным элементом РВП является ротор, вращающийся со скоростью 1,5–3 об/мин. Ротор разделен радиальными и аксиальными перегородками на ячейки, которые заполняются набивкой – стальными профильными листами толщиной 0,5–1,2 мм. Дымовые газы проходят между листами в левой части ротора и нагревают их. Нагретые

листы вращающимся ротором переносятся на воздушную сторону, где отдают свою теплоту.

В связи с тем, что давление воздуха выше давления газов, часть воздуха между корпусом и ротором перетекает в газовую часть. Для уменьшения перетечек воздуха устанавливаются уплотнения: радиальные, предотвращающие перетечки воздуха между ротором и крышками; аксиальные – между ротором и кожухом. Присосы в РВП находятся в пределах 10 – 20 %. В современных РВП они составляют 8 – 10 %. Кроме этого, до 3 % воздуха переносится в дымовые газы в каналах набивки при переходе из воздушной части в газовую.

Набивка устанавливается в три слоя: два верхних слоя – “горячие” и один “холодный” слой. Высота холодного слоя составляет 300–600 мм. Для увеличения срока службы “холодную” набивку изготавливают из более толстых листов (1,0–1,2 мм) упрощенного профиля и с увеличенным эквивалентным диаметром.

6.2. Расчет аппаратов с неподвижной насадкой

В регенераторе поверхность насадки попеременно воспринимает и отдает теплоту. В течение периода нагревания или охлаждения изменяется температура насадки как по толщине, так и по пути движения теплоносителей. После реверсирования регенератора направление теплового потока в насадке изменяет знак. Строгое физико-математическое описание и решение задачи нестационарных процессов теплообмена в регенеративных аппаратах представляют значительные трудности и точных методов расчета пока нет. Поэтому эти процессы рассматриваются с упрощающими условиями.

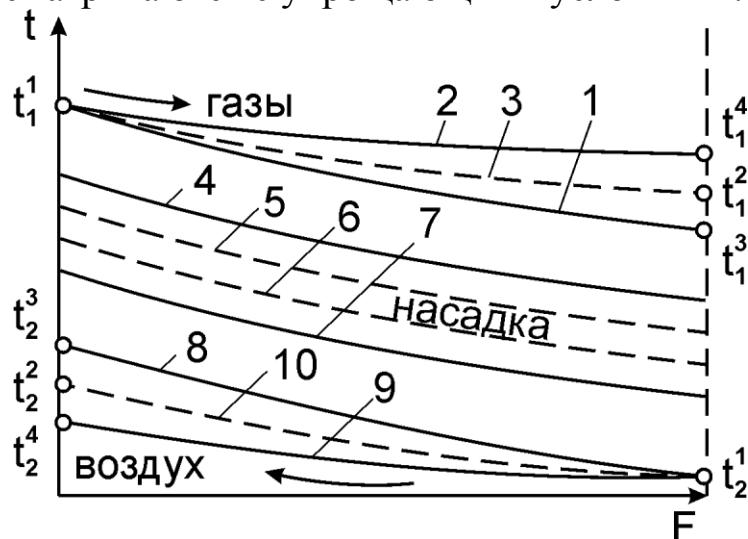


Рис. 6.3. График изменения температуры теплоносителей и насадки

На рис. 6.3 показаны изменения температуры теплоносителей и насадки за полный цикл теплообмена, т.е. за период нагрева и охлаждения. Принятые обозначения: 1 – температура газов в начале периода нагревания насадки (t_1^1 – температура газов на входе в насадку, t_1^3 – температура газов на выходе из насадки); 2 – температура газов в конце периода нагревания насадки (t_1^4 – температура газов на выходе из насадки); 3 – средняя температура газов за период нагревания насадки $t_1^2 = (t_1^3 + t_1^4)/2$ – расчетная температура газов на выходе за период нагревания насадки; 4 – температура поверхности насадки в конце периода нагревания и начале периода охлаждения; 5 – средняя температура насадки за период ее нагревания; 6 – средняя температура насадки за период ее охлаждения; 7 – температура поверхности насадки в начале периода нагревания и в конце периода охлаждения; 8 – температура воздуха в начале периода охлаждения насадки (t_2^1 – температура воздуха на входе в насадку, t_2^3 – температура воздуха на выходе из насадки); 9 – температура воздуха в конце периода охлаждения насадки (t_2^4 – температура воздуха на выходе из насадки); 10 – средняя температура воздуха за период охлаждения насадки $t_2^2 = (t_2^3 + t_2^4)/2$ – расчетная температура воздуха на выходе за период охлаждения насадки.

Количество теплоты, передаваемое насадке при нагревании, определяется из уравнения

$$Q = \alpha_1 \cdot (t_1^{\text{cp}} - t_{\text{H}}^{\text{h}}) \cdot F \cdot \tau_1, \text{ кДж/период}, \quad (6.1)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от газов к насадке ($\text{кДж}/\text{м}^2\text{ч}^{\circ}\text{C}$); $t_1^{\text{cp}} = (t_1^1 + t_1^2)/2$ – средняя температура газов за период нагрева, $^{\circ}\text{C}$; t_{H}^{h} – средняя температура насадки за период нагрева, $^{\circ}\text{C}$; F – поверхность насадки (за вычетом пустот), м^2 ; τ_1 – период нагрева, ч.

Количество теплоты, воспринимаемое насадкой, рассчитывается из выражения

$$Q = F \cdot (\delta/2) \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_a \cdot \Delta t_{\text{H}}, \text{ кДж/период}, \quad (6.2)$$

где δ , м; ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$; c , $\text{кДж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C})$ – соответственно толщина стенки кирпича, плотность и теплоемкость материала насадки; η_a – коэффи-

циент аккумуляции, учитывающий отношение количества теплоты фактически воспринятого насадкой к количеству теплоты, которое она восприняла бы при одинаковой температуре всей массы насадки: для кирпичной насадки $\eta_a = 0,5 - 0,8$.

Для определения изменения температуры поверхности насадки пользуются эмпирической зависимостью

$$\Delta t_h = \varphi \cdot (t_h^h - t_h^o) , \quad (6.3)$$

где t_h^o – средняя температура поверхности насадки за период ее охлаждения; φ – коэффициент пропорциональности, равный 2,2–3,5. Количество теплоты, отдаваемое насадкой воздуху в период ее охлаждения, рассчитывается из уравнения

$$Q = \alpha_2 \cdot (t_h^o - t_2^{cp}) \cdot F \cdot \tau_2 , \text{ кДж/период} , \quad (6.4)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от поверхности насадки к нагреваемому воздуху, кДж/(м²ч⁰С); $t_2^{cp} = (t_2^1 + t_2^2)/2$ – средняя температура воздуха за период охлаждения, ⁰С; τ_2 – период охлаждения, ч.

Выразив частные температурные напоры из уравнений (6.1), (6.2) и (6.4), получим систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} t_1^{cp} - t_h^h &= \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} \\ t_h^h - t_h^o &= \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{(\delta/2) \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_a \cdot \varphi} \\ t_h^o - t_2^{cp} &= \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2} \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

Сложив левые и правые части этих уравнений, получим

$$t_1^{cp} - t_2^{cp} = \frac{Q}{F} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{(\delta/2) \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_a \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2} \right) \quad (6.6)$$

или

$$Q_{\Pi} = k_{\Pi} \cdot F \cdot (t_1^{cp} - t_2^{cp}) = k_{\Pi} \cdot F \cdot \Delta t , \text{ кДж/цикл} , \quad (6.7)$$

В этом уравнении k_{Π} – коэффициент теплопередачи

$$k_{\Pi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{(\delta/2) \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_a \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}}, \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{цикл} \cdot {^{\circ}\text{C}}), \quad (6.8)$$

Для металлических насадок термическим сопротивлением насадки $1/(\delta/2) \cdot \rho \cdot c \cdot \eta_a \cdot \varphi$ можно пренебречь.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 определяются по эмпирическим зависимостям. При этом со стороны газов учитывается также лучистая составляющая

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l. \quad (6.9)$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи для кирпичных насадок рассчитывается по формуле

$$\alpha_k = c \cdot W_o^{0,5} / d_{\vartheta}^{0,33}, \quad (6.10)$$

где $c = 8,3$ – при смещенном расположении рядов и $c = 7,5$ – при несмещенном их расположении; $W_o = 0,2 – 0,4$ м/с – скорость при нормальных условиях для газа в минимальном проходном сечении (плоскость стыка рядов); d_{ϑ} – эквивалентный диаметр ячейки в плоскости стыка рядов, м.

Величину коэффициента теплообмена лучеиспусканием можно определить по эмпирическим формулам:

$$\alpha_l^{co_2} = 0,95 \cdot \sqrt{P \cdot S_{\vartheta}} \cdot [0,0513 \cdot (t_1^{cp} + t_h^H) - 30,25], \text{ Вт/(м}^2 \cdot {^{\circ}\text{C}}); \quad (6.11)$$

$$\alpha_l^{H_2O} = 0,95 \cdot P^{0,8} \cdot S_{\vartheta}^{0,6} \cdot [0,107 \cdot (t_1^{cp} + t_h^H) - 46,5], \text{ Вт/(м}^2 \cdot {^{\circ}\text{C}}); \quad (6.12)$$

где P – парциальное давление лучеиспускающего газа волях от 10^5 Па; S_{ϑ} – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Для кирпичных регенераторов коэффициент теплопередачи обычно составляет 18,0–30,0 кДж/(м²·цикл·°C).

6.3. Расчет аппаратов с движущейся насадкой

Количество теплоты, переданное в воздухоподогревателе, определяется из выражения

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp} . \quad (6.13)$$

В качестве расчетной принимается полная двухсторонняя поверхность нагрева листов F , расположенная во всем роторе.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной двухсторонней поверхности нагрева, рассчитывается

$$k = \Pi \cdot \xi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot X_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot X_2}} , \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{°C}) , \quad (6.14)$$

где Π – коэффициент, учитывающий нестационарность процесса в РВП, зависит в основном от скорости вращения ротора и для существующих конструкций при $n > 2$ об/мин $\Pi = 1$; $\xi = 0,9$ – коэффициент использования набивки РВП; $X_1 = F_\Gamma/F$ и $X_2 = F_B/F$ – соответственно доля поверхности нагрева, омываемая потоком газа и воздуха (без учета поверхности нагрева, перекрытой уплотнениями).

Коэффициенты теплоотдачи со стороны дымовых газов α_1 и воздуха α_2 в “горячей” части РВП рассчитываются при оптимальном соотношении скоростей $W_B/W_\Gamma = 0,8$ в соответствии с критериальной зависимостью

$$\alpha_{1,2} = 0,0317 \cdot (\lambda/d_3) \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l . \quad (6.15)$$

В формуле (6.15) $C_t = (T_\Gamma/T_{ct})$ – поправочный коэффициент, учитывающий температурный фактор. При этом температура стенки рассчитывается

$$T_{ct} = \frac{T_\Gamma^{cp} \cdot X_1 + T_B^{cp} \cdot X_2}{X_1 + X_2} , \text{ К} , \quad (6.16)$$

где T_Γ^{cp} и T_B^{cp} – средняя температура газов и воздуха, К.

C_l – поправочный коэффициент, учитывающий длину канала набивки. При $l/d_3 \geq 50$ $C_l = 1$, где l – высота набивки.

Для набивки “холодной” части РВП расчет коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон производится по формуле

$$\alpha_{1,2} = 0,021 \cdot (\lambda/d_3) \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l . \quad (6.17)$$

Температурный напор определяется как арифметическая разность средних температур газов и воздуха

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{\Gamma}^{bx} + t_{\Gamma}^{вых}}{2} - \frac{t_{в}^{bx} + t_{в}^{вых}}{2} = t_{\Gamma}^{cp} - t_{в}^{cp} . \quad (6.18)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по следующей формуле

$$\xi = C \cdot \xi_0 , \quad (6.19)$$

где $C = 2,9$ – для интенсифицированной набивки; $C = 1,95$ – для неинтенсифицированной набивки (с гладким дистанционирующим листом). Коэффициент гидравлического сопротивления гладкого канала определяется

$$\xi_0 = 0,303 / (\lg Re - 0,9)^2 . \quad (6.20)$$

Формула справедлива при $1,2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^4$.

Выводы

В разделе 6 представлены регенеративные теплообменники. Описана область применения, конструктивные особенности, преимущества и недостатки регенеративных воздухоподогревателей по сравнению с рекуперативными. Приведены особенности расчёта регенеративных теплообменников с неподвижной насадкой и с движущейся насадкой.

Вопросы для самоконтроля

1. Опишите сферу применения различных регенеративных теплообменников.
2. Из каких материалов применяются насадки?

3. В чём заключается основное преимущество регенеративных ТО по сравнению с рекуперативными?
4. Опишите конструкцию и принцип действия регенеративного воздухоподогревателя (РВП).
5. Основной недостаток РВП?
6. Особенности расчёта аппаратов с неподвижной и движущейся насадкой?

ГЛАВА 7. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

7.1. Области применения и конструкции

В смесительных аппаратах процесс передачи теплоты осуществляется за счет непосредственного перемешивания теплоносителей в объеме или на поверхности насадки. Широко используются для очистки продуктов сгорания и подогрева воды; в установках кондиционирования воздуха для его увлажнения, осушки, подогрева или охлаждения; в схеме ТЭЦ для подогрева и термической обработки питьевой воды.

На рис. 7.1 и 7.2 в качестве примера приведены конструкции полого и насадочного скрубберов. Наиболее распространенные типы насадок представлены на рис. 7.3 [4,27].

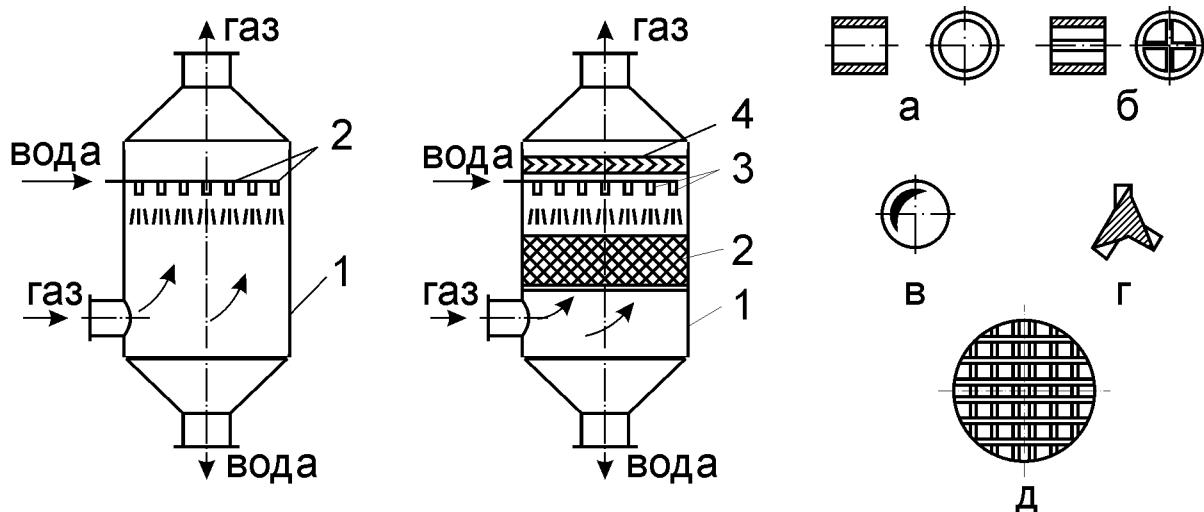


Рис. 7.1 Полый скруббер:
1 – корпус;
2 – форсунки

Рис.7.2. Скруббер с насадкой:
1 – корпус; 2 – форсунки; 3 – насадка;
4 – каплеуловитель

Рис. 7.3. Типы насадок:
а – кольца Рашига;
б – кольца с перегородками;
в – шары;
г – пропеллерная насадка;
д – хордовая (деревянная) насадка

Полые скрубберы представляют собой колонны круглого или прямоугольного сечения. Орошающая вода, подаваемая сверху, распыливается на капли механическими форсунками, работающими под давлением 0,3– 0,4 МПа. При этом факелы распыла должны перекрывать все поперечное сечение скруббера.

Поток газа со скоростью 0,7–1,5 м/с направляется противоточно по отношению к каплям снизу вверх.

Насадочные скруббераы выполняются в виде вертикальной колонны, заполненной телами различной формы. Насадка обеспечивает большую поверхность контакта между газом и жидкостью. Преимуществом насадочных аппаратов по сравнению с безнасадочными является большая компактность, однако они обладают и большим гидравлическим сопротивлением.

В схемах ТЭЦ для удаления кислорода из питательной воды применяются деаэраторы. Наибольшее распространение получили струйные, пленочные и струйно–пленочные деаэраторы, конструкции которых приведены на рис. 7.4, 7.5 и 7.6.

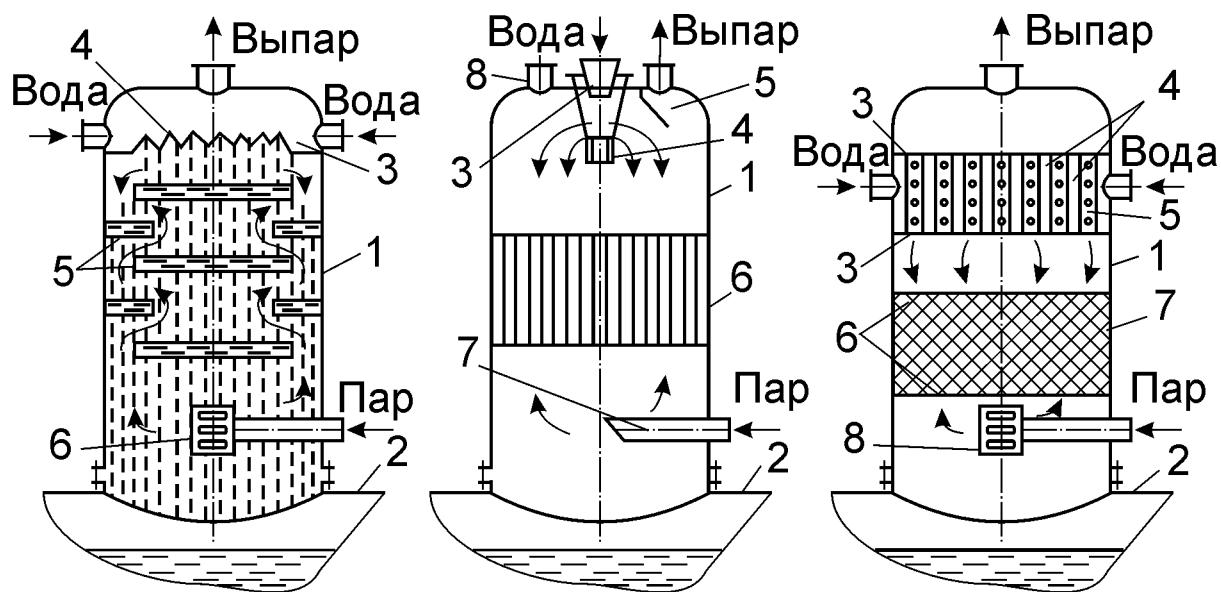


Рис 7.4. Струйный деаэратор:
1 – деаэраторная колонка; 2 – бак-аккумулятор; 3 – распределительный желоб; 4 – струйчатый водослив с зубчатыми кромками; 5 – дырчатые тарелки; 6 – парораспределитель

Рис. 7.5 Пленочный деаэратор:
1 – деаэраторная колонка; 2 – бак-аккумулятор; 3 – сопловое устройство; 4 – разбрызгивающая розетка; 5 – отбойник; 6 – насадка; 7 – парораспределитель; 8 – патрубок предохранительного клапана

Рис. 7.6. Струйно-пленочный деаэратор:
1 – деаэраторная колонка; 2 – бак-аккумулятор; 3 – трубные доски; 4 – водяная камера; 5 – дырчатые трубы; 6 – сетки; 7 – насадка; 8 – парораспределитель

Для деаэрации питательной воды используется пар из отборов турбины. Температура деаэрируемой воды должна строго соответствовать температуре насыщения при данном давлении, так как значительный недогрев приводит к резкому увеличению содержания остаточного кислорода в воде. Для деаэраторов атмосферного типа недогрев не должен превышать 0,2–0,25 °С, для деаэраторов повышенного давления – 0,01–0,02 °С.

Важным фактором повышения эффективности процесса деаэрации является увеличение поверхности контактирования воды с паром, что достигается разбрызгиванием воды и установкой насадок. Отвод выделяющихся газов из деаэратора осуществляется за счет выпара, составляющего 3–5 % от расхода греющего пара.

7.2. Расчет скруббера без насадки

Задачей теплового расчета является определение количества теплоты, переданной от газа к воде. Иногда вводят для этого понятие объемного коэффициента теплопередачи k_v , Вт/(м³ °С). Тогда количество переданной теплоты определяется по формуле

$$Q = k_v \cdot V \cdot \Delta t_{cp} , \quad (7.1)$$

где V , м³ – полезный (активный) объем смесительной камеры; $\Delta t_{cp} = t_g^{cp} - t_w^{cp}$, °С – температурный напор, равный разности средних температур газа и воды. При этом объемный коэффициент теплопередачи k_v определяется экспериментально.

Как правило, k_v неизвестен и расчет производится по уравнению теплоотдачи

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t_{cp} , \quad (7.2)$$

где α , Вт/(м² °С) – коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности капель; F – поверхность капель, м².

Если принять форму капель за правильный шар, то поверхность капель в одном литре воды составит

$$F = \pi \cdot d^2 \cdot n , \text{ м}^2 , \quad (7.3)$$

где d – средний диаметр капель, м; n – число капель в одном литре воды.

Число капель можно выразить через объем капель \mathcal{G} , содержащихся в одном литре воды

$$\mathcal{G} = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot n \rightarrow n = \frac{6 \cdot \mathcal{G}}{\pi \cdot d^3} . \quad (7.4)$$

Тогда поверхность капель в одном литре воды составит

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \mathcal{G} \cdot 6}{\pi \cdot d^3} = \mathcal{G} \cdot (6/d) = 6/d \text{, м}^2 . \quad (7.5)$$

Средний диаметр капель приближенно рассчитывается

$$d = 3 \cdot 10^5 / P \text{, мм} , \quad (7.6)$$

где P – давление воды перед форсункой, Па.

Коэффициент теплоотдачи α от поверхности капель к газовому потоку в условиях вынужденной конвекции ($Re = 1 - 200$) определяется по формуле А.В. Нестеренко

$$Nu = Nu_0 + 1,07 \cdot Re^{0,48} \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175} , \quad (7.7)$$

где $Nu = \alpha \cdot d / \lambda$; $Re = W_o \cdot d / \nu$; $Pr = \nu / a$; $Gu = (T_c - T_m) / T_c$ – критерий Гухмана.

В критериях подобия физические параметры газа λ , Вт/(м °C), ν , м²/с и a , м²/с определяются по средней температуре между поверхностью капель и газом; d – средний диаметр капли, м; T_c и T_m – температуры газа по сухому и мокрому термометрам, К; W_o – скорость движения капли относительно газа, м/с; $Nu_0 = 2$ при $Re = 0$ (при $Nu > 80$ величиной Nu_0 пренебрегают).

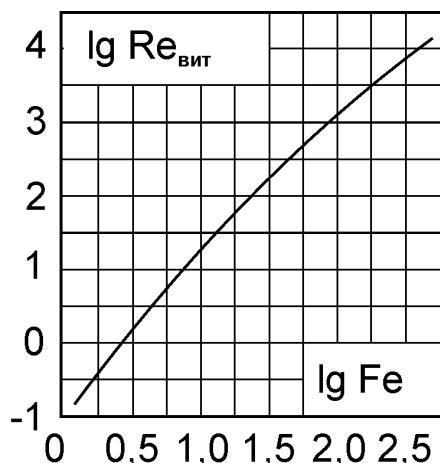


Рис. 7.7. График зависимости

$$\lg Re_{\text{вит}} \text{ от } \lg Fe$$

Для противоточной схемы движения капель и газа относительная скорость капли определяется

$$W_o = W_{\text{вит}} + W_g , \quad (7.8)$$

где W_g – скорость газа, м/с;

$W_{\text{вит}}$ – скорость витания капли, м/с.

Под скоростью витания капли понимают такую скорость, при которой наступает равновесие силы тяжести капли и сопротивления газовой среды.

Это условие равновесия можно выразить в виде критериальной зависимости

$$Fe = d \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot g \cdot (\rho - \rho_g)}{3 \cdot \nu_g^2 \cdot \rho_g}} = \sqrt[3]{Re_{\text{вит}}^2 \cdot \xi} \quad , \quad (7.9)$$

где Fe – критерий Федорова; $Re_{\text{вит}}$ – критерий Рейнольдса при скорости, равной скорости витания частицы; d – диаметр капли, м;

ρ и ρ_g – плотность капли и газа, кг/м³; ν_g – кинематическая вязкость газа, м²/с. Определив при данном диаметре частицы критерий Fe по графику на рис. 7.7, находят соответствующее значение $Re_{\text{вит}}$, по которому определяют скорость витания частицы

$$W_{\text{вит}} = Re_{\text{вит}} \cdot \nu_g / d \quad . \quad (7.10)$$

7.3. Расчет скруббера с насадкой

При противоточном движении газа и жидкости в насадочных скрубберах по мере возрастания скорости наблюдаются четыре характерных режима движения потоков: пленочный, промежуточный, турбулизации и эмульгирования.

В режиме эмульгирования интенсивность тепло- и массообмена достигает максимального значения, одновременно происходит накапливание жидкости и, когда вся насадка затапливается жидкостью, происходит захлебывание и начинается выброс жидкости из колонны. При проектировании скрубберов принимают рабочую скорость W_g несколько меньше скорости эмульгирования W_e

$$W_g = (0,80 - 0,85) \cdot W_e \quad , \text{ м/с} \quad . \quad (7.11)$$

Скорость газов, соответствующая оптимальному режиму работы скруббера, определяется по формуле

$$Re' = 0,045 \cdot Ar^{0,57} \cdot \frac{L}{G} \quad , \quad (7.12)$$

где $Re' = \frac{4 \cdot V_{\text{св}} \cdot W_{\text{опт}}}{\mu_g \cdot S} \cdot \rho_g \quad ; \quad Ar = \frac{d^3 \cdot \rho_g \cdot (\rho - \rho_g)g}{\mu_g^2} \quad . \quad (7.13)$

В этих формулах: $W_{\text{опт}}$ – оптимальная скорость газа, м/с; ρ и ρ_g – плотность жидкости и газа, кг/м³; μ_g – вязкость газа, Па · с; L – расход газа, кг/с; G – расход воды, кг/с.

Величина d_e называется эквивалентным (гидравлическим) диаметром насадки и рассчитывается

$$d_e = 4 \cdot V_{\text{св}} / S, \text{ м}, \quad (7.14)$$

где $V_{\text{св}}$ – свободный объем насадки, м³/м³; S – поверхность насадки в единице объема, м²/м³.

Оптимальная скорость газа рассчитывается из числа Re'

$$W_{\text{опт}} = Re' \cdot \mu_g / d_e \cdot \rho_g. \quad (7.15)$$

Активный объем скруббера определяется по формуле

$$B = Q / k \cdot \Delta t \cdot S \cdot \varphi, \text{ м}^3, \quad (7.16)$$

где Q – количество теплоты, передаваемое в скруббере, Вт; k – коэффициент теплопередачи насадки, Вт/(м² °C); Δt – средняя разность температур теплоносителей, °C; φ – коэффициент смачиваемости (отношение поверхности смоченной насадки к полной ее поверхности).

Коэффициент смачиваемости рассчитывается

$$\varphi = \sqrt[3]{S / f(H_w)}, \quad (7.17)$$

где S – поверхность насадки в единице объема, м²/м³; H_w – плотность орошения, м³/(м² · ч).

Плотность орошения определяется по формуле

$$H_w = 4 \cdot G / \pi \cdot D^2 \cdot \rho, \quad (7.18)$$

где D – диаметр скруббера, м, который рассчитывается

$$D = \sqrt{4 \cdot L / \pi \cdot W_g \cdot \rho_g}. \quad (7.19)$$

$H_w, \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	Значения функции плотности орошения							Таблица 7.1.	
	1	2	4	6	8	10	20	40	60
$f(H_w)$	24	15	9,8	7,5	6,6	6,0	4,8	4,2	3,8

Коэффициент теплопередачи насадки можно определить по формуле Н.М. Жаворонкова

$$K_i = 0,01 \cdot Re_{\Gamma}^{0,7} \cdot Re_{\text{ж}}^{0,7} \cdot Pr_{\Gamma}^{0,33} , \quad (7.20)$$

где $K_i = k \cdot d_o / \lambda_{\Gamma}$ – критерий Кирпичева.

Определив активный объем насадки B рассчитывают ее высоту

$$H = 4 \cdot B / \pi \cdot D^2 , \text{ м} \quad (7.21)$$

7.4. Расчет деаэратора

Целью расчета является определение необходимой поверхности контактирования пара со струйками воды, что обеспечивается установкой определенного числа тарелок в деаэраторной колонке.

Поверхность контактирования рассчитывается на основе совместного решения уравнения теплового баланса (1.6) и уравнения теплопередачи (1.4). Коэффициент теплопередачи k принимается в пределах 8000–10000 Вт/(м² °C), температурный напор рассчитывается как среднелогарифмический по формуле (1.9) в соответствии со схемой (в) на рис. (1.5).

После преобразования выражение для расчета поверхности контактирования принимает вид

$$F = \frac{G_2 \cdot C_p \cdot \lg \frac{t_h - t_2'}{t_h - t_2''}}{k} , \text{ м}^2 , \quad (7.22)$$

где G_2 – расход воды, кг/с; C_p – теплоемкость воды, Дж/(кг°C);

t_h – температура насыщения, °C; t_2' и t_2'' – температура воды на входе и выходе, °C.

Затем по формуле С.Ф. Копьёва определяется поверхность одной струйки

$$f = 4,2 \cdot d_o \cdot h \cdot \left[\left(\frac{L}{h} + 1 \right)^{0,75} - 1 \right] , \text{ м}^2 , \quad (7.23)$$

где $d_o = 4 - 6$ мм – диаметр отверстий;

$h = 40 - 50$ мм – высота борта тарелки;

$L = 400 - 500$ мм – высота отсека деаэраторной колонки (рис. 7.8).

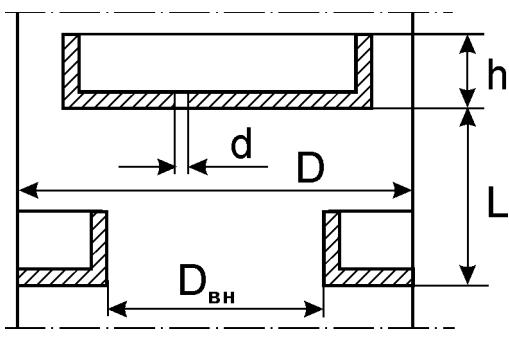


Рис. 7.8. К расчёту деаэратора

Количество струек, обеспечивающих поверхность контактирования, составит

$$m = F/f . \quad (7.24)$$

Элементарный расход воды, проходящий через одно отверстие, составит

$$\Delta G = \left(\pi \cdot d_o^2 / 4 \right) \cdot W \cdot \rho , \text{ кг/с} . \quad (7.25)$$

Скорость истечения определяется по формуле

$$W = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} , \text{ м/с} , \quad (7.26)$$

где $\varphi = 0,65 - 0,7$ – коэффициент расхода; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; h – высота борта, мм .

Число отверстий в одной тарелке (число струек в одном отсеке) составит $n = G_2 / \Delta G$, число тарелок $Z = m / n$.

Размеры тарелок определяются следующим образом. Площадь тарелки составляет

$$\Phi = 0,785 \cdot \left(D^2 - D_{\text{BH}}^2 \right) . \quad (7.27)$$

Исходя из расположения отверстий по вершинам равностороннего треугольника, эта же площадь определяется

$$\Phi = t^2 \cdot \sin \alpha \cdot n / \eta_{\text{тр}} . \quad (7.28)$$

Приравнивая выражения 7.27 и 7.28, получим

$$D = \sqrt{\frac{t^2 \cdot \sin \alpha \cdot n}{\eta_{\text{тр}} \cdot 0,785} + d^2} , \text{ м} . \quad (7.29)$$

Величина D_{BH} определяется из уравнения расхода

$$D_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{п}}}{\pi \cdot W_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}}}} , \text{ м} , \quad (7.30)$$

где D – расход пара, кг/с ; $W_{\text{п}}$ – скорость пара, м/с ; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м^3 .

Скорость пара принимается из условий предотвращения уноса воды и составляет 15–20 м/с.

Активная высота колонки составляет $H = L \cdot (Z + 1)$.

Если в деаэратор поступает несколько смещающихся потоков воды, то в качестве расчетной принимается средняя температура

$$t_{\text{B}}^{\text{cp}} = \frac{t_1 \cdot G_1 + t_2 \cdot G_2 + \dots + t_n \cdot G_n}{G_1 + G_2 \dots G_n} . \quad (7.31)$$

В этом случае поверхность контактирования рассчитывается

$$F = \frac{\sum G_i \cdot C_p}{k} \cdot \lg \frac{t_h - t_{\text{B}}^{\text{cp}}}{t_h - t_2} . \quad (7.32)$$

Более точным является метод расчета ЦКТИ, в соответствии с которым определяется подогрев воды на каждой тарелке

$$\lg \frac{t_h - t_{k-1}}{t_h - t_k} = 0,0586 \cdot \left(\frac{L}{d_o} \right)^{0,5} \cdot W^{-0,3} , \quad (7.33)$$

где t_{k-1} – температура воды на предыдущей тарелке (температура воды, поступающей в данный отсек); t_k – конечная температура воды на тарелке (температура воды, выходящей из данного отсека).

Обозначив правую часть выражения (7.33) буквой А, его можно записать следующим образом:

$$(t_h - t_{k-1})/(t_h - t_k) = 10^A . \quad (7.34)$$

$$\text{Откуда} \quad t_k = t_h - (t_h - t_{k-1})/10^A . \quad (7.35)$$

Рассчитанное число тарелок должно обеспечивать требуемую величину недогрева.

Этот метод позволяет определить число отверстий в тарелке с учетом конденсата, полученного в данном отсеке.

Более подробные сведения о конструкциях и методах расчёта деаэраторов приведены в технических материалах [28].

Выводы

В разделе 7 представлены смесительные теплообменники, которые нашли широкое применение для очистки продуктов сгорания (скруббера) и подготовки питательной воды (деаэраторы), а также для увлажнения или осушки, подогрева или охлаждения воздуха в системах кондиционирования. Приведены особенности расчёта скруббера без насадки и с насадкой.

Вопросы для самоконтроля

1. Опишите сферу применения смесительных теплообменников.
2. Чем отличается полый скруббер от насадочного?
3. Какие типы насадок используются в смесительных аппаратах?
4. Для чего предназначен деаэратор?
5. Перечислите типы деаэраторов?

ГЛАВА 8. РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

8.1. Материалы и области их применения

Расчёт элементов и узлов на прочность является неотъемлемой частью инженерного расчета любого теплообменного или энергетического оборудования, обеспечивающего условия его надёжной и безопасной работы, и регламентируется утверждёнными нормами [29,30].

Элементы и узлы оборудования должны выдерживать напряжения, возникающие от внутреннего или внешнего давления, от собственной массы конструкции, включая массу находящейся в аппарате рабочей среды, от термических деформаций.

При проектировании аппаратов производят выбор конструкционных материалов, а затем расчётом определяют размеры частей, узлов, деталей, которые обеспечивают их прочность в процессе эксплуатации и при пробных испытаниях.

Существует два основных метода расчёта на прочность [31]: по предельным напряжениям и по предельным нагрузкам.

В первом методе пределом несущей способности конструкции принимают достижение любым сечением какой-либо её детали предела текучести, т.е. начала пластической деформации. В расчёте по предельным нагрузкам за опасное принимают напряжение, вызывающее общую пластическую деформацию всего нагруженного узла. Величина максимально допускаемой силы при расчёте по предельным нагрузкам всегда больше, чем при расчёте по предельным напряжениям.

Метод расчёта по предельным нагрузкам применим для пластических материалов, малоуглеродистых сталей, меди и её сплавов, алюминия и т.п., из которых изготавливают большинство теплообменных аппаратов. Этот метод позволяет точнее учитывать несущую способность конструкции, но неприменим для расчёта деталей из хрупких материалов (закалённые стали, серые чугуны и др.), разрушение которых наступает без заметной пластической деформации. Такие детали рассчитывают по методу предельных напряжений.

При определении допускаемых напряжений в сосудах, работающих под давлением, пользуются коэффициентом запаса прочности, правильный выбор которого не только обеспечивает безопасную работу оборудования, но и способствует уменьшению расхода конструкционных материалов.

В энергетике при изготовлении конструкций нашли применение стали различных марок. Стали классифицируются по химическому составу, назначению, способу выплавки.

По химическому составу стали делят на углеродистые и легированные. Углеродистой сталью называется сплав железа с углеродом с содержанием углерода до 2 %. По содержанию углерода стали подразделяют на малоуглеродистые (до 0,25 % С), среднеуглеродистые (0,25 – 0,6 % С) и высокоуглеродистые (до 2 % С). Кроме железа и углерода эти стали содержат марганец (до 0,8 %), кремний (до 0,4 %), а также вредные примеси: серу (до 0,05 %) и фосфор (до 0,05 %).

В зависимости от содержания легирующих элементов стали делят на три группы: низколегированные – суммарное содержание легирующих добавок менее 2,5 %, среднелегированные – от 2,5 до 10 % и высоколегированные – более 10 %. Кроме указанных выше, легирующими элементами являются хром, никель, титан, алюминий, вольфрам, молибден, ванадий и др.

По назначению стали делятся на три основные группы: конструкционные (углеродистые и низколегированные); инструментальные и стали с особыми свойствами – жаропрочные, коррозионно-стойкие и окалиностойкие.

По способу выплавки различают стали кислородно-конвертерные, мартеновские и электростали.

Работоспособность материала в конструкции характеризуется комплексом свойств, таких как прочность, надёжность и долговечность. Прочность металла – способность сопротивляться деформации при приложении нагрузки. Надежность – способность материала кратковременно работать вне расчётной ситуации. Долговечность – время, при которой материал способен эксплуатироваться в соответствии с заданными техническими условиями.

Для оценки механических свойств металла используют два параметра: прочность и пластичность. Основным критерием прочности является временное сопротивление разрыву σ_b , представляющего собой отношение максимальной силы, которую способен выдержать образец, к его начальной площади поперечного сечения. Основным критерием пластичности является относительное удлинение при растяжении.

Углеродистая сталь обыкновенного качества разделяется на три группы в зависимости от назначения: А – по механическим свойст-

вам; Б – по химическому составу; В – по механическим свойствам и по химическому составу.

Углеродистые стали различают по качеству – обыкновенного качества и качественные, по степени раскисления – кипящие, полуспокойные и спокойные.

Марки углеродистых сталей имеют буквенно-цифровое обозначение: буквы Ст обозначают "сталь", цифры от 0 до 6 – условный номер марки в зависимости от химического состава и механических свойств. Буква А в обозначении группы стали не ставится.

Для обозначения степени раскисления к обозначению марки стали после номера добавляют индексы: кп – кипящая, пс – полуспокойная, сп – спокойная. Для обозначения категорий сталей в конце к обозначению марки добавляют цифровой номер соответствующей категории. Первую категорию в обозначении марки стали не указывают.

Для обозначения полуспокойной стали с повышенным содержанием марганца к обозначению марки стали после номера ставят букву Г.

Сталь углеродистая качественная в соответствии со стандартом выпускается 24 марок. В обозначении марки стали цифры показывают среднее содержание углерода в сотых долях процента. Сталь углеродистая и низколегированная для котлостроения и сосудов, работающих под давлением, маркируется так же, как и углеродистая обыкновенного качества, но в конце после цифрового обозначения содержания углерода ставится буква К.

Наименование легированных марок сталей и сплавов состоит из обозначения элементов и следующих за ним цифр. Цифры, стоящие после букв, указывают среднее содержание легирующего элемента в процентах, кроме элементов, присутствующих в стали в малых количествах. Цифры перед буквенным обозначением указывают среднее или максимальное содержание углерода в стали в сотых долях процента.

Химические элементы в марках стали обозначены следующими буквами: марганец – Г, кремний – С, хром – Х, никель – Н, молибден – М, вольфрам – В, ванадий – Ф, титан – Т, алюминий – Ю, медь – Д, ниобий – Б, кобальт – К, бор – Р, фосфор – П, цирконий – Ц, селен – Е.

Области применения сталей и их назначение приводится в соответствии с [32] в табличной форме (табл. 8.1–8.4).

Таблица 8.1

Назначение углеродистых сталей обыкновенного качества

Марка стали	Вид поставки	Назначение	Предельная рабочая температура, °C
1	2	3	4
Ст 0	Листовой, фасонный и сортовой прокат	Нерассчитываемые второстепенные элементы сварных конструкций: настилы, обшивка и др.	–
Ст 2 сп, Ст 2 пс	Листовой, сортовой и фасонный прокат, трубы	Малонагруженные элементы конструкций, работающие при постоянных нагрузках и положительных температурах: до 150 °C (элементы котлов) и до 300 °C (сосуды, трубопроводы); газопроводы	300
Ст 2 кп	То же	То же, но до 200 °C (сосуды, трубопроводы)	200
Ст 3 сп	Листовой, сортовой и фасонный прокат, трубы, поковки для армирования железобетонных конструкций	Несущие элементы конструкций, работающие при температурах выше нуля (сталь групп А, Б, В); также работающие при переменных нагрузках (сталь группы В категории 5) в интервале температур от -40 до +425 °C. Сосуды под давлением; трубопроводы пара, воды, горючего газа при температуре до 200 °C (трубные элементы котлов), 485 °C (сосуды) и 300 °C (трубопроводы); каркасы; газопроводы	425

Окончание табл. 8.1

1	2	3	4
---	---	---	---

Ст 3 пс	То же, кроме поковок	То же, но сталь группы В (категория 5) применяется в фасонном и листовом прокате толщиной до 10 мм в несущих конструкциях, работающих при переменных нагрузках в интервале от -40 до +425 °C, в прокате толщиной от 10 до 25 мм для несущих конструкций, работающих при переменных нагрузках в области температур выше нуля	425
Ст 3 кп	То же, кроме поковок	В листовом, сортовом и фасонном прокате для второстепенных и малонагруженных и несущих конструкций, работающих при температуре от -40 до +400 °C. Элементы, работающие под давлением при температурах выше нуля до 150 °C (элементы котлов) и до 800 °C (сосуды, трубопроводы); газопроводы	400
Ст 3Г пс	Сортовой, фасонный и листовой прокат, поковки	Несущие элементы конструкций, работающие при переменных нагрузках и температуре от -40 до +425 °C (толщина листа 10 – 30 мм); при толщине проката выше 30 мм – для таких конструкций при температуре от -20 до +425 °C	425

Таблица 8.2

Назначение углеродистой качественной стали

Марка стали	Вид поставки	Назначение
10	Сортовой, листовой и фасонный прокат, трубы, поковки	Элементы сварных конструкций, корпуса и трубные пучки теплообменных аппаратов, трубопроводы, змеевики и другие детали, работающие при температуре от -40 до +450 °C, к которым предъявляются требования высокой пластичности. Поверхности нагрева котлов, работающие до 500 °C, сосуды – до 475 °C.
20	То же	Детали сварных конструкций с большим объёмом сварки, трубопроводы, змеевики, трубы перегревателей и коллекторов, трубные пучки теплообменных аппаратов, работающие при температурах от -40 до +450 °C под давлением. Допускается температура эксплуатации труб поверхностей нагрева котлов до +500 °C и сосудов – до +475 °C.
15 К, 20 К	Листовой прокат	Сварные узлы паровых котлов и сосудов, корпуса цилиндров и камеры горения газовых турбин и др., работающие до +450 °C. Для сосудов допускается температура эксплуатации +475 °C.

Таблица 8.3

Назначение легированных сталей

Марка стали	Вид поставки	Назначение	Предельная температура, °C
16ГНМА	Толстолистовой прокат	Барабаны паровых котлов высоких параметров пара, корпусное оборудование, работающее под давлением	450
12МХ	То же	Пароперегреватели, паропроводы и коллекторы, работающие при температурах до 530 °C, сосуды – с температурой до 540 °C	530 – 540
15ХМ	Трубы, поковки, сортовой прокат	Паропроводы и пароперегреватели. Сосуды, работающие под давлением	550
12Х1МФ	Трубы, поковки, сортовой прокат	Коллекторы котлов, паропроводы и корпусное оборудование высокого и сверхвысокого давления для работы при температуре до 570 °C, поверхности нагрева котлов с температурой пара до 585 °C	570 – 585
15Х1М1Ф	Трубы, поковки	Коллекторы котлов и паропроводы высокого и сверхвысокого давления	575
12Х2МФБ 12Х2МФСР	Трубы	Поверхности нагрева паровых котлов (пароперегреватели)	585
12Х2М	Листовой прокат, поковки, трубы	Корпусное оборудование, пучки трубок теплообменников, работающие при температурах до 500 °C, паропроводы с рабочей температурой до 545 °C	545

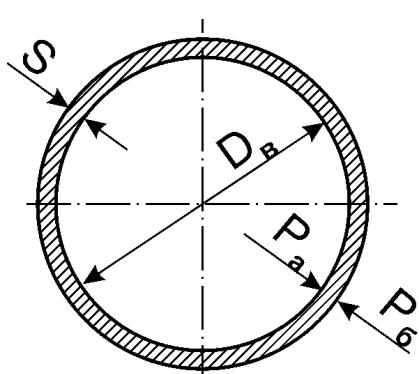
Таблица 8.4

Назначение жаростойких и жаропрочных сталей

Марка стали	Назначение	Максимальная температура применения, °C	Температура начала окалинообразования, °C
15Х5	Трубы	600 – 650	–
40Х9С2	Трубы рекуператоров, теплообменники, колосники	–	850
2Х13	Детали турбин, трубы, детали котлов	–	700
15Х5М	Детали насосов, за- движки, крепёж	600	650
20Х13	Лопатки паровых и газовых турбин, клапаны, болты и трубы	500	750
13Х14Н3ВФР	Диски, валы, лопатки и другие детали, работающие в условиях повышенной влажности	550	750

8.2. Расчёт цилиндрических обечаек

Толщина стенки цилиндрических обечаек (корпуса) теплообменных аппаратов, барабанов, труб определяется по формуле (8.1) в соответствии со схемой, приведенной на рис.8.1:



8.1. Расчётная схема цилиндрических обечаек

$$S = \frac{P \cdot D_v}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{доп}} - P} + C, \quad (8.1)$$

где D_v – номинальный внутренний диаметр цилиндра, см; P – расчетное (избыточное) давление, $\text{кг}/\text{см}^2$; φ – коэффициент прочности сварного шва; $\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение материала цилиндра, $\text{кг}/\text{см}^2$; C – поправка на коррозию, см.

Внутренний диаметр цилиндра D_B определяется конструктивным расчётом. Расчётное (избыточное) давление P представляет собой разность между абсолютным давлением среды, заключённой в цилиндрическом корпусе, и барометрическим давлением $P = P_a - P_b$.

Коэффициент прочности сварного шва φ зависит от типа шва и способа сварки. Наиболее распространённые типы сварных швов приведены на рис. 8.2.

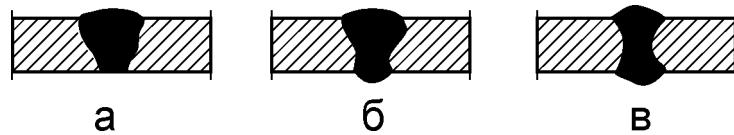


Рис. 8.2. Типы сварных швов: а –стыковой односторонний;
б –стыковой с подваркой; в –стыковой двухсторонний

Численное значение коэффициента: $\varphi = 0,75$ – для стыкового одностороннего шва при ручной сварке (рис. 8.2, а); $\varphi = 0,95$ – для стыкового шва с подваркой с противоположной стороны (рис. 8.2, б); $\varphi = 1,0$ – для стыкового двухстороннего шва (рис. 8.2, в).

Величина допускаемого напряжения материала цилиндра определяется

$$\sigma_{\text{доп}}' = \sigma_{\text{доп}} \cdot \eta \quad , \quad (8.2)$$

где $\sigma_{\text{доп}}'$ – номинальное допускаемое напряжение, принимаемое в зависимости от выбранного материала, $\text{кг}/\text{см}^2$.

Поправочный коэффициент η учитывает особенности конструкции обечайки и влияние температурных условий.

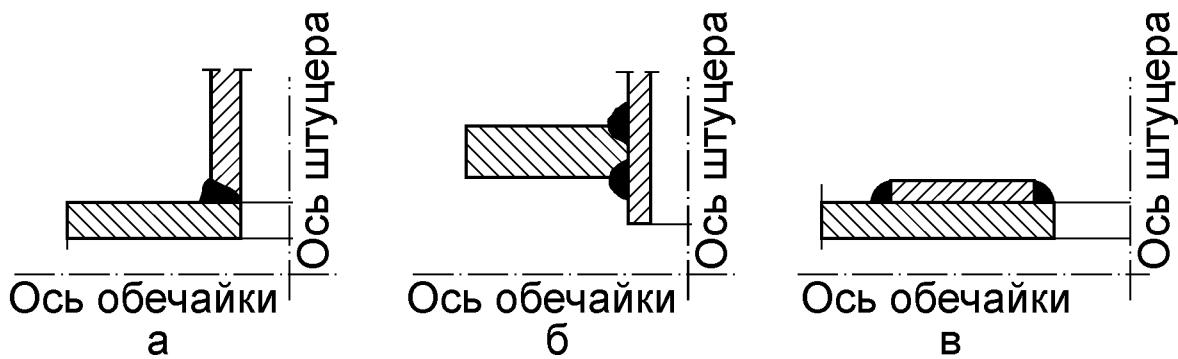
Для обечаек сварных без отверстий или с укреплёнными отверстиями:

$$\begin{aligned} \text{необогреваемых} & - \eta = 1,0, \\ \text{обогреваемых} & - \eta = 0,9. \end{aligned}$$

Для обечаек сварных с неукреплёнными отверстиями:

$$\begin{aligned} \text{необогреваемых} & - \eta = 0,95, \\ \text{обогреваемых} & - \eta = 0,85. \end{aligned}$$

Типы укреплённых отверстий приведены на рис. 8.3.



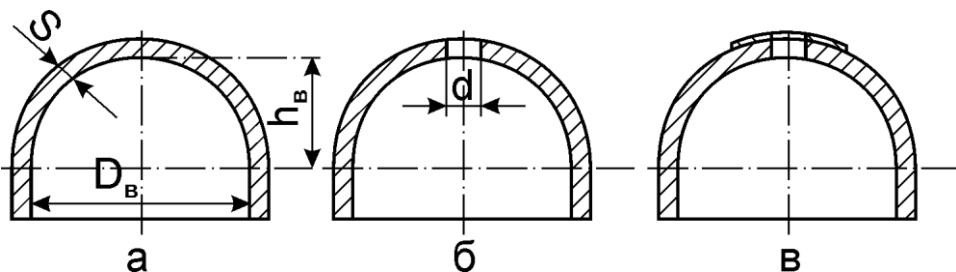
Поправка на коррозию C суммируется из двух величин C_1 и C_2 . C_1 – учитывает наличие отрицательного допуска по толщине стенки в соответствии со стандартами или техническими условиями на поставку. C_1 принимается в пределах 0,05–0,1 см. C_2 учитывает уменьшение толщины стенки в процессе эксплуатации за счёт коррозии и определяется по формуле

$$C_2 = V_k \cdot \tau , \quad (8.3)$$

где $V_k = 0,01–0,05$ – скорость проникновения коррозии, см/год;
 $\tau = 10–12$ – срок службы аппарата в годах.

8.3. Расчет выпуклых крышек и днищ

Основные типы выпуклых крышек и днищ приведены на рис. 8.4 – 8.6.



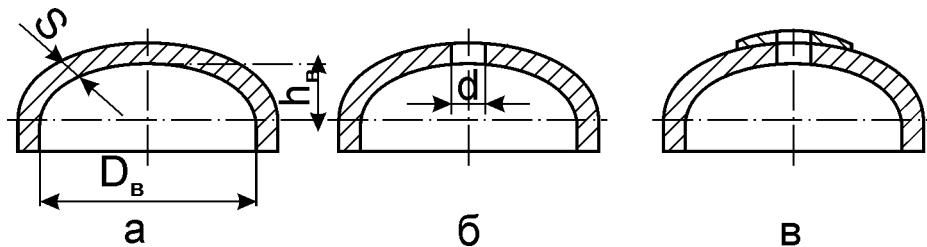


Рис.8.5. Эллиптические днища и крышки:
а –глухие; б – с неукреплённым отверстием; в - с отверстием, укреплённый накладкой

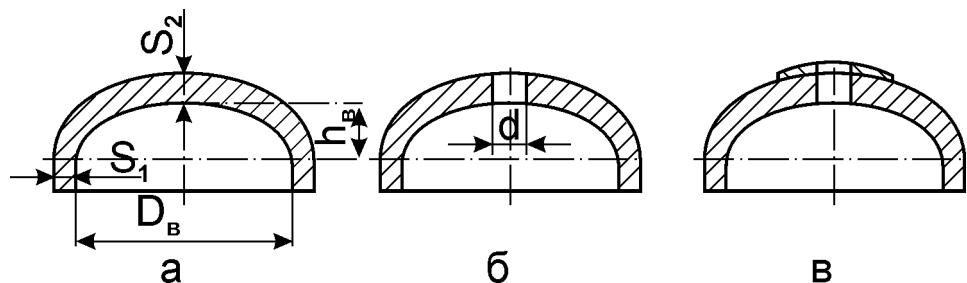


Рис. 8.6. Выпуклые днища и крышки со стенкой переменной толщины:
а –глухие; б – с неукреплённым отверстием; в – с отверстием, укреплённым на-кладкой

Номинальная толщина стенки выпуклого днища рассчитывается по формуле:

$$S = \frac{P \cdot D_B}{4 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot Z - P} \cdot \frac{D_B}{2h_B} + C \quad , \quad (8.4)$$

где D_B – номинальный внутренний диаметр днища или крышки, см; P – расчётное (избыточное) давление, кг/см²; $\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение материала днища или крышки, кг/см²; Z – коэффициент, учитывающий ослабление днища или крышки отверстием; h_B – высота выпуклой части днища до внутренней поверхности днища или крышки, см; C – поправка на коррозию.

Формула действительна при соблюдении следующих условий:

$$\frac{h_B}{D_B} \geq 0,2; \quad \frac{S - C}{D_B} \leq 0,1; \quad \frac{d}{D_B} \leq 0,6.$$

Во всех случаях толщина днища или крышки должна приниматься не менее расчётной толщины цилиндрического борта, определённой согласно п. 8.2.

Величины D_B , P , C определяются в соответствии с п. 8.2.

Допускаемое напряжение материала днища или крышки рассчитывается по формуле (8.2), где $\eta = 1,05$ – для днищ и крышек, находящихся под внутренним давлением; $\eta = 0,75$ – для днищ и крышек в глухом исполнении, находящихся под наружным давлением.

Величина коэффициента Z принимается:

$$Z = 1,0 \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_B \cdot (S - C)}} \leq 0,4; \quad (8.5)$$

$$Z = \frac{2}{1,25 \cdot \frac{d}{\sqrt{D_B \cdot (S - C)}} + 1,5} \quad \text{при} \quad 0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{D_B \cdot (S - C)}} \leq 2,0; \quad (8.6)$$

$$Z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_B \cdot (S - C)}} + 2} \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_B \cdot (S - C)}} \geq 2,0. \quad (8.7)$$

Для отверстий овальной формы за величину d принимается размер по наибольшей оси. Если в днище или крышке имеется несколько отверстий, то определение коэффициента Z производится по отверстию, имеющему наибольший диаметр.

Для глухих днищ и крышек, а также для днищ и крышек с укреплёнными отверстиями принимается $Z = 1,0$.

Высота выпуклой части днищ и крышек эллиптической формы обычно принимается $h_B = (0,25 - 0,3) \cdot D_B$.

Расчет выпуклого днища или крышки с переменной толщиной стенки производится по формуле (8.4), при этом за расчетную толщину стенки принимаемся среднеарифметическое значение из минимальной и максимальной толщины $S = 0,5 \cdot (S_1 + S_2)$.

Толщина S_1 должна быть не менее толщины стенки цилиндрического борта.

8.4. Расчёт конических днищ, крышек и переходов

Расчётные схемы представлены на рис. 8.7.

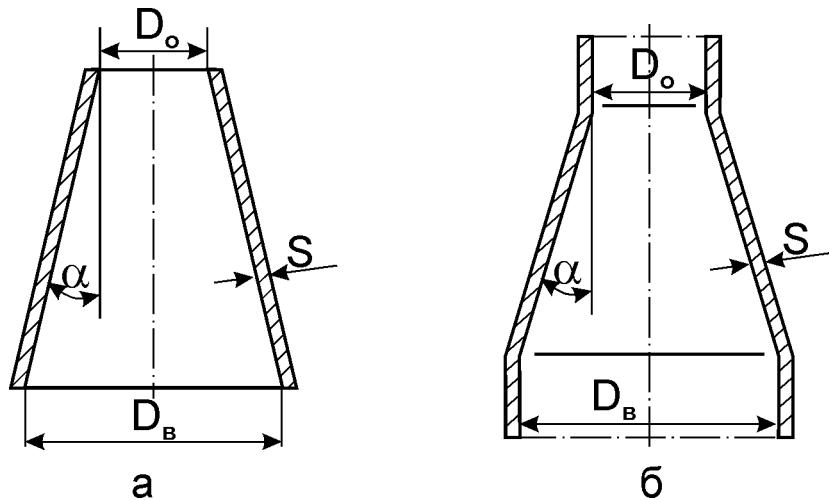


Рис. 8.7. Расчётная схема:
а – конического днища, крышки; б – конического перехода

При наличии сварного шва толщина стенки определяется по формуле

$$S = \frac{P \cdot D_B}{(2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{доп}} - P) \cdot \cos \alpha} + C \quad . \quad (8.8)$$

Формула применима при условии

$$0,15 \geq \frac{S - C}{D_B} \geq 0,005 \quad ,$$

угле конусности α в пределах от 0 до 45° и

$$\frac{D_o}{D_B} \leq \left[1 - \frac{2,8 \cdot \sin \alpha}{D_B \cdot \sqrt{\cos \alpha}} \cdot \sqrt{(D_B + S - C) \cdot (S - C)} \right] \quad . \quad (8.9)$$

Величины P , D_B , φ , $\sigma_{\text{доп}}$, C в формуле (8.8) имеют тот же смысл, что и при расчете на прочность цилиндрических обечаек и выпуклых днищ. При определении $\sigma_{\text{доп}}$ величина η принимается в соответствии с п. 8.2.

8.5. Расчёт плоских крышек и днищ

Основные типы плоских днищ и крышек приведены на рис. 8.8.

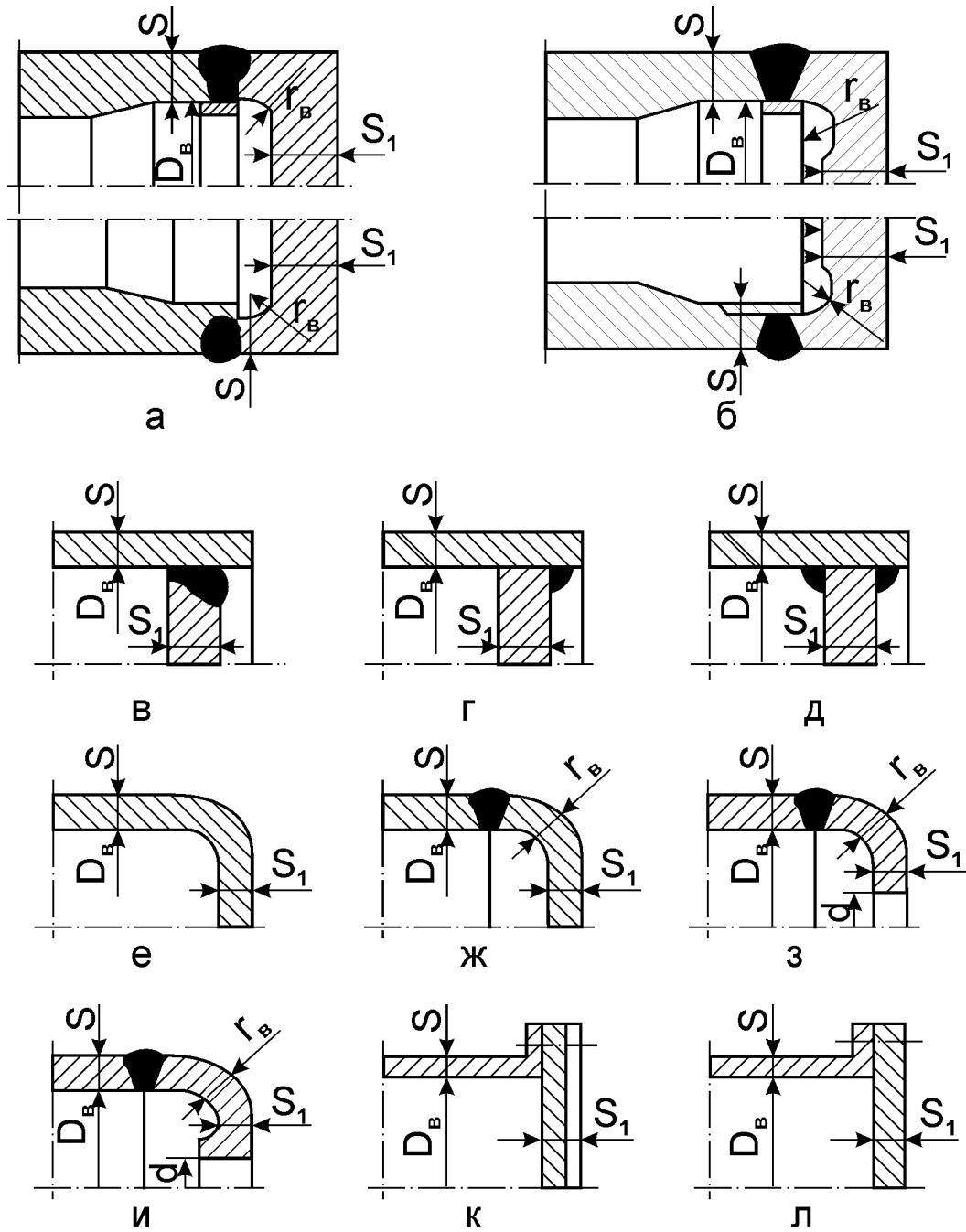


Рис. 8.8. Типы плоских днищ и крышек

Толщина плоского круглого днища или крышки определяется по формуле:

$$S_1 = \frac{K \cdot D_B}{K_o} \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{доп}}}} + C \quad . \quad (8.10)$$

Для днищ с отбортованными краями (рис. 8.8, е, ж, з, и) вместо D_B в формулу (8.10) подставляется величина $D_B - r_B$. Во всех случаях толщина стенки днища или крышки S_1 должна приниматься не менее толщины стенки цилиндрической части S , рассчитанной в соответствии с п. 8.2 при $\varphi = 1,0$.

Величина коэффициента K для днищ и крышек, изображённых на рис. 8.8, а, б, в, рассчитывается по формуле:

$$K = 0,41 \cdot \left(1 - 0,23 \cdot \frac{S}{S_1} \right) \quad , \quad (8.11)$$

но не менее $K = 0,31$; для днищ и крышек, изображённых на рис. 8.8, г, д, е, ж, з, и $K = 0,41$.

Коэффициент K_o принимается равным следующим значениям:

для днищ и крышек без отверстия $K_o = 1,0$;

для днищ и крышек с отверстием

$$K_o = 1 - 0,43 \cdot \frac{d}{D_B} \quad \text{при} \quad \frac{d}{D_B} < 0,35 \quad ; \quad (8.12)$$

$$K_o = 0,85 \quad \text{при} \quad 0,35 \leq \frac{d}{D_B} \leq 0,75 \quad . \quad (8.13)$$

Толщина плоского днища или крышки с двумя отверстиями определяется также по формуле (8.10). При этом коэффициент K_o принимается в соответствии с (8.12) или (8.13), где в качестве расчётного диаметра d служит эквивалентный диаметр:

$$d = \sqrt{d_1^2 + d_2^2} \quad , \quad (8.14)$$

где d_1 и d_2 – диаметры отверстий.

Толщина плоской заглушки, зажатой между двумя фланцами, приведенной на рис. 8.8, к, а также плоского днища или крышки, закреплённых болтовым соединением (рис. 8.8, л), определяется по формуле

$$S_1 = 0,41 \cdot D_B \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{доп}}}} + C . \quad (8.15)$$

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{доп}}$ принимается в соответствии с выражением (8.2) при следующих значениях коэффициента η :

для днищ и крышек, изображённых на рис. 8.8, а, при условии, что расстояние до оси сварного шва, соединяющего днище или крышку с цилиндрическим элементом, будет удовлетворять требованию

$$l \geq \sqrt{(D_B + S) \cdot S} , \quad \eta = 0,85 ;$$

для днищ и крышек указанной выше конструкции (рис. 8.8, а) при расстоянии до сварного шва $l < \sqrt{(D_B + S) \cdot S}$, а также для днищ и крышек, показанных на рис. 8.8, б

$$\eta = 0,75 ;$$

для днищ и крышек, приведенных на рис. 8.8, в, г, д,

$$\eta = 0,6 ;$$

для днищ и крышек с отбортованными краями (рис. 8.8, е, ж, з, к)

$$\eta = 0,85 ;$$

для плоских заглушек, зажатых между двумя фланцами (рис. 8.8, к), и крышек и днищ, закреплённых болтовым соединением (рис. 8.8, л)

$$\eta = 1,0 .$$

В случае, если днище или крышка и цилиндрический элемент, к которому они присоединяются, изготавливаются из стали разных марок, расчёт производится для стали с меньшим номинальным допускаемым напряжением.

8.6. Расчёт прямоугольных камер

Расчетные схемы для прямоугольных камер представлены на рис. 8.9.

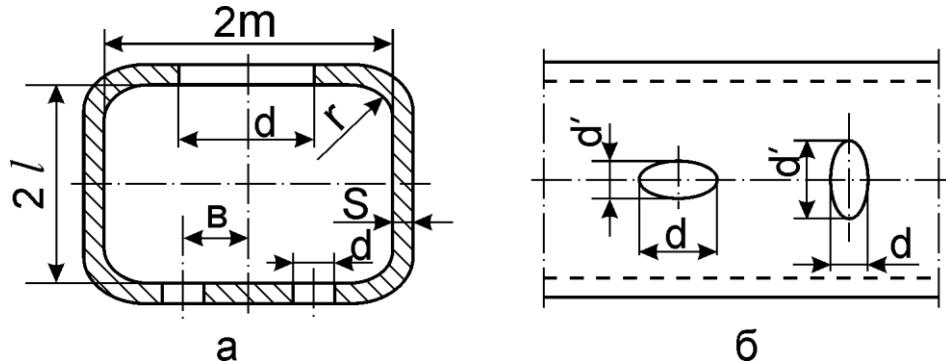


Рис. 8.9. Прямоугольная камера:
а – с круглыми отверстиями; б – с овальными отверстиями

Принятые обозначения на рис. 8.9:

$2m$ – ширина (в свету) рассчитываемой стороны камеры, см;

$2l$ – ширина (в свету) стороны камеры, перпендикулярной к рассчитываемой стороне, см;

d – диаметр отверстий в камере или размер некруглых отверстий в направлении оси камеры, см;

d' – размер некруглого отверстия в направлении, перпендикулярном оси камеры, см;

B – расстояние от оси ослабления (оси отверстия или оси сварного шва) до середины рассчитываемой стороны камеры, см;

r – радиус закругления угла камеры, см.

Номинальная толщина стенки гладкой прямоугольной камеры принимается не менее наибольшего значения из определённых с помощью следующих формул:

по напряжениям, возникающим в углу камеры:

$$S = m \cdot \left(K_1 \cdot \frac{P}{\sigma_{\text{доп}}} + K_2 \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{доп}}}} \right); \quad (8.16)$$

по напряжению в наиболее слабом сечении стенки (по осевой линии отверстий, по сварному шву, посередине наибольшей стороны):

$$S = m \cdot \left(K_3 \cdot \frac{P}{\varphi \cdot \sigma_{\text{доп}}} + K_4 \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi \cdot \sigma_{\text{доп}}}} \right). \quad (8.17)$$

Если $m > l$ и в меньшей стороне не имеется ослаблений, то расчёт выполняется только для наибольшей стороны $2m$. Если меньшая сторона ослаблена отверстиями или сварным швом, то должен быть выполнен также расчёт для меньшей стороны с соответствующими значениями коэффициентов K_1 , K_2 и т.д. и окончательно выбрано наибольшее значение толщины стенки.

Значения вспомогательных коэффициентов K_1 , K_2 , K_3 и K_4 определяются по следующим формулам:

$$K_1 = 0,5 \cdot \sqrt{1 + \frac{l^2}{m^2}} ; \quad (8.18)$$

$$K_2 = 1,16 \cdot \sqrt{1 - \frac{l}{m} \cdot \left(1 - \frac{l}{m}\right)} ; \quad (8.19)$$

$$K_3 = \frac{1}{2m} ; \quad (8.20)$$

$$K_4 = 0,82 \cdot \sqrt{1 - 3 \cdot \frac{B^2}{m^2} + 2 \cdot \frac{l}{m} \left(1 - \frac{l}{m}\right)} . \quad (8.21)$$

При расположении отверстий в шахматном порядке (рис. 8.10) вместо коэффициента K_4 принимается коэффициент K_5 :

$$K_5 = 0,82 \cdot \sqrt{\frac{1 + 2 \cdot \frac{l}{m} \cdot \left(1 - \frac{l}{m}\right)}{1 + 16 \cdot \frac{B^2}{t^2}}} , \quad (8.22)$$

где t – шаг между центрами отверстий в продольном направлении.

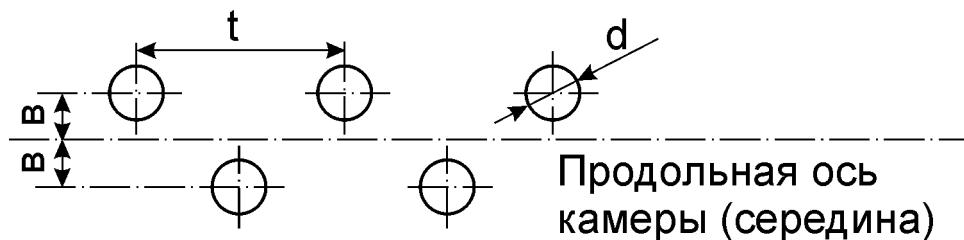


Рис. 8.10. Шахматное расположение отверстий в камере

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{доп}}$ принимается в соответствии с формулой (8.2) при значении коэффициента $\eta = 1,0$ для необогреваемых камер и $\eta = 0,9$ – для обогреваемых.

Коэффициенты прочности камеры, ослабленной отверстиями, вычисляются по формулам:

$$\varphi = \frac{t-d}{t} ; \quad (8.23)$$

$$\varphi' = \varphi \quad \text{при} \quad \frac{d'}{m} < 0,6 ; \quad (8.24)$$

$$\varphi' = 1 - 0,6 \cdot \frac{m}{t} \quad \text{при} \quad \frac{d'}{m} \geq 0,6 . \quad (8.25)$$

Для круглых отверстий $d' = d$.

Коэффициент прочности камеры, имеющей продольный сварной шов, принимается следующим:

$$\varphi = \varphi' = \varphi_{\text{св}} ,$$

где $\varphi_{\text{св}}$ – коэффициент прочности сварного шва, принимаемый в соответствии с п. 8.2.

При наличии в камере ослаблений разных видов толщина стенки камеры принимается равной наибольшей из величин, вычисленных для каждого вида ослабления.

8.7. Расчёт болтов и шпилек фланцевого соединения

Фланцевые соединения должны обеспечивать плотность и прочность сопрягаемых частей, удобство их сборки и разборки. Для создания плотности соединения между фланцами устанавливают прокладки из паранита, асбеста, пеньки, картона, резины и т.п.

Целью расчёта фланцевых соединений является определение усилий, диаметра болтов или шпилек, толщины фланца. Расчёчная схема для цельного фланца приведена на рис. 8.11 [33].

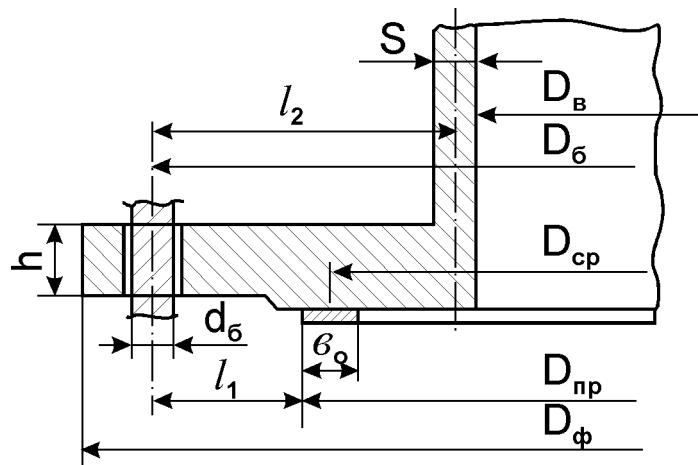


Рис. 8.11. К расчёту фланцевого соединения:

S - толщина стенки крышки; D_B – внутренний диаметр крышки; D_6 – диаметр делительной окружности по болтам; σ_0 – действительная ширина прокладки; $D_{\text{пр}}$ - наружный диаметр прокладки; D_{ϕ} – наружный диаметр фланца; h - толщина фланца; d_6 - диаметр болта (шпильки); l_1 - расстояние от прокладки до оси болта (шпильки); l_2 - расстояние от середины толщины крышки до оси болта (шпильки); D_{cp} – средний диаметр прокладки

Усилие, необходимое для первоначального сжатия прокладки при затяжке, определяется по формуле:

$$P_{\text{пр}}' = \pi \cdot \sigma \cdot D_{\text{cp}} \cdot q_0 \quad , \quad (8.26)$$

где σ – эффективная ширина прокладки, см; D_{cp} – средний диаметр прокладки, см; q_0 – удельное давление на рабочую поверхность прокладки, кг/см².

В рабочем состоянии прокладки затянуты неравномерно по сечению и по окружности фланца. В качестве расчётной принимают эффективную ширину прокладки, равную:

$$\begin{aligned}\delta &= \delta_0 & \text{при } \delta_0 \leq 1 \text{ см;} \\ \delta &= \sqrt{\delta_0} & \text{при } \delta_0 > 1 \text{ см,}\end{aligned}$$

где δ_0 – действительная ширина прокладки, см.

Удельное давление q_0 зависит от толщины, формы и материала прокладки. Для паранитовых и асбестовых прокладок значение q_0 в зависимости от толщины прокладки δ составляет:

δ , мм	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8
q_0 , кг/см ²	400	200	160	130	120	110	105

Чем меньше толщина прокладки, тем надёжнее плотность соединения. В теплообменных аппаратах обычно применяют паранитовые прокладки толщиной 1,5 – 2,5 мм.

Плотность во фланце при рабочем избыточном давлении в сосуде обеспечивается при приложении усилия

$$P_{\text{пр}}'' = \pi \cdot \delta \cdot D_{\text{ср}} \cdot q \quad , \quad (8.27)$$

где $q = m \cdot p$ – минимальное удельное давление на рабочую поверхность прокладки, кг/см²; p – рабочее избыточное давление среды, кг/см²; m – коэффициент, принимаемый для плоских прокладок фланцев, крышек и днищ – 1,2, фланцев трубопроводов – 1,5.

Усилие, создаваемое внутренним давлением в аппарате, можно выразить:

$$P_{\text{вн}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{пр}}^2 \cdot p \quad , \quad (8.28)$$

где $D_{\text{пр}}$ – наружный диаметр прокладки, см.

Расчётное усилие P_6 , передаваемое на болты, принимают равным наибольшей из величин

$$P_6 = P_{\text{пр}}'' + P_{\text{вн}} \quad ; \quad (8.29)$$

$$P_6 = P_{\text{пр}}' + 0,01 \cdot P_{\text{вн}} \quad . \quad (8.30)$$

Внутренний диаметр резьбы болтов или шпилек фланцевого соединения определяется по формуле

$$d_6 = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{P_6}{Z \cdot \sigma_{\text{доп}}}} , \quad (8.31)$$

где Z – число болтов, кратное четырём;

$\sigma_{\text{доп}} = k_6 \cdot \sigma'_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение материала болтов.

Значение поправочного коэффициента k_6 принимают в зависимости от диаметра болтов (шпилек):

d_6 , мм	12	14	16	18	20	22	24
k_6	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Значения допускаемых напряжений для материала болтов приведены в справочной литературе. Расчётную температуру материала болтов (шпилек) и фланца принимают равной расчётной температуре среды.

Нормальный шаг между осями болтов или шпилек составляет $S_6 = (3,5 - 4) \cdot d_6$; из соображений плотности соединения максимальный шаг не должен превышать $5 \cdot d_6$.

Толщина цельного фланца определяется по формуле

$$h = 0,61 \cdot d_6 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_6}{K_\phi \cdot \sigma_\phi} \cdot \left[\frac{l_1}{l_2} \cdot Z + 0,7 \cdot \psi \cdot \frac{p}{\sigma_6} \cdot \left(\frac{D_{\text{пр}}}{d_6} \right)^2 \right]} , \text{ см} , \quad (8.32)$$

где σ_6 и σ_ϕ – соответственно допускаемое напряжение материала болтов (шпилек) и фланца; K_ϕ и ψ – поправочные коэффициенты.

Значение K_ϕ для плоского круглого фланца без шейки определяется по формуле

$$K_\phi = 1 + \frac{D_B}{2 \cdot l_2} \cdot \left[\frac{D_\phi}{D_B} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{l_2}{D_6} \right) + \frac{S^2}{h^2} - 1 \right] . \quad (8.33)$$

Величина ψ определяется по формуле

$$\psi = \left(1 - \frac{l_1}{l_2}\right) \cdot \left[\left(\frac{D_6 - 2 \cdot l_2}{D_{\text{пр}}} \right)^2 + 1 \right] + 0,2 \cdot \frac{l_1}{l_2} . \quad (8.34)$$

Приведенный расчёт фланцевого соединения производится в следующей последовательности:

- составляется эскиз фланца в соответствии с рис. 8.11 и при известных S (см. п.8.2-8.3) и D_B (диаметр трубной доски из конструктивного расчёта) принимаются величины l_1 , l_2 , D_6 , σ_0 , $D_{\text{пр}}$, D_ϕ ;
- предварительно задаётся диаметр болтов (шпилек) d_6 и определяется их число Z путём деления длины окружности на шаг $Z = \frac{\pi \cdot D_6}{S_6}$, где $D_6 = D_{\text{пр}} + 2l_1$;
- уточняется диаметр болтов (см. форм. 8.31.);
- предварительно задаётся толщина фланца $h = (2 - 3) \cdot S$, определяются коэффициенты K_ϕ и ψ (см. форм. 8.33 и 8.34);
- по формуле 8.32 определяется действительная толщина фланца.

Если расчётная толщина фланца отличается от предварительно принятой более чем на 5 %, то расчёт повторяется, при этом коэффициенты K_ϕ и ψ определяются уже в соответствии с расчетной толщиной фланца.

8.8. Расчет толщины трубной доски в аппаратах нежёсткой конструкции

В аппаратах нежёсткой конструкции (рис. 8.12) толщина трубной доски определяется по формуле

$$S = \frac{D_6}{2} \cdot \sqrt{\frac{p \cdot \psi}{\sigma_{\text{из}} \cdot \varphi}} + C , \text{ см,} \quad (8.35)$$

где D_6 – диаметр по осям болтового соединения;

p – максимальное рабочее давление в трубном или межтрубном пространстве (при разных давлениях в трубах и межтрубном пространстве расчёт производится на большее давление), $\text{кг}/\text{см}^2$;

ψ – коэффициент закрепления трубной доски, принимаемый 0,5–0,6; $\sigma_{из}$ – допускаемое напряжение на изгиб материала трубной доски, кг/см²; С – поправка на коррозию, принимаемая 0,2–0,3 см; φ – коэффициент прочности трубной доски.

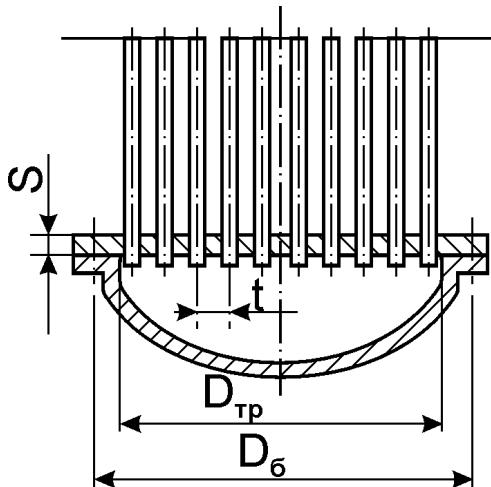


Рис. 8.12. К расчёту трубной доски

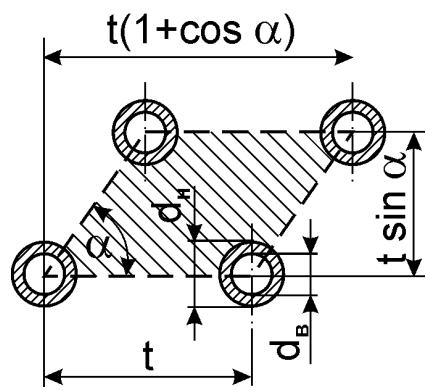


Рис. 8.13. К расчёту трубной доски на изгиб ромбического участка

Коэффициент прочности определяется из выражения

$$\varphi = \frac{D_6 - \sum d_o}{D_6} \quad , \quad (8.36)$$

где $d_o = 1,015 \cdot d_h$ – диаметр отверстия для труб в трубной доске; $\sum d_o = \vartheta \cdot d_o$ – сумма диаметров отверстий в трубной доске по диаметру трубной доски; ϑ – количество труб (число отверстий) по диаметру трубной доски, определяемое как D_{tp}/t .

Рассчитанная по формуле (8.35) толщина трубной доски S проверяется на изгиб ромбического участка (рис. 8.13) по выражению

$$\sigma_{из} \geq \frac{p}{3,6 \cdot \left(1 - 0,7 \cdot \frac{d_h}{t_{cp}} \right) \cdot t_{cp}} \quad , \quad (8.37)$$

где

$$t_{cp} = \frac{t \cdot \sin \alpha + t \cdot (1 + \cos \alpha)}{2} \quad . \quad (8.38)$$

Допускаемое напряжение на изгиб $\sigma_{из}$ для стальных трубных досок не должно превышать $1000 \text{ кг}/\text{см}^2$.

При расчёте аппаратов низкого давления следует учитывать напряжения, возникающие в трубных досках от массы трубок и массы рабочей среды, которые увеличивают расчётное значение p на величину

$$q = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D_B^2}, \text{ кг}/\text{см}^2, \quad (8.39)$$

где G – масса трубок вместе с рабочей средой, кг;
 D_B – внутренний диаметр аппарата, см.

8.9. Расчёт вертикальной неподвижной опоры

Опоры вертикальных теплообменных аппаратов выполняют обычно сварными из стальных листов и проката (рис. 8.14).

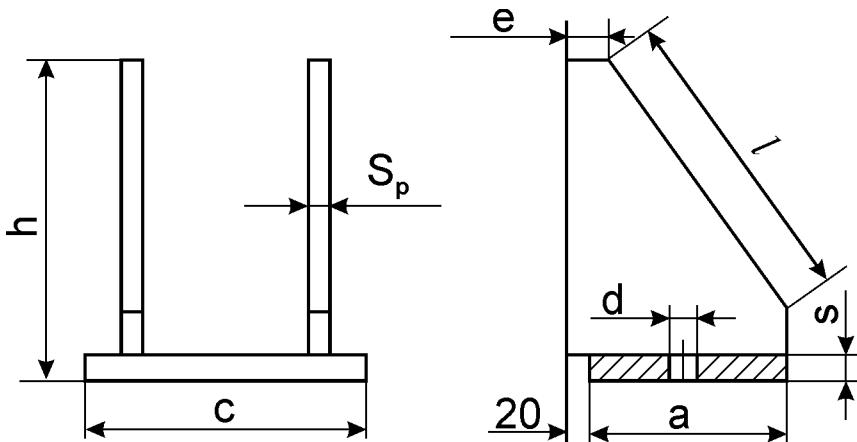


Рис. 8.14. Приварные опоры вертикального аппарата

Число опор – от двух до четырёх, их расчет производится по максимальной массе аппарата G_{\max} при заполнении его водой для проведения гидравлических испытаний.

Общая площадь всех опор F должна быть:

$$F \geq \frac{G_{\max}}{\sigma_{\text{фунд}}}, \text{ см}^2. \quad (8.40)$$

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{фунд}}$ в фундаментах из бетона принимают равным $20 \text{ кг}/\text{см}^2$, в фундаментах из кирпичной кладки они составят $7-8 \text{ кг}/\text{см}^2$.

Нагрузка, приходящаяся на одну из n опор

$$Q = \frac{G_{\max}}{n} . \quad (8.41)$$

Толщина ребра опоры рассчитывается по формуле

$$S_p = \frac{2,24 \cdot Q}{k \cdot m \cdot a \cdot \sigma_{\text{из}}} , \quad (8.42)$$

где m – число рёбер в опоре; a – вылет опоры; $\sigma_{\text{из}}$ – допускаемое напряжение на изгиб, принимаемое для стали не более 1000 кг/см^2 ; k – поправочный коэффициент.

Поправочный коэффициент k зависит от гибкости ребра по его гипотенузе; для определения k находят радиус инерции ребра:

$$r = 0,289 \cdot S_p , \text{ см} , \quad (8.43)$$

и гибкость его по гипотенузе

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{l}{0,289 \cdot S_p} . \quad (8.44)$$

Численное значение k определяют в зависимости от λ :

λ	0	25	50	75	100	125	150	175	200
k	1,0	0,95	0,89	0,77	0,61	0,45	0,33	0,25	0,2

Приведенный расчёт опоры производится в следующей последовательности: задаются коэффициентом k , числом рёбер в одной опоре m и вылетом опоры a , затем по формуле (8.42) определяют толщину ребра S_p ; по формуле (8.44) определяют гибкость ребра по гипотенузе λ ; по величине λ находят в таблице значение k , которое должно быть равно или превышать принятое в начале расчёта. При несовпадении расчёт повторяют.

Выводы

В разделе 8 представлена методика расчёта элементов и узлов теплообменников на прочность, приведены конструкционные материалы, их классификация и области их применения.

Вопросы для самоконтроля

1. В чём разница в методах расчёта по предельным напряжениям и предельным нагрузкам?
2. По каким характеристикам классифицируются стали?
3. Перечислите легирующие элементы.
4. Как различаются стали в зависимости от способа выплавки?
5. Какими буквами обозначаются основные легирующие элементы?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вы ознакомились с курсом «Тепломассообменное оборудование предприятий». Курс лекций знакомит с классификацией теплообменников, основными физическими свойствами теплоносителей, выбором оптимальных соотношений скоростей теплоносителей, этапами расчёта теплообменного оборудования и методами оценки энергетической эффективности. Предложенный материал включает в себя широкий спектр конструкций, сферу использования и основы расчёта теплообменников, применяемых в различных областях промышленности: рекуперативных (парожидкостных, жидкостно-жидкостных, газожидкостных, газо-газовых), регенеративных и смесительных.

Конечно, нельзя обнять необъятное. Поэтому для получения более глубоких знаний и практических навыков расчёта необходима самостоятельная работа.

После каждого раздела отмечены «основные вопросы», на которые следует обратить особое внимание.

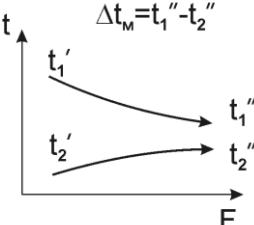
Значительная часть изложенного материала (особенно, расчётные критериальные уравнения) представляет собой эмпирические (т.е. опытные) зависимости. «Выучить» всё это невозможно, да и не нужно – надо их понять и научиться ими пользоваться, чтобы, столкнувшись с подобными вопросами на производстве, не испытывать особых проблем.

Ниже приводятся **тесты для самоконтроля**. На каждый вопрос приведены четыре ответа, при этом лишь один из них правильный.

Тесты

№ п/п	Вопросы	Ответы
1.	По <i>способу передачи теплоты</i> теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:	1. подогреватели, испарители, холодильники, калориферы, радиаторы 2. рекуперативные (поверхностные), регенеративные, смесительные (контактные) 3. парожидкостные, газожидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-газовые 4. высокотемпературные, среднетемпературные, криогенные, низкотемпературные
2.	По <i>характеру температурного режима</i> теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:	1. высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные, криогенные 2. подогреватели, испарители, холодильники, калориферы, радиаторы 3. с установившимся (стационарным) тепловым режимом, с неустановившимся (нестационарным) тепловым режимом 4. рекуперативные, регенеративные, смесительные
3.	Рабочий диапазон <i>среднетемпературных</i> процессов и установок составляет ...	1. до 200 °C 2. от 150 до 700 °C 2. выше 200 °C 3. ниже 300 °C
4.	<i>Идеальный</i> теплоноситель должен обладать следующими физическими свойствами:	1. низкая плотность, вязкость, теплопроводность, высокая теплоёмкость и теплота фазового перехода 2. высокая плотность, вязкость, теплота фазового перехода, низкая теплопроводность и теплоёмкость 3. низкая вязкость, теплопроводность, высокая теплоёмкость, плотность и теплота фазового перехода 4. высокая плотность, теплоёмкость, теплопроводность и теплота фазового перехода, низкая вязкость
5.	Скрытая теплота парообразования или конденсации – это ... Какая из формулировок <i>неверна</i> ?	1. количество теплоты, выделяющейся при конденсации 1 кг пара при данном давлении 2. количество теплоты, которое надо затратить, чтобы 1 кг кипящей воды при данном давлении превратить в пар 3. количество теплоты, которое выделяется при конденсации 1 кг пара или которое надо затратить, чтобы 1 кг кипящей воды превратить в пар при данном давлении 4. количество теплоты, которое надо затратить, чтобы 1 кг пара при данном давлении превратить в воду

6.	В системе СИ коэффициент тепло- передачи измеряется в ...	1. Вт/(м ² ·К) 2. Дж/(кг·К) 3. Вт/(м·К) 4. Дж/(м ² ·К)
7.	В рекуперативных аппаратах передача теплоты происходит ...	1. периодически (циклически) в результате соприкосновения греющей среды с насадкой, которая аккумулирует тепло и отдаёт его нагреваемой среде 2. при непосредственном соприкосновении греющей и нагреваемой рабочих сред на поверхности насадки 3. при непосредственном перемешивании греющей и нагреваемой рабочих сред в объёме аппарата 4. непрерывно во времени через разделяющую твёрдую стенку
8.	Коэффициент теплоотдачи от газового потока к стенке в рабочем диапазоне скоростей составляет величину ...	1. 2–10 Вт/(м ² ·°C) 2. 100–1000 Вт/(м ² ·°C) 3. 10–100 Вт/(м ² ·°C) 4. 1000–20000 Вт/(м ² ·°C)
9.	Целью прямого теплового расчёта является определение ...	1. поверхности нагрева теплообменника 2. температурного напора 3. коэффициента теплопередачи 4. тепловой производительности
10.	Из уравнения теплового баланса $G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')$ обычно определяют ...	1. температурный напор 2. коэффициент теплопередачи 3. расход греющей или нагреваемой среды или одну из неизвестных температур теплоносителей 4. термическое сопротивление
11.	В расчётной формуле $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ для определения коэффициента тепло- передачи λ – это ...	1. теплопроводность греющей среды 2. теплопроводность материала стенки 3. теплопроводность нагреваемой среды 4. теплопроводность накипи
12.	Направление движения теплоносите- лей в пароводяном теплообменнике <i>не влияет</i> на величину температурного напора, потому что ...	1. водяной эквивалент одного из теплоно- сителей значительно больше другого 2. скорость воды значительно ниже скоро- сти пара 3. температура пара при конденсации не изменяется 4. коэффициенты теплоотдачи с обеих сто- рон – величины одного порядка

13.	<p>График температурного напора</p> $\Delta t_6 = t_1' - t_2'$ $\Delta t_m = t_1'' - t_2''$  <p>соответствует теплообменнику...</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. с прямоточной схемой движения теплоносителей 2. с противоточной схемой движения теплоносителей 3. с перекрёстным током 4. с фазовым превращением одного из теплоносителей
14.	<p>Среднелогарифмический температурный напор рассчитывается по формуле</p> <p>...</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}$ 2. $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}$ 3. $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)}$ 4. $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2}$
15.	<p>В каких теплообменниках коэффициент теплопередачи практически равен коэффициенту теплоотдачи с одной из сторон $k = \alpha_r$?</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. в газо-газовых 2. в газожидкостных 3. в парожидкостных 4. в жидкостно-жидкостных
16.	<p>Средний температурный напор можно рассчитывать как среднеарифметический, если ...</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. $\Delta t_m / \Delta t_6 \leq 0,5$ 2. Δt_m значительно меньше, чем Δt_6 3. $\Delta t_m / \Delta t_6$ стремится к нулю 4. $\Delta t_m / \Delta t_6 \geq 0,6$
17.	<p>Основное преимущество противоточной схемы движения теплоносителей по сравнению с прямоточной – ...</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. температура нагреваемой среды на выходе из теплообменника стремится к температуре греющей среды на выходе 2. упрощённая формула для расчёта температурного напора 3. температура нагреваемой среды на выходе из теплообменника может превышать температуру греющей среды на выходе 4. для определения Δt_6 и Δt_m нет необходимости строить температурный график

18.	<p>При расчёте газо-газовых теплообменников можно воспользоваться упрощённой формулой определения коэффициента теплопередачи</p> $k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ потому что ...}$	<ol style="list-style-type: none"> коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон – величины одного порядка термическое сопротивление теплопроводности стенки значительно ниже термического сопротивления теплоотдачи и им можно пренебречь термическое сопротивление теплоотдачи значительно ниже термического сопротивления теплопроводности стенки коэффициенты теплоотдачи со стороны газов очень велики
19.	<p>Целью <i>поверочного теплового</i> расчёта теплообменника является определение ...</p>	<ol style="list-style-type: none"> поверхности нагрева при известных начальных параметрах теплоносителей конструктивных характеристик теплообменника тепловой нагрузки и конечных температур теплоносителей при известных начальных параметрах, поверхности нагрева и конструкции мощности насоса (вентилятора)
20.	Основной закон <i>теплопроводности</i> :	<ol style="list-style-type: none"> закон Стефана-Больцмана $E = \sigma \cdot T^4$ закон Фика $j = -D \cdot \nabla C$ закон Фурье $q = -\lambda \cdot \nabla t$ закон Ньютона-Рихмана $q = a(t_n - t_{ct})$
21.	<p>Потери напора на <i>трение</i> определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:</p>	<ol style="list-style-type: none"> $\Delta P_{tr} = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$ $\Delta P_{tr} = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$ $\Delta P_{tr} = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho^2 \cdot W}{2}$ $\Delta P_{tr} = \xi \cdot \frac{d}{l} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}$
22.	<p>Целью <i>гидравлического (аэродинамического)</i> расчёта является определение ...</p>	<ol style="list-style-type: none"> потерь напора при движении теплоносителей и затрат мощности на преодоление сопротивления поверхности нагрева расхода теплоносителей оптимальных скоростей теплоносителей
23.	<p>В <i>автомодельной области</i> коэффициент сопротивления трению ...</p>	<ol style="list-style-type: none"> увеличивается с ростом критерия Рейнольдса уменьшается с увеличением критерия Рейнольдса зависит только от шероховатости поверхности и не зависит от критерия Рейнольдса не зависит ни от критерия Рейнольдса, ни от шероховатости поверхности

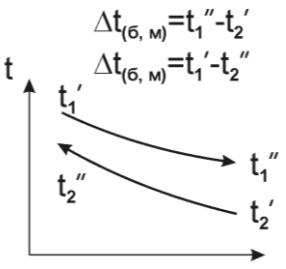
24.	Затраты мощности на преодоление сопротивления определяются по формуле:	$1. N = \frac{G \cdot \rho}{\Delta P_o \cdot \eta}$ $2. N = \frac{G \cdot \Delta P_o}{\rho \cdot \eta}$ $3. N = \frac{\Delta P_o}{\rho \cdot \eta}$ $4. N = \frac{\rho \cdot \Delta P_o}{G \cdot \eta}$
25.	Эффективность работы теплообменных аппаратов <i>снижается</i> в результате ...	<ol style="list-style-type: none"> снижения давления теплоносителей применения теплоносителей с высокими теплофизическими свойствами использования материала стенки с высоким коэффициентом теплопроводности повышения температурного напора
26.	В <i>газожидкостных</i> теплообменниках повышение тепловой эффективности достигается за счёт ...	<ol style="list-style-type: none"> увеличения скорости жидкости оребрения со стороны жидкости увеличения давления жидкости оребрения со стороны газа
27.	В схеме установки регенеративных подогревателей питательной воды на ТЭЦ <i>подогреватели низкого давления</i> (ПНД) работают под напором конденсатного насоса, создающего давление воды ...	<ol style="list-style-type: none"> более 60 кг/см² не выше 16 кг/см² более 60 кг/см² менее 6 кг/см²
28.	В парожидкостных аппаратах <i>жёсткой</i> конструкции ...	<ol style="list-style-type: none"> в межтрубном пространстве устанавливаются перегородки трубные доски крепятся к корпусу аппарата одна из трубных досок крепится к корпусу аппарата одна из трубных досок заменена гибкой трубной системой
29.	Трубный пучок в подогревателях сетевой воды изготавливается из ...	<ol style="list-style-type: none"> меди композиционных материалов латуни или стали жаропрочной стали

30.	При давлении воды выше 90 кг/см ² регенеративные подогреватели питательной воды выполняются без трубных досок, а в качестве поверхности нагрева используются многовитковые спирали, потому что ...	1. прямые трубы не выдерживают нагрузки 2. толщина трубной доски увеличивается до недопустимых размеров 3. U-образные трубы не выдерживают формы 4. верхняя трубная доска не выдерживает нагрузки
31.	При выполнении прямого теплового расчёта парожидкостного теплообменника <i>неизвестна</i> следующая величина:	1. параметры греющего пара (давление или температура) 2. расход пара 3. расход нагреваемой жидкости 4. начальная и конечная температура жидкости
32.	В регенеративных подогревателях питательной воды низкого давления <i>ПНД</i> давление греющего пара принимается, как правило, с таким расчётом, чтобы температура его насыщения превышала температуру воды на выходе на ...	1. 20 – 40 °C 2. 5 – 10 °C 3. 30 – 50 °C 4. 40 – 60 °C
33.	В формуле Нуссельта $\alpha_i = C \cdot 4 \sqrt{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu} \cdot \frac{4\sqrt{r}}{\sqrt[4]{L \cdot (t_h - t_c)}}}$ для расчёта коэффициента теплоотдачи при плёночной конденсации водяного пара параметр λ – это ...	1. теплопроводность материала стенки 2. теплопроводность пара 3. теплопроводность воды при температуре плёнки конденсата 4. теплопроводность воды при средней температуре воды в теплообменнике
34.	Методика Лабунцова, в отличие от методики Нуссельта, для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара на <i>длинных вертикальных трубах</i> ...	1. учитывает переменность физических параметров стекающей плёнки конденсата и характер её движения вдоль стенки 2. учитывает скорость пара, обтекающего поверхность нагрева 3. не учитывает характер течения плёнки конденсата 4. не учитывает параметры стекающей плёнки конденсата
35.	Как изменится коэффициент теплоотдачи при движении жидкости внутри трубы в соответствии с формулой Михеева $\alpha = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_b} \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_c}\right)^{0,25},$ если при постоянной скорости диаметр канала уменьшить в 2 раза?	1. увеличится в 2 раза 2. уменьшится 2 раза 3. увеличится в $2^{0,2}$ раза 4. увеличится в $2^{1,8}$ раза

36.	При определении коэффициента теплоотдачи при движении жидкости внутри <i>изогнутых труб</i> в расчётную формулу вносится поправка на центробежный эффект в виде сомножителя ..., где R – радиус закругления	1. $\mathcal{E}_R = 1 - 1,77 \cdot \frac{d_b}{R}$ 2. $\mathcal{E}_R = 1,77 \cdot \frac{d_b}{R}$ 3. $\mathcal{E}_R = 1 + 1,77 \cdot \frac{R}{d_b}$ 4. $\mathcal{E}_R = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_b}{R}$
37.	Потери напора на трение в трубках <i>не зависят</i> от ...	1. резкого поворота 2. диаметра трубок 3. длины трубы 4. скорости среды
38.	Как изменятся потери напора в теплообменнике, если скорость среды увеличить в 2 раза?	1. уменьшатся почти в 4 раза 2. увеличатся почти в 4 раза 3. увеличатся почти в 2 раза 4. не изменятся
39.	Допустимое давление воды в теплообменниках типа «труба в трубе» ...	1. менее 4 кг/см^2 2. 15 кг/см^2 3. $5 \div 6 \text{ кг/см}^2$ 4. 25 кг/см^2
40.	Эквивалентный диаметр каналов <i>некруглого сечения</i> определяется по формуле:	1. $d_e = \frac{f_{\text{пр.с}}}{4\pi}$ 2. $d_e = \frac{4 \cdot \pi}{f_{\text{пр.с}}}$ 3. $d_e = \frac{4 \cdot f_{\text{пр.с}}}{\pi}$ 4. $d_e = \frac{\pi}{4 \cdot f_{\text{пр.с}}}$
41.	Какой из нижеперечисленных теплоносителей обладает <i>наибольшей</i> теплопроводностью?	1. воздух 2. дымовые газы 2. вода 4. перегретый пар
42.	Какой из критериев подобия определяет режим движения потока?	1. Нуссельт Nu 2. Грасгоф Gr 3. Пекле Pe 4. Рейнольдс Re
43.	Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{\text{тр}}$ определяется ...	1. конструкцией теплообменника 2. числом ходов 3. материалом трубок 4. давлением рабочей среды

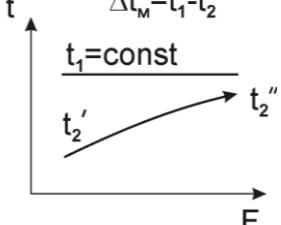
44.	Степень оребрения поверхности теплообмена характеризуется <i>коэффициентом оребрения</i> , который представляет собой отношение ...	1. полной поверхности оребрённой трубы к поверхности гладкой трубы 2. поверхности рёбер к полной поверхности оребрённой трубы 3. поверхности рёбер к поверхности гладкой трубы 4. полной поверхности оребрённой трубы к поверхности рёбер
45.	Какой тип поверхности нагрева из нижеперечисленных характеризуется наивысшим <i>коэффициентом компактности</i> ?	1. гладкие трубы 2. чугунные трубы с квадратными рёбрами 3. чугунные трубы с круглыми рёбрами 4. круглые трубы с ленточным оребрением
46.	Какой из параметров является универсальной характеристикой <i>тепловой эффективности</i> теплообменных аппаратов?	1. затраты мощности на преодоление сопротивления 2. площадь поверхности нагрева 3. коэффициент теплопередачи 4. энергетический коэффициент
47.	Как изменится скорость воды, если при постоянном расходе диаметр трубопровода уменьшится в 2 раза?	1. уменьшится в 2 раза 2. увеличится в 2 раза 3. уменьшится в 4 раза 4. увеличится в 4 раза
48.	Примером <i>контактного (смесительного)</i> теплообменника является ...	1. поверхностный пароохладитель 2. впрыскивающий пароохладитель 3. пароперегреватель 4. паровой калорифер
49.	Наибольшей теплопроводностью среди нижеперечисленных материалов обладает ...	1. углеродистая сталь 2. нержавеющая сталь 3. стекло 4. латунь
50.	При сверхкритических параметрах пара вторая ступень пароперегревателя, как правило, выполняется в виде прямотока, чтобы ...	1. снизить температуру перегретого пара 2. избежать высокотемпературной коррозии 3. избежать перегрева труб пароперегревателя на входе дымовых газов 4. уменьшить необходимую поверхность нагрева
51.	По <i>роду применяемых теплоносителей</i> теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:	1. подогреватели, испарители, холодильники, калориферы, радиаторы 2. парожидкостные, газожидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-газовые 3. рекуперативные (поверхностные), регенеративные, смесительные (контактные) 4. высокотемпературные, среднетемпературные, криогенные, низкотемпературные

52.	По <i>температурному уровню</i> теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:	1. высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные, криогенные 2. подогреватели, испарители, холодильники, калориферы, радиаторы 3. с установившимся (стационарным) тепловым режимом, с неустановившимся (нестационарным) тепловым режимом 4. прямоточные, противоточные, с перекрёстным и смешанным током
53.	Рабочий температурный диапазон <i>криогенных</i> процессов и установок ...	1. не выше 100 °C 2. ниже 0 °C 3. ниже минус 150 °C 4. от 0 до 100 °C
54.	В <i>рекуперативных</i> аппаратах передача теплоты происходит ...	1. при непосредственном соприкосновении греющей и нагреваемой рабочих сред на поверхности насадки 2. непрерывно во времени через разделяющую твёрдую стенку 3. при непосредственном перемешивании греющей и нагреваемой рабочих сред в объёме аппарата 4. периодически (циклически) в результате соприкосновения греющей среды с насадкой, которая аккумулирует тепло и отдаёт его нагреваемой среде
55.	В системе СИ теплопроводность измеряется в ...	1. Вт/(м·К) 2. Вт/(м ² ·К) 3. Дж/(м·К) 4. Дж/(кг·К)
56.	Коэффициент теплоотдачи от <i>воды</i> к стенке в рабочем диапазоне скоростей составляет величину ...	1. 10–100 Вт/(м ² ·°C) 2. не выше 1000 Вт/(м ² ·°C) 3. 1000–15000 Вт/(м ² ·°C) 4. 100–1000 Вт/(м ² ·°C)
57.	В расчётной формуле $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ для определения коэффициента теплоизменения $\frac{\delta}{\lambda}$ – это ...	1. термическое сопротивление теплоотдачи со стороны греющей среды 2. термическое сопротивление теплопроводности стенки 3. термическое сопротивление теплоотдачи со стороны нагреваемой среды 4. теплопроводность стенки

58.	Направление движения теплоносителей в теплообменнике <i>не влияет</i> на величину температурного напора, если ...	1. скорости теплоносителей равны 2. водяной эквивалент одного из теплоносителей значительно выше другого 3. скорости теплоносителей значительно отличаются друг от друга 4. коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон – величины одного порядка
59.	График температурного напора  соответствует теплообменнику...	1. с фазовым превращением одного из теплоносителей 2. с прямоточной схемой движения теплоносителей 3. с противоточной схемой движения теплоносителей 3. с перекрёстным током
60.	Произведение расхода теплоносителя на теплоёмкость $G \cdot C_p$ называется ...	1. теплопроизводительностью 2. водяным эквивалентом 3. термическим сопротивлением 4. тепловой эффективностью
61.	Коэффициент теплопередачи в газожидкостных теплообменниках практически равен коэффициенту теплоотдачи с газовой стороны $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}}} = \alpha_e$, потому что ...	1. можно пренебречь термическим сопротивлением теплопроводности стенки и теплоотдачи со стороны жидкости 2. коэффициенты теплоотдачи – величины одного порядка 3. термическое сопротивление со стороны газа ничтожно мало 4. можно пренебречь термическим сопротивлением теплопроводности стенки
62.	Средний температурный напор нужно рассчитывать как <i>среднелогарифмический</i> , если ...	1. $\Delta t_m / \Delta t_b \geq 0,8$ 2. $\Delta t_m / \Delta t_b < 0,6$ 3. $\Delta t_m = \Delta t_b$ 4. $\Delta t_m / \Delta t_b$ стремится к единице
63.	Одно из преимуществ <i>противоточной</i> схемы движения теплоносителей по сравнению с <i>прямоточной</i> – ...	1. для определения Δt_b и Δt_m нет необходимости строить температурный график 2. упрощается формула для расчёта температурного напора 3. более высокий температурный напор при одинаковых исходных данных 4. температурный напор можно рассчитывать как <i>среднеарифметический</i>
64.	Основной закон лучистого теплообмена:	1. закон Ньютона-Рихмана $q = \alpha(t_n - t_{ct})$ 2. закон Стефана-Больцмана $E = \sigma \cdot T^4$ 3. закон Фика $j = -D \cdot \nabla C$ 4. закон Фурье $q = -\lambda \cdot \nabla t$

65.	Потери напора на <i>местные сопротивления</i> определяются по формуле:	$1. \Delta P_m = \xi \cdot \frac{d}{1} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$ $2. \Delta P_m = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho^2 \cdot w}{2}$ $3. \Delta P_m = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$ $4. \Delta P_m = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$
66.	Эффективность работы теплообменных аппаратов <i>снижается</i> в результате ...	<ol style="list-style-type: none"> 1. увеличения давления теплоносителей 2. использования материала стенки с высоким коэффициентом теплопроводности 3. повышения температурного напора 4. увеличения толщины стенки
67.	В теплообменниках <i>с резко отличающимися коэффициентами теплоотдачи</i> повышение тепловой эффективности достигается посредством ...	<ol style="list-style-type: none"> 1. снижения скорости теплоносителей 2. оребрения со стороны теплоносителя с малым коэффициентом теплоотдачи 3. снижения давления теплоносителей 4. оребрения со стороны теплоносителя с высоким коэффициентом теплоотдачи
68.	В схеме установки регенеративных подогревателей питательной воды на ТЭЦ <i>подогреватели высокого давления (ПВД)</i> работают под напором питательного насоса, создающего давление воды ...	<ol style="list-style-type: none"> 1. более 6 кг/см² 2. более 16 кг/см² 3. более 60 кг/см² 4. выше атмосферного
69.	В парожидкостных аппаратах <i>нежёсткой</i> конструкции ...	<ol style="list-style-type: none"> 1. трубные доски крепятся к корпусу аппарата 2. одна из трубных досок не связана с корпусом аппарата или заменена гибкой трубной системой 3. в межтрубном пространстве устанавливаются перегородки 4. трубная система изготавливается из гибких труб
70.	Трубная система <i>подогревателей высокого давления (ПВД)</i> со спиральными трубками изготавливается из ...	<ol style="list-style-type: none"> 1. меди 2. латуни 3. стали 4. алюминия
71.	Из уравнения теплового баланса подогревателя сетевой воды при проведении прямого теплового расчёта определяется ...	<ol style="list-style-type: none"> 1. расход сетевой воды 2. температура воды на входе 3. расход греющего пара 4. температура воды на выходе

72.	В регенеративных подогревателях питательной воды <i>высокого давления</i> величина недогрева жидкости, как правило, принимается в диапазоне ...	1. 5 – 10 °C 2. 15 – 25 °C 3. 25 – 50 °C 4. 40 – 60 °C
73.	Коэффициент теплоотдачи при плёночной конденсации водяного пара определяется по формуле Нуссельта $\alpha_1 = C \cdot 4 \sqrt{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu}} \cdot \frac{4\sqrt{r}}{\sqrt[4]{L \cdot (t_h - t_c)}},$ где ρ, λ, μ – это параметры ...	1. греющего пара 2. нагреваемой воды 3. плёнки конденсата 4. материала стенки
74.	Как изменится коэффициент теплоотдачи при движении жидкости внутри трубы в соответствии с формулой Михеева $\alpha = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_b} \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_c}\right)^{0,25},$ если скорость увеличится в 2 раза?	1. не изменится 2. увеличится в 2 раза 3. увеличится в $2^{0,8}$ раза 4. уменьшится в $2^{0,2}$ раза
75.	Какой из нижеперечисленных теплоносителей обладает <i>наименьшей</i> теплопроводностью?	1. турбинное масло 2. трансформаторное масло 3. вода 4. воздух
76.	Как изменится скорость воды, если при постоянном расходе диаметр трубопровода увеличится в 2 раза?	1. уменьшится в 4 раза 2. увеличится в 2 раза 3. уменьшится в 2 раза 4. увеличится в 4 раза
77.	Расположите материалы в порядке возрастания коэффициента теплопроводности:	1. алюминий – сталь – медь – латунь 2. медь – алюминий – латунь – сталь 3. латунь – сталь – медь – алюминий 4. сталь – латунь – алюминий – медь
78.	Недостаток <i>насадочного скруббера</i> по сравнению с полым (безнасадочным):	1. низкая компактность 2. большее гидравлическое сопротивление 3. узкий рабочий диапазон 4. низкий КПД
79.	Примером <i>газо-газового теплообменника</i> является ...	1. экономайзер 2. пароохладитель 3. котельный воздухоподогреватель 4. деаэратор
80.	Количество тепла, передаваемого в единицу времени через единицу поверхности при разности температур в 1 °C (1 K) – это ...	1. коэффициент теплоотдачи 2. коэффициент теплопередачи 3. коэффициент теплопроводности 4. теплоёмкость
81.	В <i>газожидкостных</i> теплообменниках повышение тепловой эффективности достигается за счёт ...	1. увеличения давления жидкости 2. увеличения скорости жидкости 3. оребрения со стороны жидкости 4. оребрения со стороны газа

82.	Потери напора на трение в трубках <i>не зависят</i> от ...	1. диаметра трубок 2. изгиба трубок 3. длины трубы 4. скорости среды
83.	График температурного напора $\Delta t_o = t_1 - t_2'$ $\Delta t_m = t_1 - t_2''$  <p>соответствует теплообменнику...</p>	1. с фазовым превращением одного из теплоносителей 2. с противоточной схемой движения теплоносителей 3. с прямоточной схемой движения теплоносителей 4. с перекрёстным током
84.	По <i>направлению и характеру движения рабочих сред</i> теплообменные аппараты классифицируются следующим образом:	1. подогреватели, испарители, холодильники, калориферы, радиаторы 2. парожидкостные, газожидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-газовые 3. прямоточные, противоточные, с перекрёстным и смешанным током, однопоточные и многопоточные 4. рекуперативные, регенеративные, смесительные
85.	К высокотемпературному тепломассообменному оборудованию относятся установки с рабочим диапазоном температур ...	1. от 150 до 700 °C 2. свыше 200 °C 3. от 200 до 1000 °C 4. от 400 до 2000 °C
86.	Основной закон конвективного теплообмена:	1. закон Фурье $q = -\lambda \cdot \text{grad}t$ 2. закон Стефана-Больцмана $E = \sigma \cdot T^4$ 3. закон Фика $j = -D \cdot \text{grad}C$ 4. закон Ньютона-Рихмана $q = \alpha(t_{\text{п}} - t_{\text{ст}})$
87.	В системе СИ коэффициент теплоотдачи измеряется в ...	1. Дж/(кг·К) 2. Вт/(м·К) 3. Вт/(м ² ·К) 4. Дж/(м·К)
88.	В смесительных теплообменных аппаратах передача теплоты происходит ...	1. при непосредственном соприкосновении (перемешивании) греющей и нагреваемой рабочих сред либо на поверхности насадки, либо в объёме аппарата 2. непрерывно во времени через разделяющую твёрдую стенку 3. периодически в результате обтекания рабочими средами выпукло-вогнутой поверхности 4. периодически (циклически) в результате соприкосновения греющей среды с насадкой, которая аккумулирует тепло и отдаёт его нагреваемой среде

89.	Коэффициент теплоотдачи при плёночной конденсации водяного пара обычно находится в пределах ...	1. 10–100 Вт/(м ² ·°C) 2. не выше 1000 Вт/(м ² ·°C) 3. 100–1000 Вт/(м ² ·°C) 4. 3000–15000 Вт/(м ² ·°C)
90.	В расчётной формуле $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ для определения коэффициента теплопередачи $\frac{1}{\alpha_1}$ – это ...	1. термическое сопротивление теплоотдачи со стороны греющей среды 2. термическое сопротивление теплоотдачи со стороны нагреваемой среды 3. термическое сопротивление теплопроводности стенки 4. термическое сопротивление слоя накипи
91.	Направление движения теплоносителей в теплообменнике не влияет на величину температурного напора, если ...	1. температура одного из теплоносителей постоянна 2. скорости теплоносителей равны 3. скорости теплоносителей значительно отличаются друг от друга 4. коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон – величины одного порядка
92.	Расчётный коэффициент теплопередачи в водяном экономайзере практически равен коэффициенту теплоотдачи со стороны дымовых газов $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ж}}}$, потому что ...	1. коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов значительно выше, чем со стороны воды 2. коэффициенты теплоотдачи с обеих сторон – величины одного порядка 3. можно пренебречь термическим сопротивлением теплопроводности стенки и теплоотдачи со стороны воды 4. термическое сопротивление со стороны дымовых газов ничтожно мало
93.	Средний температурный напор нельзя рассчитывать как среднелогарифмический, если ...	1. $\Delta t_m / \Delta t_b = 0,3 \div 0,7$ 2. Δt_m значительно меньше, чем Δt_b 3. $\Delta t_m = \Delta t_b$ 4. $\Delta t_m / \Delta t_b$ стремится к нулю
94.	В каких теплообменниках при расчёте коэффициента теплопередачи можно пренебречь термическим сопротивлением теплопроводности стенки и получить упрощённую расчётную формулу $k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$?	1. в газо-газовых 2. в газожидкостных 3. в парожидкостных 4. в жидкостно-жидкостных

95.	Эффективность работы теплообменных аппаратов снижается в результате ...	1. увеличения скорости теплоносителей 2. уменьшения геометрических размеров каналов 3. снижения скорости теплоносителей 4. повышения давления теплоносителей
96.	В схеме установки регенеративных подогревателей питательной воды на ТЭЦ подогреватели среднего давления (ПСД) работают под напором питательного насоса, создающего давление воды ...	1. менее 16 кг/см ² 2. от 16 до 60 кг/см ² 3. более 60 кг/см ² 4. от 6 до 16 кг/см ²
97.	В парожидкостных аппаратах с плавающей водяной камерой ...	1. трубные доски крепятся к корпусу аппарата 2. в межтрубном пространстве устанавливаются перегородки 3. одна из трубных досок не связана с корпусом аппарата или заменена гибкой трубной системой 4. трубная система изготавливается из гибких труб
98.	Аппараты жёсткой конструкции применяются ...	1. при давлениях рабочих сред до 16 кг/см ² 2. при давлениях рабочих сред до 10 кг/см ² и разности температур между корпусом и трубным пучком не более 50 °С 3. при разности температур между корпусом и трубным пучком более 50 °С 4. при давлениях рабочих сред более 10 кг/см ²
99.	Примером рекуперативного газо-жидкостного теплообменника является ...	1. экономайзер 2. пароохладитель 3. воздухоподогреватель 4. деаэратор
100.	Расположите материалы в порядке убывания коэффициента теплопроводности:	1. латунь – сталь – медь – алюминий 2. сталь – латунь – алюминий – медь 3. алюминий – сталь – медь – латунь 4. медь – алюминий – латунь – сталь
101.	Количество теплоты, которое необходимо затратить, чтобы 1 кг вещества нагреть на 1 °С (1 К) – это ...	1. коэффициент теплопередачи 2. теплоёмкость 3. коэффициент теплопроводности 4. коэффициент температуропроводности
102.	Скрытая теплота парообразования (конденсации) г ...	1. уменьшается с увеличением давления пара 2. увеличивается при возрастании давления пара 3. не зависит от давления пара 4. зависит от скорости истечения пара

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коваленко Л. М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.
2. Барановский Н.В, Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 288 с.
3. Лебедев П.Д., Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. М.: Энергия, 1970. 408 с.
4. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Данилов О.Л. и др. /Под ред. Бакластова А.М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. М.: Энергоатомиздат, 1986. 328 с.
5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981. 416 с.
6. Кузнецов Н.В. Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. М.–Л.: Госэнергоиздат, 1958. 172 с.
7. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.–Л.: Энергия, 1966. 184 с.
8. Антуфьев В.М., Гусев Е.К., Ивахненко В.В. и др. Теплообменные аппараты из профильных листов. Л.: Энергия, 1972. 128 с.
9. Мовсесян В.Л., Мурзич А.Ф., Иванов А.Н. Профильно–пластинчатые теплообменники. СПб: «РИД», 2002. 320 с.
10. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
11. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ Под общей ред. Григорьева В.А., Зорина В.М. М.: Энергоатомиздат, 1983. 552 с.
12. Марушкин В.М., Иващенко С.С., Вакуленко Б.Ф. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1985. 136 с.
13. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1980. 424 с.
14. Роддатис К.Ф., Полтарецкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности. М.: Энергоатомиздат, 1989. 488 с.
15. Никитина Н.К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1983. 176 с.
16. Шляхин П.Н. и Бершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. М.–Л.: Госэнергоиздат, 1961. 128 с.
17. Краснощеков Е.А, Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. М.: Энергия, 1980. 288 с.

18. Кунтыш В.Б., Бессонный А.Н. и др. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
19. Пермяков В.А., Левин Е.С., Дивова Г.В. Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. Л.: Энергоатомиздат, 1983. 176 с.
20. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Парогенераторы промышленных предприятий. М.: Энергия, 1978. 336 с.
21. Голубков Б.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. М.: Энергоиздат, 1982. 232 с.
22. Богданов Е.С., Мелехов В.И., Кунтыш В.Б. и др./ Под ред. Богданова Е.С. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер. М.: Экология, 1993. 352 с.
23. Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
24. Добряков Т.С., Мигай В.К., Назаренко В.С. и др. Воздухоподогреватели котельных установок. Л.: Энергия, 1977. 184 с.
25. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
26. Жучков П.А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве. М.: Лесная промышленность, 1978. 408 с.
27. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. М.: Энергия, 1972. 320 с.
28. Пермяков В.А. и др. Расчет и проектирование термических деаэраторов. РТМ 108 030. 21-78. НПО ЦКТИ, Л., 1979.
29. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. М.: Недра, 1970.
30. ОСТ 108 081. 02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность.
31. Антиайн П.А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. М.: Энергия, 1980.
32. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник. /Под общей ред. Григорьева В.А., Зорина В.М. М.: Энергоатомиздат, 1982. 624 с.
33. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. М.: Энергия, 1970. 340 с.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВВП – водо-водяной подогреватель
ГТУ – газотурбинная установка
ДКВР – котёл двухбарабанный водотрубный реконструированный
КПД – коэффициент полезного действия
ЛМЗ – Ленинградский металлический завод
ЛТИ ЦБП – Ленинградский технологический институт целлюлозно-бумажной промышленности
Н – насос
обр – обратный трубопровод сетевой воды
ПВД – подогреватель высокого давления
ПНД – подогреватель низкого давления
пр – прямой трубопровод сетевой воды
РВП – регенеративный воздухоподогреватель
РОУ – редукционно-охладительная установка
СПбГТУРП – Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров
ТВО – теплообменник воздушного охлаждения
ТУ – теплоуловитель
ТЭЦ – теплоэлектроцентраль
ЦБП – целлюлозно-бумажная промышленность
ЦКТИ – Центральный котлотурбинный институт им. И.И.Ползунова

Оглавление

Предисловие	3
Введение	4
Глава 1. Назначение и общие принципы проектирования теплообменных установок	
1.1. Классификация	5
1.2. Теплоносители и их физические свойства	8
1.3. Выбор скоростей теплоносителей	11
1.4. Этапы расчета теплообменных аппаратов	14
1.5. Методы оценки и некоторые способы повышения энергетической эффективности поверхностей теплообмена	21
1.6. Способы повышения тепловой эффективности установок	24
Глава 2. Рекуперативные парожидкостные теплообменные аппараты	
2.1. Области применения	28
2.2. Конструкции	30
2.3. Тепловой расчет	41
2.4. Конструктивный расчет	47
2.5. Гидравлический расчет	51
Глава 3. Рекуперативные жидкостно-жидкостные теплообменные аппараты	
3.1. Области применения	54
3.2. Конструкции	56
3.3. Тепловой расчет	69
3.4. Конструктивный расчет	74
3.5. Гидравлический расчет	83
Глава 4. Рекуперативные газожидкостные теплообменные аппараты	
4.1. Области применения и конструктивные особенности	86
4.2. Конструкции	88
4.3. Тепловой расчет	92
4.4. Конструктивный расчет	94
4.5. Гидравлический расчет	95

Глава 5. Рекуперативные газо-газовые теплообменные аппараты	97
5.1. Области применения	97
5.2. Конструкции.....	99
5.3. Тепловой расчет	107
5.4. Конструктивный расчет	112
5.5. Аэродинамический расчет	115
Глава 6. Регенеративные теплообменные аппараты.....	118
6.1. Области применения и конструкции	118
6.2. Расчет аппаратов с неподвижной насадкой	120
6.3. Расчет аппаратов с движущейся насадкой.....	124
Глава 7. Смесительные теплообменные аппараты	127
7.1. Области применения и конструкции	127
7.2. Расчет скруббера без насадки.....	129
7.3. Расчет скруббера с насадкой	131
7.4. Расчет деаэратора.....	133
Глава 8. Расчет на прочность элементов теплообменного оборудования	137
8.1. Материалы и области их применения	137
8.2. Расчет цилиндрических обечаек	144
8.3. Расчет выпуклых крышечек и днищ.....	146
8.4. Расчет конических днищ, крышечек и переходов	149
8.5. Расчет плоских крышечек и днищ	150
8.6. Расчет прямоугольных камер	153
8.7. Расчет болтов и шпилек фланцевого соединения	156
8.8. Расчет толщины трубной доски в аппаратах нежесткой конструкции.....	159
8.9. Расчет вертикальной неподвижной опоры	161
Заключение	164
Тесты	165
Библиографический список.....	180
Список сокращений и условных обозначений	182
Оглавление	183