

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**
Белгородский государственный технологический университет
им. В. Г. Шухова
Белгородский инженерно-экономический институт

В. В. Губарева

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРУБЧАТЫХ
РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛОБМЕННЫХ
АППАРАТОВ**

Учебное пособие



**Белгород
2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Белгородский государственный технологический университет
им. В. Г. Шухова
Белгородский инженерно-экономический институт

В. В. Губарева

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРУБЧАТЫХ
РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ
АППАРАТОВ**

*Утверждено ученым советом университета
в качестве учебного пособия
для студентов направления бакалавриата
140100 – Теплоэнергетика и теплотехника
профилей подготовки "Энергетика теплотехнологии"
и "Энергообеспечение предприятий"*

Белгород
2014

УДК 666.1.032 (075)
ББК 35.41 я 73
Г 93

Рецензенты:

Кандидат технических наук, профессор Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова *Л.Х. Загороднюк*
Кандидат технических наук, эксперт-энергоаудитор ООО «Энергоэффективность и энергосбережение» *О.А. Рязанцев*

Губарева В. В.

Г93 Проектирование трубчатых рекуперативных теплообменных аппаратов: учеб. пособие: /В.В. Губарева. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2014. – 59 с.

В учебном пособии представлены конструкции рекуперативных теплообменных установок, приведена методика расчета трубчатых теплообменных аппаратов и вспомогательного оборудования. Кроме того, приведены справочные материалы для проведения расчетов основного и вспомогательного оборудования в ходе курсового проектирования.

Учебное пособие предназначено для выполнения курсового проекта по дисциплинам "Термовлажностные и низкотемпературные теплотехнологические процессы и установки" и "Тепломассообменное оборудование предприятий" для студентов направления бакалавриата 140100 – Теплоэнергетика и теплотехника, профилей подготовки "Энергетика теплотехнологии" и "Энергообеспечение предприятий".

Данное издание публикуется в авторской редакции.

УДК 666.1.032 (075)
ББК 35.41 я 73

© Белгородский государственный технологический университет (БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2014

ВЕДЕНИЕ

Курсовой проект является заключительным этапом в изучении теоретического курса.

При выполнении курсового проекта студент не только расширяет и закрепляет теоретически и практически знания, полученные при изучении дисциплины, но и овладевает навыками самостоятельного решения конкретных инженерных задач.

В качестве объекта проектирования выбраны рекуперативные теплообменные установки, что в полной мере соответствует методическим требованиям подготовки энергетиков теплотехнологии так как раздел «Теплообменные аппараты» является одним из основных разделов дисциплин «Термовлажностные и низкотемпературные теплотехнологические процессы и установки» и «Тепломассообменное оборудование предприятий».

Наиболее широкое распространение в промышленности получили поверхностные рекуперативные теплообменники, конструкции которых весьма разнообразны.

При выборе конструкции теплообменного аппарата исходят из того, что она должна быть достаточно простой, удобной при монтаже и ремонте. В ряде случаев конструкция теплообменника должна обеспечивать возможно меньшее загрязнение поверхности теплообмена и быть легко доступной для осмотра и очистки.

Инженер-теплотехник должен хорошо владеть теорией процессов теплопередачи, а также иметь развернутое представление о конструкциях и методике расчета рекуперативных теплообменных аппаратов.

Получив тему курсового проекта, студент должен изучить имеющиеся достижения в этой области, выбрать наиболее рациональную, энергоэффективную и экологически безопасную теплотехнологическую схему и выполнить теплотехнические расчеты основного и вспомогательного оборудования.

Расчетно-пояснительную записку курсового проекта оформляют на листах форматом А4. Запись ведут на одной стороне листа шрифтом Times New Roman, размер 14 pt с полупетитным интервалом, текст выравнивается по ширине; абзацный отступ – 1,25 см, правое поле – 2 см, левое поле – 2 см, поля внизу и сверху – 2 см.

Первая страница работы является титульным листом; на втором листе оформляется задание, на третьем – оглавление.

Затем приводится литературный обзор с характеристикой наиболее распространенных рекуперативных теплообменников, режимных параметров их работы, принципиальной схемы установки. Далее дается описание выбранной конструкции теплообменной установки. Затем приводят тепловой, конструктивный и гидравлический расчет теплообменника, а также рассчитывают мощность насоса для перекачивания теплоносителей. Все дан-

ные, отсутствующие в задании, но необходимые для расчета, выбирают из соответствующих справочных таблиц, получают по номограммам или рассчитывают по формулам.

При оформлении расчетной части необходимо выписать расчетное уравнение, все обозначения величин, входящих в уравнение; подставить числовые данные и дать расчет; подставить размерность величин окончательного результата. Все вычисления в курсовом проекте следует выполнять в международной системе единиц измерения. В связи с этим уравнения в учебном пособии приведены к форме, рассчитанной на подстановку в них физических величин в единицах СИ и не содержат переводных коэффициентов.

Объем расчетно-пояснительной записки 25...30 страниц машинописного текста.

Графическая часть проекта состоит из двух листов формата А1 и выполняется с помощью компьютерной техники. На первом листе должна быть представлена теплотехнологическая компоновочная схема установки, на втором – разрез основного аппарата с детализировкой (по заданию преподавателя).

1. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Процессы теплообмена имеют большое значение в химической, энергетической, металлургической, пищевой и других отраслях промышленности. В теплообменных аппаратах теплопередача от одной среды к другой через разделяющую их стенку обусловлена рядом факторов и является сложным процессом, который принято разделять на три элементарных вида теплообмена: теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение.

На практике эти явления не обособлены, находятся в каком-то сочетании и протекают одновременно. Для теплообменников наибольшее значение имеет конвективный теплообмен или теплоотдача, которая осуществляется при совокупном и одновременном действии теплопроводности и конвекции.

По способу передачи тепла теплообменные аппараты делят на поверхностные и смесительные. В поверхностных пластинчатых теплообменниках рабочие среды обмениваются теплом через стенки из теплопроводного материала, а в смесительных теплообменных аппаратах тепло передается при непосредственном перемешивании рабочих сред.

Смесительные теплообменники по конструкции проще поверхностных: тепло в них используется полнее. Но они пригодны лишь в тех случаях, когда по технологическим условиям производства допустимо смешение рабочих сред.

Поверхностные теплообменные аппараты, в свою очередь, делятся на рекуперативные и регенеративные.

В рекуперативных аппаратах теплообмен между различными теплоносителями происходит через разделительные стенки. При этом тепловой поток в каждой точке стенки сохраняет одно и то же направление.

В регенеративных теплообменниках теплоносители попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева. При этом направление теплового потока в каждой точке стенки периодически меняется. Конструкции и условия эксплуатации теплообменников весьма разнообразны и определяются областью их применения и назначением.

При выборе конструкции теплообменного аппарата исходят из того, что она должна быть достаточно простой, удобной при монтаже и ремонте. В ряде случаев конструкция теплообменника должна обеспечивать возможно меньшее загрязнение поверхности теплообмена и быть легко доступной для осмотра и очистки.

Поверхностные теплообменники могут работать в периодическом и непрерывном режимах.

Рекуперативные теплообменники имеют конструктивные особенности в зависимости от назначения, от направления движения рабочих сред, от компоновки теплообменной поверхности, градиента температур теплоносителей, материала из которого изготовлен аппарат, от конфигурации

теплообменной поверхности. Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными требованиями являются: обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении; компактность и наименьший расход материала; надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для механической очистки ее от загрязнений; унификация узлов и деталей; технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т.д.

Первые технические теплообменники представляли собой варочные котлы с огневым или дымовым подогревом. Потом появились рубашечные (цилиндр в цилиндре) и змеевиковые, которые применяются и в настоящее время. Но это аппараты периодического действия, с низкой производительностью, в которых сложно регулировать тепловые процессы. Поэтому область их применения ограничена. Значительно чаще используются аппараты непрерывного действия.

На промышленных предприятиях в основном используются рекуперативные поверхностные теплообменники непрерывного действия, которые имеют разнообразную конструкцию и области применения:

- кожухотрубные теплообменники,
- элементные (секционные) теплообменники,
- двухтрубные теплообменники типа «труба в трубе»,
- витые теплообменники,
- оросительные теплообменники,
- ребристые теплообменники,
- спиральные теплообменники,
- пластинчатые теплообменники.

Если участвующие в теплообмене горячая и холодная среды перемещаются вдоль поверхности нагрева в одном и том же направлении, теплообменный аппарат называют *прямоточным*, при встречном движении теплоносителей – *противоточным*, при перекрестном – *перекрестноточным*. Перечисленные схемы движения теплоносителей называются *простыми*. В том случае, когда направление движения хотя бы одного из теплоносителей по отношению к другому меняется, говорят о сложной схеме движения теплоносителей.

Путь, пройденный теплоносителем в аппарате без изменения направления движения, называют *ходом*. Аппараты, в которых какой-либо из потоков меняет направление 1, 2, 3 раза, называют соответственно *одно-, двух-, трехходовыми аппаратами* по данному теплоносителю.

Если теплообмен в аппарате происходит между двумя потоками, то такой аппарат называют *двухпоточным*, при трех потоках – *трехпоточным*.

Выбор теплоносителей для осуществления теплообмена в аппаратах определяется рядом условий: назначением и характером теплового процесса, конструкцией теплообменного аппарата, теплофизическими, химическими и эксплуатационными свойствами теплоносителей, экономическими соображениями и так далее.

По агрегатному состоянию теплоносители делятся на твердые, жидкие и газообразные. По диапазону рабочих температур выделяют высоко-, средне-, низкотемпературные теплоносители и теплоносители, применяемые при очень низких (криогенных) температурах.

Таблица 1.1

Условия применения теплоносителей

Теплоноситель	Температура, °С	Абсолютное давление, МПа
Плазма низкотемпературная	до 3500	до 0,1
Твердые теплоносители	до 1500	до 0,1
Дымовые газы	450...1000	до 0,1
Сплав смеси солей	150...530	до 0,1
Кремнийорганические соединения (силиконы)	до 320	до 0,1
Водяной пар	0...650	0,1...30
Вода	0...374	0,1...22,5
Минеральные масла	0...215	до 0,1
Воздух газообразный	- 70...+100	0,1...1
Хладон 12, 22, аммиак	- 70...0	до 1,5
Антифризы	- 65...+40	0,1...0,2
Этиленгликоль	- 65...+100	0,1...0,2
Сжиженные газы:		
этан, этилен	- 170...- 150	до 4,0
метан	- 180...- 160	до 4,0
азот, воздух, кислород	до - 210	до 20,0
водород	до - 257	до 1,0
гелий	до - 272	до 0,1

Твердые теплоносители в виде шариков диаметром 8...12 мм, или более мелких зернистых фракций из стали, чугуна, кремнезема, каолина, шамота, окислов алюминия, магнезия, циркония применяются в высокотемпературных установках нефтеперерабатывающей, металлургической и других отраслей промышленности для нагрева газов, перегрева водяного пара и паров органических жидкостей до температур 1000...2000°С. Т.е. твер-

дые теплоносители относятся к высокотемпературным теплоносителям.

Жидкие теплоносители очень разнообразны. К ним относятся обычная и тяжелая вода, минеральные масла, органические жидкости, кремнийорганические соединения (силиконы), расплавы металлов, солей и других веществ. Капельные жидкости относят к высокотемпературным теплоносителям, если их температура кипения при атмосферном давлении превышает 200 °С (минеральные масла, кремнийорганические соединения, расплавы металлов). К низкотемпературным теплоносителям относят такие жидкости, температура кипения которых при атмосферном давлении обычно не превышает 0°С. Их называют хладоносителями и хладагентами (водные растворы солей щелочных металлов, аммиак, углеводороды).

Газообразным теплоносителям относятся воздух, дымовые газы, азот, углекислый газ, двуокись серы, водород, гелий, пары воды и других веществ. Дымовые или топочные газы с температурой 400...1500 °С можно отнести к высокотемпературным теплоносителям. При температуре, превышающей 2000 °С, применяются ионизированные газы (так называемая *низкотемпературная плазма*).

Вещества, температура кипения которых ниже минус 150 °С, называют *криогенными теплоносителями* (жидкие азот, кислород, водород, гелий).

Свойства теплоносителей многообразны и имеют большое значение при проектировании оборудования и организации теплотехнического процесса. При выборе теплоносителей следует учитывать наиболее важные теплофизические свойства теплоносителей.

К *теплофизическим свойствам* теплоносителей относятся: плотность, теплоемкость, теплопроводность, теплота парообразования, температура кипения раствора, температура плавления.

Теплоносители, обладающие *большой плотностью* ρ , как правило, дают возможность переносить теплоту в больших количествах при малых собственных температурных перепадах. Для них не требуются большие проходные сечения в аппаратах и трубопроводах, невелики емкости для их хранения. С этой точки зрения газы наименее пригодны как теплоносители.

Теплоносители с *большой теплоемкостью* с аккумулируют большое количество теплоты в малом количестве массы, чем достигаются снижение расхода теплоносителя, экономия энергии на его транспортировку, уменьшение затрат на трубопроводы и емкости. Вода, обладающая большой теплоемкостью, выгодно отличается в этом отношении от других жидкостей, металлов и газов.

Коэффициент теплопроводности теплоносителей существенно влияет на коэффициент теплоотдачи в теплообменном аппарате. Чем выше λ теплоносителя, тем больше коэффициент теплоотдачи α на стороне этого теплоносителя. Поэтому жидкие металлы, обладающие очень высокой теплопроводностью, превосходят по теплоотдаче жидкости и газы.

Теплота парообразования (испарения) r имеет важное значение при теплообмене с фазовыми превращениями – кипением или конденсацией; ее величина определяет расход теплоносителя, а постоянство температуры при фазовом превращении способствует стабильности процесса в аппарате.

Температура кипения теплоносителя определяет его давление в процессе передачи теплоты. Предпочтителен такой теплоноситель, у которого высокая температура кипения и с повышением температуры кипения давление насыщения паров возрастает не резко. Малые давления паров в аппарате позволяют иметь тонкостенные аппараты и трубопроводы, что облегчает и удешевляет теплообменник, упрощает поддержание герметичности.

Температура плавления теплоносителя должна быть низкой, чтобы в условиях окружающей среды теплоноситель не затвердевал и при остановке теплообменника оставался в жидком состоянии. Если же температура плавления больше 20 °С (парафин), то возможно застывание его до твердого состояния при остановке всей технологической системы. Эксплуатация таких систем возможна лишь при сооружении специальных обогревающих устройств для аппаратов, трубопроводов и коммуникаций.

Кроме того, вещества, применяемые как теплоносители, должны быть химически стойкими в широком интервале температур, не должны разлагаться, вступать в химическое взаимодействие с конструкционными материалами, не должны изменять свои свойства в контакте с воздухом и водяным паром, не должны образовывать взрыво- и пожароопасную смесь при контакте с другими веществами. В случае химической нестойкости теплоносителя снижается интенсивность теплообмена, и повышается гидравлическое сопротивление аппарата, т.к. на стенках откладываются продукты распада.

Кожухотрубные теплообменники

Кожухотрубные теплообменники относятся к наиболее распространенным теплообменным аппаратам, что обусловлено, прежде всего, надежностью конструкции, большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации, широким диапазоном применения по давлению, температурному режиму, потоковым средам, высокой ремонтпригодностью.

Они предназначены для работы с теплоносителями: газ–газ, жидкость–жидкость, пар–жидкость, газ–жидкость.

Теплообменник кожухотрубный появился, в связи с потребностью тепловых станций в теплообменниках с наиболее большой поверхностью теплообмена, например, таких как подогреватели воды и конденсаторы, которые работают при сравнительно высоком давлении. Также возможно использование кожухотрубных теплообменников в качестве подогревателей, конденсаторов и испарителей. На сегодняшний день их конструкция в результате специально проведенных разработок, с учетом большого опыта в эксплуатации, стала более модернизированной и совершенной. Для экс-

плутации в трудных условиях, кожухотрубные теплообменники зачастую приходилось применять с загрязненными жидкостями, при высоком давлении и температуре, именно поэтому, была необходимость конструировать их так, чтобы в дальнейшем можно было обеспечить простоту ремонта и очистки.

Кожухотрубные теплообменники (рис. 1.1) представляют собой аппараты, выполненные из труб, собранных при помощи решеток в пучок и заключенных в кожух, обычно цилиндрической формы.

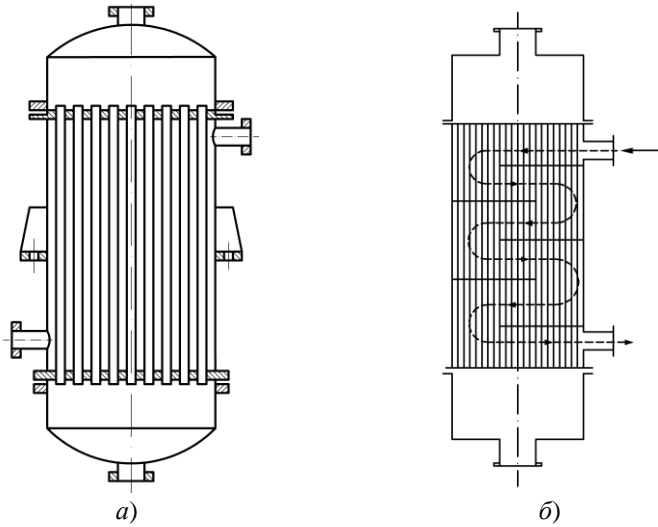


Рис.1.1. Кожухотрубные теплообменники:

a – одноходовой; *б* – шестиходовой по межтрубному пространству

Трубы в решетках обычно равномерно размещают по периметрам правильных шестиугольников, реже применяют размещение труб по концентрическим окружностям. В отдельных случаях, когда необходимо обеспечить удобную очистку наружной поверхности труб, их размещают по периметрам прямоугольников. Все указанные способы размещения труб преследуют одну цель – обеспечить возможно более компактное размещение необходимой поверхности теплообмена внутри аппарата. В большинстве случаев наибольшая компактность достигается при размещении трубок по периметрам правильных шестиугольников.

Концы труб крепятся в трубных решетках чаще всего развальцовкой (рис. 1.2, *a*, *б*) причем особенно прочное соединение (необходимое в случае работы аппарата при повышенных давлениях) достигается при устройстве в трубных решетках отверстий с кольцевыми канавками, которые заполняются металлом трубы в процессе ее развальцовки (рисунок 1.2, *б*).

Кроме того, используют закрепление труб сваркой (рисунок 1.2, *в*),

если материал трубы не поддается вытяжке и допустимо жесткое соединение труб с трубной решеткой, а также пайкой (рисунок 1.2, *з*), применяемой для соединения главным образом медных и латунных труб.

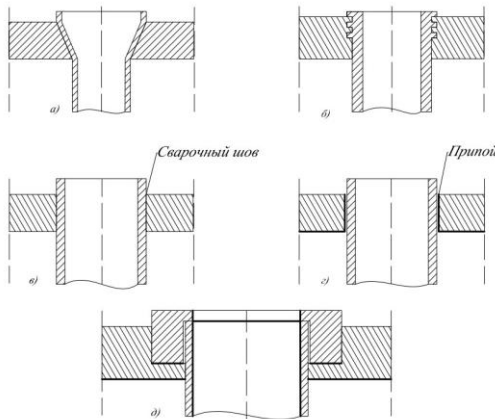


Рис. 1.2. Способы крепления труб в трубных решетках:

а – развальцовкой; *б* – развальцовкой с канавками; *в* – сваркой; *г* – пайкой; *д* – сальниковыми устройствами.

Иногда используют соединение труб с решеткой посредством сальников (рисунок 1.2 д), допускающих свободное продольное перемещение труб и возможность их быстрой замены. Такое соединение позволяет значительно уменьшить температурную деформацию труб, но является сложным, дорогим и недостаточно надежным.

Так как проходное сечение межтрубного пространства в 2...3 раза больше проходного сечения внутри труб, при равных расходах теплоносителей с одинаковым фазовым состоянием, коэффициент теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невелик, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. Для создания высоких значений коэффициента теплоотдачи α в *межтрубном* пространстве устанавливают перегородки (рис. 1.1, б). Устройство перегородок в межтрубном пространстве увеличивает скорость теплоносителя и соответственно эффективность теплообмена.

Для интенсификации теплообмена в *трубном пространстве* организуют прохождение теплоносителя в несколько ходов (рис. 1.3, б, в).

Теплопередающая поверхность кожухотрубных теплообменников составляет от нескольких сотен см^2 до нескольких тысяч м^2 .

В кожухотрубных теплообменниках промышленных технологических установок, в конденсаторах паровых турбин, водоподогревателях тепловых электростанций и тепловых сетей обычно применяют трубы внут-

ренним диаметром 12...38 мм, длиной 0,9...6 м, толщиной стенки 0,5...2,5 мм. При увеличении диаметра труб значительно снижается компактность и возрастает металлоемкость аппарата. Если вероятность загрязнения отсутствует, можно использовать трубы с диаметром 4...10 мм. Это повышает интенсивность теплообмена, но повышаются и гидравлические сопротивления. Кроме того, необходима большая точность изготовления, так как при малых проходных сечениях уже небольшие различия в диаметре и расположении труб в пучке вызывают значительную неравномерность расходов теплоносителя по параллельным каналам, и снижают тепловую мощность аппарата.

В парожидкостных теплообменниках пар пропускается в межтрубном пространстве, а жидкость течет в трубах. Разность температур стенок корпуса и труб в этих теплообменниках значительна, поэтому они снабжаются компенсирующими устройствами для предотвращения температурных деформаций. Но компенсаторы можно ставить только при низких давлениях в межтрубном пространстве (до 1 МПа).

В зависимости от величины температурных удлинений трубок и корпуса применяют кожухотрубные теплообменники жесткой, полужесткой и нежесткой конструкций.

Аппараты жесткой конструкции используют при сравнительно небольших разностях температур корпуса и пучка труб; эти теплообменники отличаются простотой устройства (рис. 1.1).

В теплообменнике **полужесткой конструкции** температурные деформации компенсируются осевым сжатием или расширением *линзового компенсатора* (рис. 1.3, а). Такие теплообменники применяют при небольших температурных деформациях (~ 10...15 мм) и невысоких давлениях в межтрубных пространствах.

Если разность температур труб и кожуха достаточно велика (свыше 50 °С), то трубы и кожух удлиняются неодинаково, что приводит к значительным напряжениям в трубных решетках, нарушению плотности соединения труб с трубными решетками. Это может привести к смещению теплоносителей или деформации труб. Поэтому при значительной разнице температур труб и кожуха применяют теплообменники **нежесткой конструкции**, в которых возможно перемещение труб по отношению к кожуху аппарата для устранения дополнительных напряжений от температурных удлинений. Нежесткость конструкции обеспечивается сальниковым уплотнением на патрубке или корпусе, пучком U-образных или W-образных труб, подвижной трубной решеткой закрытого или открытого типа.

В теплообменнике с **U-образными и W-образными трубами** (рис. 1.3, б, в) оба конца труб закреплены в одной трубной решетке, что позволяет трубам свободно удлиняться.

Теплообменник с плавающей головкой (рис. 1.3, г) применяют при значительных относительных перемещениях труб и кожуха, поскольку в

нем одна из решеток не соединена с кожухом и может свободно перемещаться вдоль оси при температурных удлинениях.

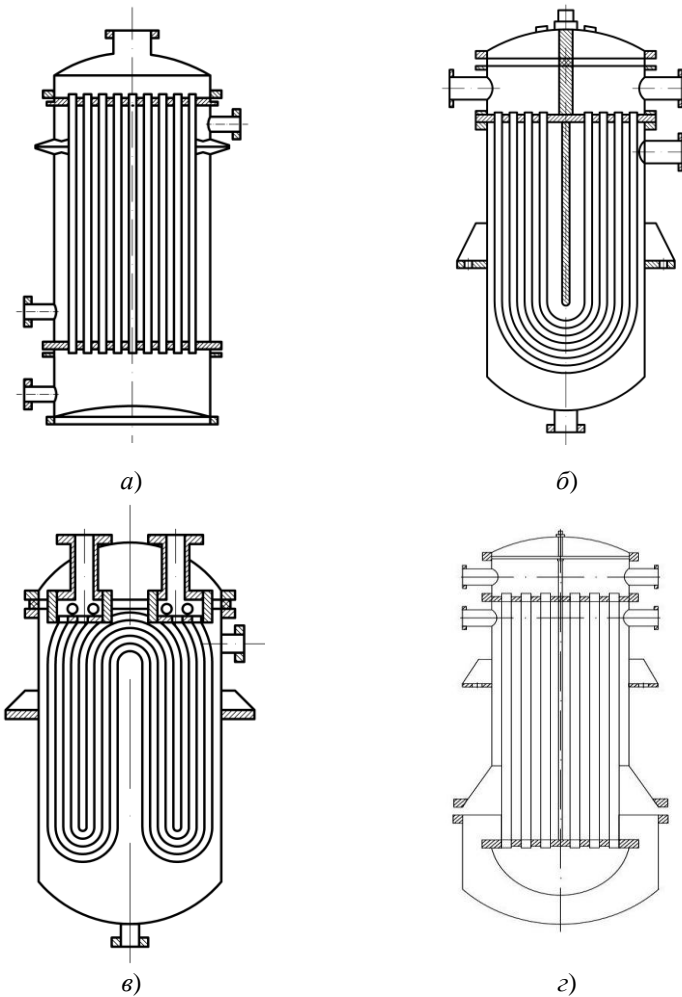


Рис. 1.3. Кожухотрубные теплообменники с компенсацией неравномерности температурных удлинений труб и кожуха:

- a* – теплообменник с линзовым компенсатором (полужесткая конструкция);
б – аппарат с U-образными трубами; *в* – аппарат с W-образными трубами

В кожухотрубном теплообменнике один из теплоносителей протекает по трубам, другой – по межтрубному пространству. Теплота от одного теплоносителя другому передается через поверхность стен труб.

Если пар и воздух (для увеличения коэффициента теплоотдачи α) обычно пропускают в межтрубном пространстве, то дымовые газы пропускают по трубам с целью уменьшения засорения аппарата золой и сажей и облегчения его чистки.

Кожухотрубные теплообменники могут быть вертикальными, горизонтальными и наклонными в соответствии с требованиями технологического процесса или удобства монтажа.

Теплообменники с неподвижными решетками типов ТН, ТК, ХН, ХК, КН, КК, ИН, ИК изготавливаются по ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе.

Теплообменники с компенсацией неодинаковости температурного расширения труб и кожуха типов ТП, ХП, КП, ТУ изготавливаются по ТУ 3612-023-00220302-01. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой, кожухотрубчатые с U-образными трубами и трубные пучки к ним.

Ламельные теплообменники

Ламельные теплообменники (рис. 1.4) представляют собой кожух, в который заключен пучок труб, но не круглых, а плоских, образованных парно сваренными пластинами толщиной 1,5...2 мм.

Внутренний гидравлический (эквивалентный) диаметр таких труб от 7 до 14 мм, длина от 1 до 4,5 м. При низких давлениях кожух может иметь не цилиндрическую форму и теплообменники можно компоновать в блоки.

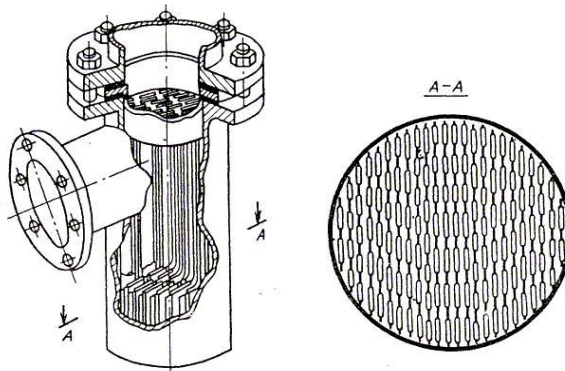


Рис. 1.4. Ламельный теплообменник.

Ламельные теплообменники предназначены для работы с теплоносителями жидкость-жидкость, газ-газ, пар-жидкость. Эффективно их приме-

нение в области температур свыше 150 °С, т.е. в области применения пластинчатых теплообменников.

Секционный теплообменник типа «труба в трубе»

Теплообменники этого типа (рис. 1.5) состоят из ряда последовательно соединенных звеньев. Каждое звено представляет собой две соосные трубы. Для удобства чистки и замены внутренние трубы как правило соединяют между собой «калачами» или коленами. Один из теплоносителей движется во внутренней трубе, другой – в кольцевом пространстве между внутренней и наружной трубой.

Если одним из теплоносителей является насыщенный пар, то его, как правило, направляют в межтрубное (кольцевое) пространство. Такие теплообменники часто используют как жидкостные или газожидкостные. Подбором диаметров внутренней и наружной труб, можно обеспечить обоим рабочим средам, участвующим в теплообмене, необходимую скорость для достижения высокой интенсивности теплообмена. Эти теплообменники характеризуются меньшим различием скоростей теплоносителей, чем в кожухотрубных аппаратах при равных расходах теплоносителей.

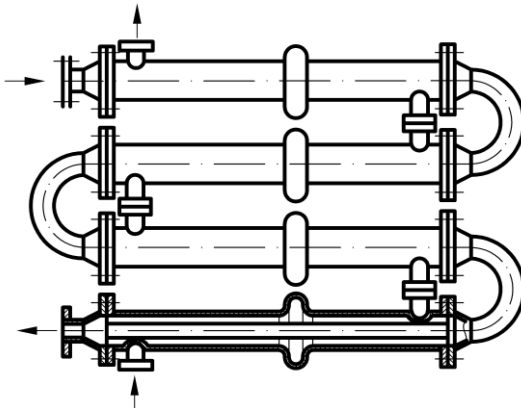


Рис. 1.5. Секционный теплообменник типа «труба в трубе»

Преимущества такого теплообменника: высокий коэффициент теплопередачи, пригодность для нагрева или охлаждения сред при высоком давлении, простота изготовления, монтажа и эксплуатации. Кроме того, в секционных теплообменниках удобно подбирать необходимую площадь поверхности нагрева и изменять ее в случае необходимости.

Однако у секционных теплообменников велика доля дорогостоящих элементов: фланцев, калачей (элементы, соединяющие секции), сальников (элементы, обеспечивающие компенсацию термических расширений) и т.д.; большая стоимость вследствие большого расхода металла на наруж-

ные трубы, не участвующие в теплообмене, большая длина пути теплоносителей, следовательно, большой расход энергии на их прокачку, сложность очистки кольцевого пространства.

Разнообразные многопоточные теплообменники типа труба в трубе применяют на заводах нефтяной, химической, газовой и других отраслей промышленности при температуре $-40...+450$ °С и давлении до 2,5...9 МПа.

Вертикальный испаритель

В теплоэнергетике испаритель предназначен для выработки дистиллята, восполняющего потери конденсата в паросиловых установках. Обычно вертикальный трубчатый испаритель обогревается отработавшим в турбине паром, проходящим в межтрубном пространстве. Испаряемая предварительно умягчённая вода проходит внутри труб. Существуют также испарители, обогреваемые дымовыми газами, уходящими из котельных агрегатов. Получаемый в таких испарителях пар может быть использован как для восполнения потерь конденсата, так и для теплоснабжения.

Корпус испарителя (рис. 1.6) представляет собой вертикальный цилиндр 2 с лапами на нижнем днище. Греющая секция состоит из двух трубных досок, в которые вварены стальные трубы 1, образующие поверхность нагрева секции. Центральная ее часть не имеет трубок, сюда по паропроводу 6 подается греющий пар. Между греющей секцией и стенками корпуса есть кольцевой зазор, достаточный для организации циркуляции воды. Специальные перегородки в греющей секции обеспечивают несколько ходов греющего пара. Конденсат пара скапливается в нижней части секции и отводится по трубе 7.

Химически очищенная питательная вода, подается через регулирующий клапан и патрубок 3 в зазор между кожухом 2 и трубной решеткой, опускается в нижнюю часть корпуса и заполняет трубки греющей камеры 1. За счет теплоты конденсации греющего (первичного) пара на поверхности трубок, в них происходит образования пароводяной смеси и испарение части воды в трубках.

Разница плотностей пароводяной эмульсии в трубах и воды в зазоре между греющей камерой и корпусом аппарата обеспечивает естественную циркуляцию нагреваемого теплоносителя (воды): в трубках создается подъемное движение воды, а в зазоре между корпусом и греющей камерой – опускное. Вторичный пар, пройдя через слой воды над греющей камерой, сепарационное устройство 4 и отводящий патрубок 5, отводится из испарителя и подается в теплоиспользующие установки или используется для получения конденсата на восполнение потерь питательной воды котлов.

Для обеспечения устойчивой естественной циркуляции и уменьшения выброса капель влаги в паровое пространство уровень воды в корпусе поддерживается выше верхней трубной доски на 150...200 мм.

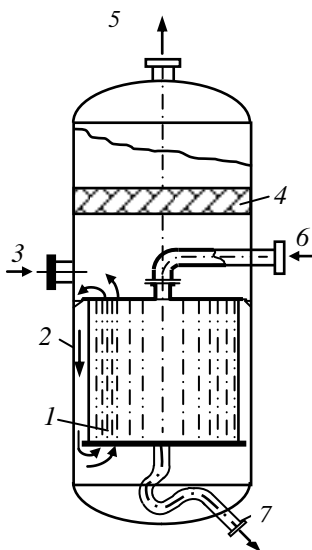


Рис. 1.6. Вертикальный испаритель:

1 – греющая камера; 2 – корпус; 3 – патрубок подачи питательной воды; 4 – сепаратор; 5 – патрубок для отвода вторичного пара; 6 – патрубок подачи греющего пара; 7 – патрубок для отвода конденсата греющего пара

Вертикальные испарители обладают значительными тепловыми и эксплуатационными преимуществами по сравнению с горизонтальными. Они характеризуются лучшей организацией циркуляции жидкости, имеют более высокий коэффициент теплопередачи и меньше подвержены загрязнению поверхности нагрева, чем горизонтальные испарители. Чистка внутренней поверхности прямых труб греющей камеры значительно легче чистки наружной поверхности пучка гнутых труб горизонтального испарителя, кроме того, вертикальные аппараты занимают меньшую площадь.

Спиральные теплообменники

Спиральные теплообменники (рис. 1.7) – это аппараты, в которых каналы для теплоносителей образованы двумя свернутыми в спирали на специальном станке стальными листами. Для придания листам жесткости и прочности, а также для фиксирования расстояния между спиралями к листам с обеих сторон приварены дистанционные бобышки. Расстояние между листами 8...12 мм, толщина стенок 2...3 мм. Спиральные теплообменники изготовляют с поверхностью теплообмена 10...100 м²; они работают как под вакуумом, так и при давлении до 1 МПа при температуре рабочей среды 20...200 °С. Их можно использовать для реализации теплообмена между рабочими средами жидкость – жидкость, газ – газ, газ – жидкость.

Спиральные каналы прямоугольного сечения ограничиваются торцо-

выми крышками. Уплотнение каналов в спиральных теплообменниках осуществляют различными способами. Наиболее распространен способ, при котором каждый канал с одной стороны заваривают, а с другой уплотняют плоской прокладкой. При этом предотвращается смешение теплоносителей, а в случае неплотности прокладки наружу может просачиваться только один из теплоносителей. Кроме того, такой способ уплотнения дает возможность легко чистить каналы.

Если материал прокладки разрушается одним из теплоносителей, то один канал заваривают с обеих сторон («глухой» канал), а другой уплотняют плоской прокладкой. При этом «глухой» канал недоступен для механической очистки.

Спиральные теплообменники устанавливают по штуцерам вертикально и горизонтально.

В таких аппаратах один из теплоносителей поступает в периферийный канал 3 и, двигаясь по спирали, выходит из центрального канала 1. Другой теплоноситель поступает в центральный канал 4 и выходит из периферийного канала 2.

Благодаря постоянному поперечному сечению каналов по всей их длине и отсутствию резких изменений направления, спиральные теплообменники могут применяться для нагрева и охлаждения шламов, жидкостей с взвешенными твердыми примесями и высоковязких жидкостей.

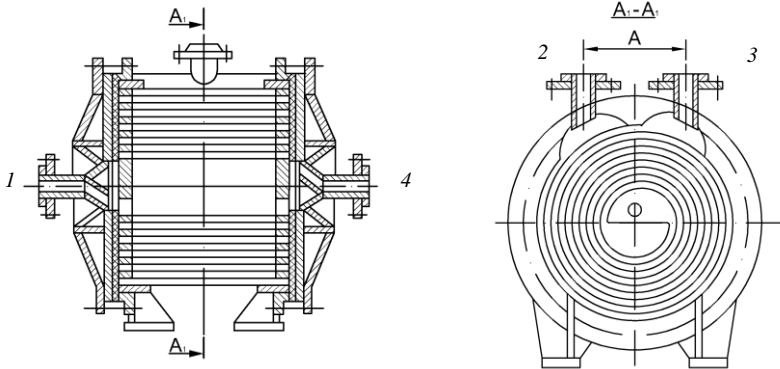


Рис. 1.7. Спиральный теплообменник:
1, 4 – центральные каналы; 2, 3 – периферийные каналы

Большим преимуществом этих теплообменников является то, что они компактны и характеризуются небольшими тепловыми потерями в окружающую среду.

К недостаткам этих теплообменников относятся высокая стоимость и сложность эксплуатации (ремонт сварных швов, местная коррозия).

Теплообменники с витыми трубами

Широкое распространение *витых теплообменников* (рис. 1.8) в аппаратуре высокого давления для процессов разделения газовых смесей методом глубокого охлаждения обусловлено их относительной компактностью и эффективностью (коэффициенты теплоотдачи в витых теплообменниках в среднем в 1,5...2 раза выше, чем в кожухотрубных).

Принципиальных отличий от общеизвестных конструкций эти теплообменники не имеют. Как и все подобные теплообменники, они изготавливаются путем намотки труб на сердечник. Между слоями труб и между отдельными трубами с помощью прокладок оставляются небольшие зазоры. Трубы и прокладки между слоями выполняются из алюминия, трубные доски и корпус – из алюминия или нержавеющей стали.

Основным теплообменным элементом является змеевик-труба, согнутая по определенному профилю. Витки змеевика ориентированы по винтовой линии. При большой площади поверхности теплообмена змеевики по длине набирают из нескольких секций.

Поверхность нагрева витых теплообменников комплектуется из ряда концентрических змеевиков, заключенных в кожух и закрепленных в соответствующих головках.

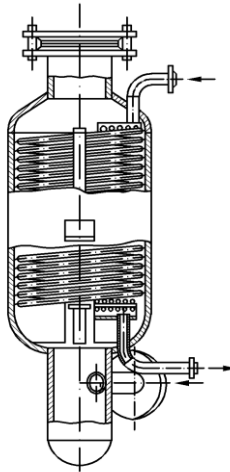


Рис. 1.8. Теплообменник с витыми трубами

Теплоносители движутся по трубному и межтрубному пространствам.

Эти теплообменники характеризуются способностью к самокомпенсации, достаточной для восприятия деформаций от температурных напряжений.

Оросительные теплообменники

Оросительные теплообменники (рис. 1.9) представляют собой плоские змеевики из расположенных одна над другой прямых труб 1, соединенных между собой калачами 2.

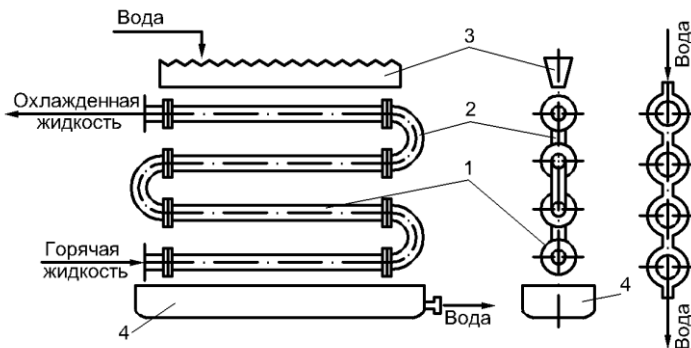


Рис. 1.9. Оросительный теплообменник:

1 – трубы; 2 – калачи; 3 – желоб; 4 – поддон

По трубам протекает охлаждаемый теплоноситель. Снаружи трубы орошают водой, которую подают в желоб 3 для равномерного распределения охлаждающей воды по всей длине верхней трубы змеевика. Отработанная вода отводится из поддона 4, установленного под змеевиками.

Вода, орошающая трубы, частично испаряется, вследствие чего расход ее в оросительных теплообменниках несколько ниже, чем в холодильниках других типов. Оросительные теплообменники применяют главным образом в качестве холодильников для жидкостей и газов или как конденсаторы.

Оросительные теплообменники – довольно громоздкие аппараты; они характеризуются низкой интенсивностью теплообмена и неравномерностью смачивания наружной поверхности труб. Кроме того, к недостаткам этих теплообменников относятся: коррозия труб, наличие капель и брызг, попадающих в окружающее пространство. Из-за повышенного брызгоуноса такие теплообменники устанавливаются на открытом воздухе и ограждаются деревянными решетками.

Основными достоинствами оросительных теплообменников является относительно малый расход охлаждающей воды, простота конструкции и эксплуатации.

Их применяют, когда требуется небольшая производительность, а также при охлаждении химически агрессивных сред или при необходимости применения поверхности нагрева из специальных материалов (например, для охлаждения кислот применяют аппараты из кислотоупорного ферросилида, который плохо обрабатывается).

Ребристые теплообменники

Ребристые теплообменники (рис. 1.10, *а, б*) применяют для увеличения поверхности теплообмена путем ее оребрения с той стороны, которая характеризуется наибольшими термическими сопротивлениями, т.е. со стороны теплоносителя, имеющего низкий коэффициент теплоотдачи. Ребристые теплообменники (калориферы) используют, например, при нагревании паром воздуха или газов.

Важным условием эффективного использования ребер является их плотное соприкосновение с основной трубой (отсутствие воздушной прослойки), а также рациональное размещение ребер.

Ребристые теплообменники широко применяют в сушильных установках, отопительных системах, в качестве экономайзеров, в качестве радиаторов систем охлаждения двигателей наземных транспортных средств.

Оребрение, используемое как в пластинчатых, так и в трубчатых теплообменниках, является также эффективным средством повышения компактности аппарата. В трубчатом теплообменнике установка ребер возможна только с одной стороны, в пластинчатом – с обеих сторон рабочей поверхности.

Важным условием нормальной работы оребренных теплообменников является хороший контакт между основанием ребер и стенкой трубы, обеспечивающий равенство температур стенки и основания ребра, а также рациональное размещение ребер. В литых ребристых трубах это требование выполняется полностью.

Наиболее распространены оребренные теплообменники с поперечными круглыми и прямоугольными ребрами. Поперечные ребра широко применяются в пластинчатых калориферах. Иногда ребра выполняют навивкой металлической ленты, поставленной на ребро. Лента впрессовывается в желобок на наружной поверхности трубы и после этого запаивается или приваривается.

Целесообразной формой сечения ребра по теоретическим соображениям (наименьшее количество материала при максимальной теплоотдаче) является треугольная. Она применяется в чугунных игольчатых теплообменниках с иглами на внешней и внутренней стороне. При продольном обтекании труб используют продольные ребра плавникового типа

Для охлаждения воздуха в замкнутом вентиляционном контуре электрических генераторов нашли применение теплообменники с проволочным биспиральным оребрением.

Для сжатых газов и жидкостей применяются теплообменники с многоребристыми трубами, оребрение которых осуществлено приваркой волнистой ленты, образующей ребра с просветом 10 мм.

Наиболее распространена толщина ребер 0,1...0,25 мм. Высота ребер может изменяться от 0,25 до 2 см.

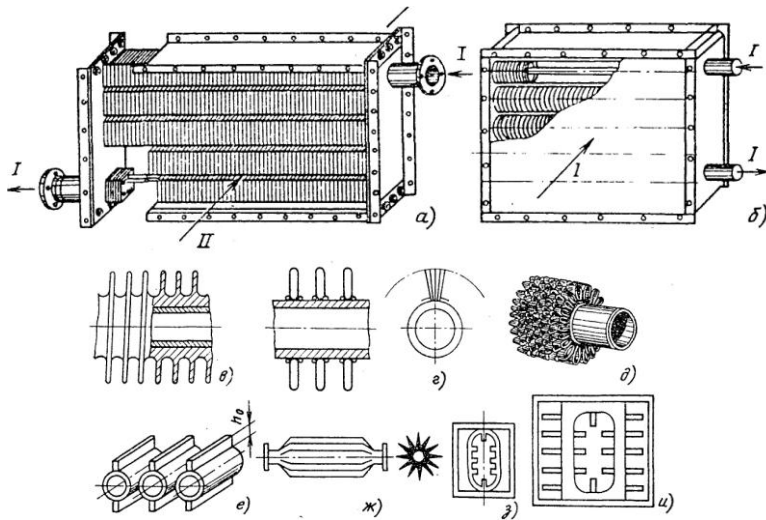


Рис. 1.10. Ребристые теплообменники для нагрева воздуха и элементы их поверхностей нагрева:

а, б – калорифер с наружным пластинчатым и поперечным спиральным оребрением труб; *в – д* – трубы соответственно с поперечным спиральным, ленточным спиральным и проволочным спиральным оребрением; *е, ж* – трубы с продольным наружным и мембранным оребрением; *з, и* – элементы блочных рекуператоров с чугунными трубами с односторонним и двухсторонним игольчатым оребрением; *л* – греющий теплоноситель; *II* – нагреваемый воздух

Пластинчато-ребристые теплообменники, на поверхности которых размещено по шесть ребер на 1 см, обеспечивают поверхность теплообмена 1300 м^2 на единицу объема. Эта поверхность примерно в 10 раз выше, чем в обычном кожухотрубном теплообменнике с трубками диаметром 19 мм и с таким же объемом. При рабочей скорости около 3 м/с коэффициенты теплоотдачи в компактных теплообменниках составляют $1800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Одним из преимуществ ребристого теплообменника являются его компактные размеры, в отношении общей площади теплообмена. Именно поэтому они являются незаменимыми в тех случаях, когда монтажная площадь крайне ограничена, но при этом важно обеспечить высокую эффективность узла и простоту его обслуживания.

Ребристые теплообменники могут также использоваться для нагрева и охлаждения жидкости. При этом важно отметить, что одним из недостатков, которым они обладают, является трудность очистки межреберных проходов. Специальные развитые поверхности исключают любую возможность механической очистки и поэтому данный вид теплообменников не рационально использовать при работе с жидкостями, которые оставляют отложения.

Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые теплообменники (рис. 1.11) представляют собой аппараты, теплообменная поверхность которых образована набором тонких штампованных гофрированных пластин. Рабочие среды в теплообменнике движутся в щелевых каналах сложной формы между соседними пластинами. Каналы для греющего и нагреваемого теплоносителей чередуются между собой. Гофрированная поверхность пластин усиливает турбулизацию потоков рабочих сред и повышает коэффициент теплоотдачи.

Из теплопередающих пластин, основного сборочного элемента теплообменника, собирают пакет. При этом каждая последующая пластина повернута на 180° относительно смежных, что создает равномерную сетку пересечения и взаимных точек опор вершин гофр. Между каждой парой соседних пластин образуется щелевой канал сложной формы, по которым и протекает рабочая среда. Жидкость при движении в них совершает пространственное трехмерное извилистое движение, при котором происходит турбулизация потока. Угловые отверстия для прохода рабочей среды имеют форму, обеспечивающую снижение гидравлических сопротивлений на входе в канал и выходе из него, снижение отложений на этих участках и позволяющую более рационально использовать всю площадь пластины для теплообмена.

Рама аппарата, на которой устанавливаются пластины, образуется опорной плитой, верхней и нижней штангами, закрепленными в опорной плите и поддерживаемыми стойкой.

Пластинчатые теплообменники классифицируют по степени доступности поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра на разборные, полуразборные и неразборные (сварные).

В последнее время наиболее широко применяют пластинчатые разборные теплообменники (рис. 1.11, *a*), отличающиеся интенсивным теплообменом, простотой изготовления, компактностью, малыми гидравлическими сопротивлениями, удобством монтажа и очистки от загрязнений.

Эти теплообменники состоят из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух концевых камер, рамы и стяжных болтов. Пластины штампуют из тонколистовой стали толщиной $0,5...2$ мм, число пластин от 7 до 303. Пластины располагаются с шагом $3...6$ мм. Поверхность теплообмена одной пластины $0,15...1,4$ м². Удельная рабочая поверхность аппаратов достигает 1500 м²/м³.

Для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточную часть пластин выполняют гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены в «елку». К пластинам приклеивают резиновые прокладки круглой и специальной формы для герметизации конструкции; теплоноситель направляют либо вдоль пластины, либо через отверстие в следующий канал.

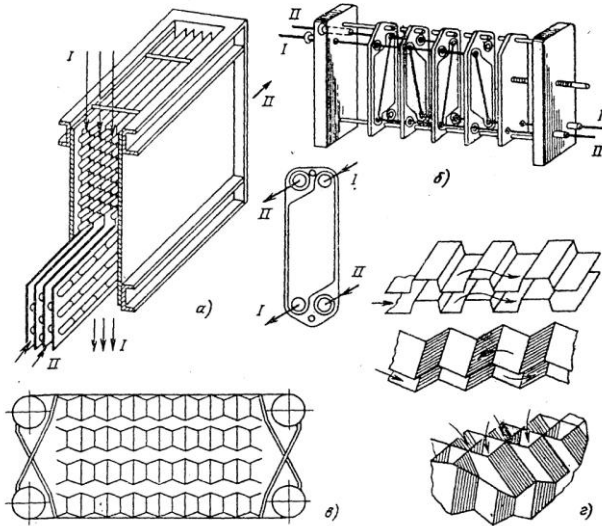


Рис. 1.11. Пластинчатые теплообменники:

а – воздухоподогреватель; *б* – теплообменник для термообработки вязких жидкостей, пастеризации молока; *в* – варианты профилированных пластин типа *б*; *г* – варианты каналов для теплоносителей между профилированными пластинами; *I, II* – греющий и нагреваемый теплоносители

Основные размеры и параметры наиболее распространенных в промышленности пластинчатых теплообменников определены ГОСТ 15518–83. Их изготавливают с поверхностью теплообмена от 2 до 600 м² в зависимости от типоразмера пластин. Эти теплообменники используют при давлении до 1,6 МПа и температуре рабочих сред от – 30 до +150 °С для реализации теплообмена между жидкостями и парами (газами) в качестве холодильников, подогревателей и конденсаторов.

Серийно выпускаемые разборные пластинчатые теплообменники могут работать с загрязненными рабочими средами при размере твердых включений не более 4 мм.

Движение теплоносителей в пластинчатых теплообменниках может осуществляться прямотоком, противотоком и по смешанной схеме.

К недостаткам пластинчатых теплообменников следует отнести невозможность использования их при давлении более 1,6 МПа и температуре теплоносителя выше 150 °С (с учетом свойств резиновой прокладки).

2. РАСЧЕТ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В практике расчета и проектирования теплообменных аппаратов принято различать тепловой конструктивный, тепловой поверочный, компоновочный, гидравлический, механический и технико-экономический расчеты (эту совокупность расчетов называют проектным расчетом).

2.1. Исходные данные

Производительность, G , кг/ч

Начальная температура холодного теплоносителя, t_2^H

Конечная температура холодного теплоносителя, t_2^K

Давление греющего пара, p

или

Начальная температура горячего теплоносителя, t_1^H

Конечная температура горячего теплоносителя, t_1^K

Конструкция теплообменного аппарата – кожухотрубный (вертикальный, горизонтальный, одноходовый, многоходовый),

Скорость холодного теплоносителя теплоносителя, W , м / с.

2.2. Тепловой расчет теплообменного аппарата

Определение среднего температурного напора

Направление движения теплоносителей влияет не только на тепловую производительность аппарата Q и поверхность теплообмена S в нем, но и на значения разности температур теплоносителей (Δt_1 и Δt_2), а увеличение разности температур при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расходов греющего и нагреваемого теплоносителей и энергетических затрат на их транспортировку.

Направление движения теплоносителей влияет не только на тепловую производительность аппарата Q и поверхность теплообмена S в нем, но и на значения разности температур теплоносителей (Δt_1 и Δt_2), а увеличение разности температур при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расходов греющего и нагреваемого теплоносителей и энергетических затрат на их транспортировку.

Величина среднего температурного напора зависит от схемы движения теплоносителей вдоль поверхности теплообмена.

Направления движения теплоносителей могут быть прямоточными, противоточными, с перекрестным током и со смешанным током (рис. 2.1).

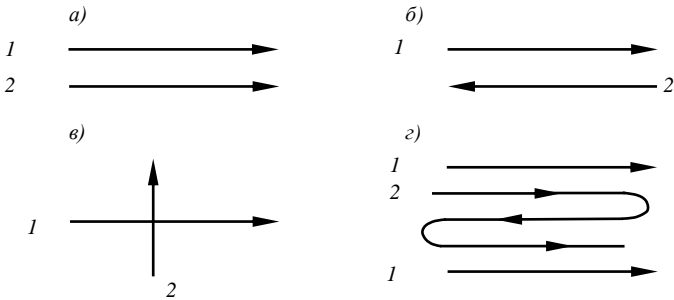


Рис. 2.1. Схемы направления движения теплоносителей:
a – прямоток; *б* – противоток; *в* – перекрестный ток; *г* – смешанный ток;
 1, 2 – горячий и холодный теплоносители

Средний температурный напор для противотока и прямотока рассчитывается в следующей последовательности:

1. Выбирают температурную схему движения теплоносителей. Температурная схема для противотока показана на рис. 2.2, *a*, а для прямотока – на рис. 2.2, *б*.

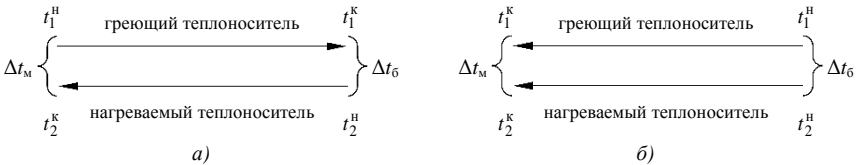


Рис. 2.2. Температурные схемы теплообменника:
a – для противотока; *б* – для прямотока

2. Вычисляются большую $\Delta t_б$ и меньшую $\Delta t_м$ разности температур на концах теплообменника:

$$a) \Delta t_б = t_1^H - t_2^K, \quad \Delta t_м = t_1^K - t_2^H;$$

$$б) \Delta t_б = t_1^H - t_2^H, \quad \Delta t_м = t_1^K - t_2^K.$$

При изменении агрегатного состояния хотя бы одного из двух теплоносителей, направление тока теплоносителей существенного значения не имеет, т.к. по всей поверхности теплообмена изменение агрегатного состояния теплоносителя (испарения или конденсация) проходит при постоянной температуре, равной температуре насыщения $t_{нас}$, которую находят по прил. 4 по давлению p .

В этом случае

$$\Delta t_б = t_{нас} - t_2^K, \quad \Delta t_м = t_{нас} - t_2^H.$$

3. Рассчитывается средний температурный напор.

Средний температурный напор при прямотоке и противотоке, а также при постоянной температуре одного из теплоносителей определяется в зависимости от отношения $\Delta t_6/\Delta t_m$.

Если $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2$, то средний температурный напор определяется как

среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (2.1)$$

Если $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2$, то с достаточной точностью, вместо логарифмической,

можно брать среднюю арифметическую разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (2.2)$$

Противоточное движение наиболее желательно при проектировании нового теплообменника, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению тепловой производительности Q или уменьшению рабочей поверхности аппарата S .

Если по технологическим, компоновочным или конструкционным соображениям противоток невозможен, то необходимо стремиться к многоперекрестному току.

В решении вопроса выбора тока теплоносителей относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб (в межтрубном пространстве), следует руководствоваться следующим правилом:

- при $Nu/Pr^{0,4} < 58$ – выгоднее поперечное омывание,
- при $Nu/Pr^{0,4} > 58$ – выгоднее продольное омывание.

Если теплообменник многоходовой или имеет место смешанный ток движения теплоносителей, то средний температурный напор вычисляется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{прт} \quad (2.3)$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент к средней разности температур Δt_{cp} , вычисленной для противотока.

Значение коэффициента $\varepsilon_{\Delta t}$ определяют по номограмме (прил. 14) по величинам P и R , которые находят по формулам

$$P = \frac{t_2^k - t_2^H}{t_1^H - t_2^H};$$

$$R = \frac{t_1^H - t_1^K}{t_2^K - t_2^H},$$

где t_1^H, t_1^K – начальная и конечная температуры греющего теплоносителя; t_2^H, t_2^K – начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя.

4. С помощью справочных таблиц (табл. 2.1) или на основании опытных данных ориентировочно оцениваются значения α_1 и α_2 .

Определение тепловой нагрузки и расхода греющего теплоносителя

Тепловую нагрузку находят по формуле

$$Q_x = G_2 c_2 (t_2^H - t_2^K). \quad (2.4)$$

где Q_x – количество теплоты, сообщенное холодному теплоносителю, Вт; G_2 – расход холодного теплоносителя, кг/с; c_2 – удельная теплоёмкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·К); t_2^H, t_2^K – температуры холодного теплоносителя на входе в аппарат и выходе из него, °С.

В уравнении (2.4) неизвестна удельная теплоёмкость, значение которой находят по прил.15 при средней температуре холодного теплоносителя.

Для определения расхода греющего жидкого теплоносителя или расхода греющего пара воспользуемся уравнением теплового баланса теплообменника:

$$Q_r \approx Q_x + Q_{п},$$

где $Q_{п}$ – потери тепла в окружающую среду (принимают 5%), Вт.

Тепло, отдаваемое греющим жидким теплоносителем можно рассчитать по формуле

$$Q_r = G_1 c_1 (t_1^H - t_1^K) \quad (2.5)$$

где Q_r – расход теплоты, отданной горячим теплоносителем, Вт; G_1 – расход горячего теплоносителя, кг/с; c_1 – удельная теплоёмкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К); t_1^H, t_1^K – начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, °С.

Из уравнения (2.5) находят расход горячего жидкого теплоносителя

$$G_1 = \frac{Q_x}{c_1 (t_1^H - t_1^K)} \quad (2.6)$$

Тепло, отдаваемое при конденсации пара равно

$$Q_r = D r, \quad (2.7)$$

где D – количество греющего пара, кг/с; r – удельная теплота конденсации пара при температуре $t_{п}$ (определяет по таблице насыщенного водяного пара в зависимости от давления прил. 4).

Из уравнения (2.7) находят расход пара:

$$D = \frac{Q_x}{r}. \quad (2.8)$$

Определение коэффициента теплоотдачи в теплообменнике

Коэффициент теплопередачи можно найти двумя способами :

$$k = q / \Delta t_{\text{ср}}, \quad (2.9)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ср}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.10)$$

где q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м²·К), $\sum r_{\text{ср}}$ – суммарное термическое сопротивление стальной стенки и термические сопротивления загрязнений на ней.

$$\sum r_{\text{ср}} = r_{\text{загр1}} + r_{\text{ст}} + r_{\text{загр2}}. \quad (2.11)$$

Если тепловая проводимость слоя загрязнений неизвестна, определяют коэффициент теплопередачи по формуле (2.9) для чистой поверхности, а влияние загрязнения стенки учитывают, вводя коэффициент использования поверхности φ :

$$K = K_{\text{чист}} \varphi. \quad (2.12)$$

Для большинства аппаратов $\varphi = 0,65 \dots 0,85$.

Для учета загрязнений стенок осадками или продуктами коррозии принимают ориентировочные значения тепловой проводимости загрязнений $1/r_{\text{загр}}$ в зависимости от рода производителя и от вида загрязнений. Значения $r_{\text{загр}}$ находят в прил. 5.

$$r_{\text{ст}} = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.13)$$

где δ – толщина стенки трубки, м.; λ – теплопроводность металла трубки, Вт / (м·К).

Для предварительных расчетов площади поверхности теплообмена можно ориентировочно рассчитать коэффициент теплопередачи K , используя ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи, которые приведены в табл. 2.1.

Расчет производят, исходя из того, что при установившемся процессе теплообмена удельный тепловой поток, передаваемый стенке от греющего теплоносителя, должен равняться удельному тепловому потоку, передаваемому теплопроводностью через стенку и ее загрязнения, а также удельному тепловому потоку, передаваемому от стенки к холодному теплоносителю.

$$\alpha_1 t_1 - t_{\text{ст1}} = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}}{\sum r_{\text{ст}}} = \alpha_2 t_{\text{ст2}} - t_2. \quad (2.14)$$

где $t_1 - t_{\text{ст1}}$ – разность температур горячего теплоносителя (греющего пара) и поверхности стенки; $t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}$ – разность температур между поверхностями

стенки по обе стороны её; $t_{ст2}-t_2$ – разности температур поверхности стенки и холодного теплоносителя.

Таблица 2.1

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи

Теплоотдача от теплоносителя к стенке (от стенки теплоносителю) при передаче тепла	Значения коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м ² ·°С)
от газа к газу (при невысоких давлениях)	10...40
от газа к жидкости (газовые холодильники)	10...60
от конденсирующегося пара к газу (воздухоподогреватели)	10...60
от жидкости к жидкости (вода)	800...1700
от жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120...270
от конденсирующегося водяного пара к воде (конденсаторы, подогреватели)	800...3500
от конденсирующегося пара органических веществ к жидкостям (подогреватели)	120...340
от конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы)	300...800

Определение коэффициента теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке α_1 .

Вначале задаются температурой стенки со стороны горячего теплоносителя $t_{ст1}$ (значение $t_{ст1}$ будет ближе к t_1), а затем проверяют её.

Находят разность температур $t_1-t_{ст1}$.

Коэффициент теплоотдачи для случая конденсации насыщенного водяного пара на вертикальных трубах определяют по формуле:

$$\alpha_1 = 204A \left(\frac{r}{l(t_1 - t_{ст1})} \right)^{0,25}, \quad (2.15)$$

где r – теплота конденсации, Дж/кг. Эту величину находят по таблицам насыщенного водяного пара (прил. 4) при температуре пленки $t_{пл}$, равной

$$t_{пл} = \frac{t_1 + t_{ст1}}{2}, \quad l - \text{длина труб, м (выбирают из ряда 3, 4, 5, 7, 9)}.$$

Значение коэффициента A выбирают из таблицы 2.2.

Таблица 2.2

Зависимость значения коэффициента A от температуры пленки конденсата

A	Температура пленки конденсата, °С					
	0	20	40	60	80	100
104	120	139	155	169	179	
A	Температура пленки конденсата, °С					
	120	140	160	180	200	
	188	194	197	199	199	

При конденсации пара на наружной поверхности пучка горизонтальных труб α_1 определяют по формуле:

$$\alpha_1 = \xi_{\text{ср}} \alpha_0, \quad (2.16)$$

где α_0 – коэффициент теплоотдачи для одиночной горизонтальной трубы, Вт/(м²·К); $\xi_{\text{ср}}$ – усреднённый для всего пучка коэффициент, зависящий от компоновки горизонтальных труб.

Коэффициент теплоотдачи для одиночной горизонтальной трубы α_0 определяют, пользуясь формулой:

$$\alpha_0 = 1,28A \left(\frac{r}{d \cdot t_1 - t_{\text{ср}1}} \right), \quad (2.17)$$

где d – наружный диаметр горизонтальной трубы, м (диаметры трубок в миллиметрах, рекомендуемые НИИХИММАШ: 25x2, 38x2, 57x2,5).

Усреднённый коэффициент $\xi_{\text{ср}}$ находят по табл. 2.3.

Для определения $\xi_{\text{ср}}$ по таблице предварительно производят расчет числа труб одного хода в трубном пространстве:

$$n_0 = \frac{4G}{\pi d^2 \rho W}, \quad (2.18)$$

где d – внутренний диаметр трубы, м; ρ – плотность холодного теплоносителя, кг/м³ (находим в справочной литературе [1] при $t_{2\text{ср}}$); W – скорость холодного теплоносителя, м/с (находится в пределах 0,3... 2 м/с).

Задавшись числом ходов в трубном пространстве z (количество ходов по нормальям НИИХИММАШа рекомендуется принимать 1,2,4,6,12), находят общее число труб в аппарате:

$$n = n_0 \cdot z. \quad (2.19)$$

Число труб « a » на наружной стороне шестиугольника вычисляют из формулы

$$n = 3a(a-1) + 1. \quad (2.20)$$

Затем определяют число труб на диагонали шестиугольника (число рядов труб « b »):

$$b = 2a - 1. \quad (2.21)$$

Поправочный коэффициент для « b » рядов труб составит в среднем $\xi_{\text{ср}}$ (суммируем цифровые данные табл.2.3 для « b » рядов при шахматном порядке труб, сумму делим на « b »).

Далее находят удельный тепловой поток от греющего теплоносителя стенке

$$q = \alpha_1(t_1 - t_{\text{ср}1}), \quad (2.22)$$

Таблица 2.3

Зависимость усреднённого коэффициента $\xi_{ср}$ от компоновки горизонтальных труб в кожухотрубном теплообменнике

Вид пучка	Ряд пучка				
	Коридорный	1	3	5	7
1,000		0,775	0,680	0,620	0,580
Ряд пучка					
11		13	15	17	
0,550		0,525	0,515	0,495	
Шахматный	Ряд пучка				
	1	3	5	7	9
	1,000	0,900	0,795	1,730	0,680
	Ряд пучка				
	11	13	15	17	
0,680	0,645	0,600	0,590		
Смешанный	Ряд пучка				
	1	3	5	7	9
	1,000	0,949	0,919	0,905	0,896
	Ряд пучка				
	11	13	15	17	
0,896	0,893	0,889	0,887		

Определение коэффициента теплоотдачи от стенки холодному теплоносителю α_2 .

Пользуясь уравнением (2.14), находят температуру стенки со стороны холодного теплоносителя:

$$t_{ст1} = t_{ст2} - q \sum r_{ст}. \quad (2.23)$$

Определяют разность температур между поверхностью стенки и холодным теплоносителем:

$$\Delta t_2 = t_{ст2} - t_{2ср}. \quad (2.24)$$

В соответствии с характером движения холодного теплоносителя определяют критерий Нуссельта Nu, зависящий от определяющих критериев Рейнольдса Re, Прандтля Pr и Грасгофа Gr. Эту зависимость в общем виде можно представить уравнением:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr).$$

Межтрубное пространство отводят для пара, а трубное – для холодного теплоносителя. В этом случае для определения α_2 пользуются следующими уравнениями:

- устойчивое турбулентное движение ($Re > 1000$):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (2.25)$$

- переходное движение ($Re = 2320 - 1000$):

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}, \quad (2.26)$$

- ламинарное движение ($Re < 2320$):

$$Nu = A(Re \cdot Pr)^{0,2} (Gr \cdot Pr)^{0,1}. \quad (2.27)$$

Значение множителя А в уравнении (2.27):

0,74 – для горизонтальных труб;

0,63 – для вертикальных труб при движении холодного теплоносителя вверх или горячего вниз;

0,85 – для вертикальных труб при движении холодного теплоносителя вниз или горячего вверх.

В уравнения (2.25...2.27) определяющим геометрическим размером служит внутренний диаметр трубы α . Определяющий температурой в этих уравнениях является t_{2cp} , а в уравнении (2.27) температура:

$$t_{ин} = \frac{t_{2cp} + t_{сн2}}{2}.$$

Критерии Рейнольдса Re , Прандтля Pr и Грасгофа Gr находят по следующим формулам:

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu}, \quad (2.28)$$

$$Pr = \frac{\mu c}{\lambda}, \quad (2.29)$$

$$Gr = \frac{d^3 \rho^2 g \beta \Delta t}{\mu^2}, \quad (2.30)$$

где μ – вязкость холодного теплоносителя, Па·с; c – удельная теплоёмкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·с); λ – теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К); β – коэффициент объемного расширения теплоносителя, 1/К; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Все физические константы находим в справочной литературе при определяющей температуре. Определив критерии, из критериальных уравнений (2.25...2.27) находят значение критерия Nu .

Определив коэффициент теплоотдачи по формуле

$$\alpha_2 = \frac{\lambda \cdot Nu}{d}, \quad (2.31)$$

вычисляют удельный тепловой поток от стенки к холодному теплоносителю

$$q_2 = \alpha_2 (t_{сг2} - t_2). \quad (2.32)$$

Если $q_1 = q_2$, то оставляют расчет α_1 и α_2 таким же. Если $q_1 \neq q_2$, то задаются другим значением $t_{сг1}$ и повторяют расчет α_1 и α_2 , как изложено выше. Находят значения q'_1 и q'_2 , но т. к. и в этом случае, как правило, не соблюдается условие $q'_1 = q'_2$, то истинное значение q_2 находят графически (рис.2.3).

Для этого строят график $q = f(t_{сг1})$, Вт/м², откладывая по оси абсцисс $t_{сг1}$, а на оси ординат – значения q . Для двух значений $t_{сг1}$ это пересекающи-

еся прямые. Точка пересечения и даёт истинное значение q и $t_{ст1}$.

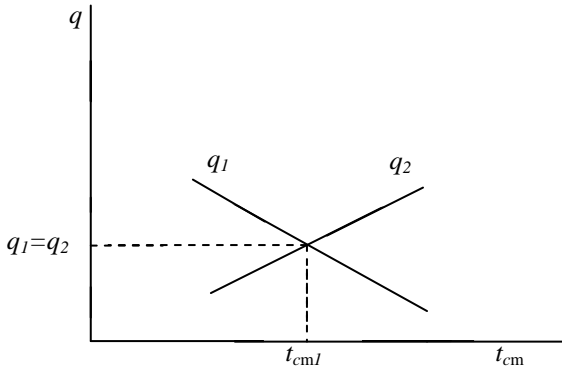


Рис.2.3. График зависимости q от t

Весь расчет сводят в сводные табл. 2.4, 2.5.

Расчетные параметры холодного теплоносителя

Таблица 2.4

№ расчета	Холодный теплоноситель				
	t_2	$t_{ст2}$	Δt_2	α_2	q_2

Расчетные параметры греющего теплоносителя

Таблица 2.5

№ расчета	Греющий теплоноситель (пар)						Стенка и ее загрязнения	
	t_1	$t_{ст1}$	$t_{пл}$	Δt_1	α_1	q_1	$\Sigma r_{ст}$	$\Delta t_{ст}$

Расчет поверхности теплопередачи

Необходимую поверхность определяют по уравнению:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ср}}, \quad (2.33)$$

Действительную поверхность теплоотдачи необходимо принять на 10...15% больше расчетной:

$$S_{д} = (1.1..1.15)S. \quad (2.34)$$

2.3. Расчет толщины изоляции теплообменника

Определяют количество тепла q_n , теряемое 1 м² наружной поверхности в окружающую среду:

$$q_n = \alpha(t_{ct} - t_b), \quad (2.35)$$

где α – суммарный коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией, Вт/(м²·К);

$$\alpha = 9,74 + 0,07(t_{ct} - t_b), \quad (2.36)$$

t_{ct} – температура наружной поверхности изоляции (принимаем 30...40⁰С);

t_b – температура окружающего воздуха (принимаем 15...20⁰С).

Толщину изоляционного слоя δ определяют по формуле

$$q_n = \frac{\lambda}{\delta} t' - t_{ct}, \quad (2.37)$$

где λ – теплопроводность изоляции, Вт/(м·К) (находим в справочной литературе); t' – температура наружной поверхности металлической стенки (принимаем равной средней температуре горячего теплоносителя в аппарате).

2.4. Конструктивный расчет теплообменника

Кожухотрубные теплообменники

Этот расчет включает в себя определение длины труб l , числа труб одного хода n_0 , общего числа труб n и размещение их в трубной плите, определение внутреннего диаметра корпуса, диаметра трубной доски.

При расчете горизонтального теплообменника величины n , n_0 , a , b определены ранее, поэтому нужно определить длину труб:

$$l = \frac{F_d}{\pi d}, \quad (2.38)$$

где d – расчетный диаметр, м.

В качестве расчетного диаметра принимают:

при $\alpha_1 \approx \alpha_2$, $d = 0,5(d_b + d_n)$; при $\alpha_1 \ll \alpha_2$, $d = d_b$; при $\alpha_1 \gg \alpha_2$, $d = d_n$.

Определяют общее число труб n (длина труб неизвестна) по формуле

$$n = \frac{F_d}{\pi d l}. \quad (2.39)$$

Трубы в трубных решетках размещают по сторонам правильных шестиугольников, квадратов и по концентрическим окружностям (рис. 2.4). Наиболее распространено размещение труб по сторонам правильных шестиугольников, так как при этом способе размещения труб достигается максимальная компактность теплообменника, уменьшается сечение межтрубного пространства теплообменника, что увеличивает скорость движущейся в нем рабочей среды и повышает коэффициент теплопередачи, теплообменник более технологичен в изготовлении и ремонте. Схема раз-

мещения трубок по сторонам правильных шестиугольников даст равносторонний шахматный трубный пучок. При использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей используется разбивка труб по правильным квадратам, т.к. это облегчает очистку межтрубного пространства. Размещение труб должно обеспечить: а) компактность; б) возможность наружного крепления труб; в) простоту изготовления и удобство монтажа пучка.

При размещении труб в трубных решетках по сторонам шестиугольника, величина « a » и « b » определяют по известным уже формулам (2.20) и (2.21).

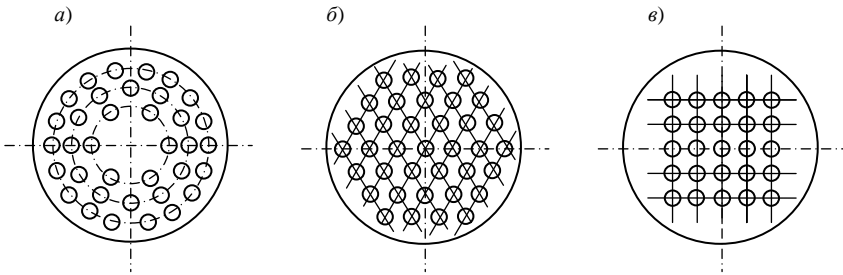


Рис. 2.4. Размещение труб в трубных решетках теплообменника:
а – по концентрическим окружностям; б – по периметрам правильных шестиугольников; в – по вершинам квадратов

Фактическое количество труб может отличаться от расчетного, т.к. трубы размещают в шести сегментах между окружностью и сторонами шестиугольника. При стандартном диаметре аппарата не всегда можно разместить теоретическое количество труб и приходится отказываться от установки крайних труб. В многоходовых теплообменниках количество труб уменьшают для размещения перегородок между ходами.

Фактическое количество труб находят вычерчиванием в масштабе их размещения.

Шаг t разбивки (расстояние между осями соседних труб) принимают при развальцовке равным $(1,3 \dots 1,6)d_n$; при сварке – $1,25d_n$. Шаг наиболее ходовых труб нормализован.

Число труб одного хода в трубном пространстве равно n_0 (прил. 6) число ходов Z в трубном пространстве находят по формуле (2.19).

Внутренний диаметр кожуха аппарата $D_{вн}$ определяют по формуле :

$$D_{вн} = t(b-1) + 4d_n \quad (2.40)$$

Значение D округляется до ближайшего нормализованного значения.

Внутренний диаметр кожуха многоходового теплообменника может быть определен из ГОСТ 9929-82.

Толщина стенки кожуха приведена в прил. 12.

Диаметр трубной решетки D' , если она еще служит и фланцем рассчитывается по формуле

$$D' = D + 2l_{\phi},$$

где l_{ϕ} – ширина фланца, м, которую находят по нормалям.

Толщина трубных решеток равна 15...35 мм в зависимости от диаметра развальцованных труб. Для стальных решеток она должна быть не менее

$$\delta = (d_n/8) + 5 \text{ мм}, \quad (2.41)$$

где d_n – наружный диаметр труб, мм.

При закреплении трубок в трубной решетке они должны выступать из отверстий на величину, равную толщине трубки.

Производим расчет диаметров и длины патрубков.

Диаметр патрубка для подачи холодного теплоносителя определяют по уравнениям расхода:

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi W}}, \quad (2.42)$$

где V – секундный расход жидкости, м³/с; W – скорость движения жидкости, равная 1–1,5 м/с.

Аналогично определяют диаметр патрубка для подачи пара, приняв скорость движения пара равной 20...40 м/с. Плотность пара можно найти, пользуясь прил.4 при давлении p .

Длину патрубков принимают в зависимости от их диаметра:

Ø10...32 мм, $l' = 70...80$ мм;

Ø 40...100 мм, $l' = 85...90$ мм;

Ø125...200 мм, $l' = 100...110$ мм;

Ø250 мм и выше, $l' = 120$ мм.

Теплообменники типа «труба в трубе»

Диаметр внутренней трубы определяется по формуле

$$d = \sqrt{G/(0,785\rho W)}, \quad (2.43)$$

где G – расход теплоносителя, проходящего по внутренней трубе; W – скорость теплоносителя в трубе, м/с.

Принимаем по ГОСТ 9930 -78 теплообменную трубу с диаметром, ближайшим к рассчитанному. Рекомендуется принимать теплообменные трубы с наружным диаметром 25; 38; 48; 57; 76; 89; 108; 133; 159 мм.

Уточняем скорость движения теплоносителя:

$$W = G / (0,785 \rho d^2). \quad (2.44)$$

Внутренний диаметр наружной трубы определяют по формуле

$$D = \sqrt{S_{\text{мтр}} / 0,785 + d_n^2}, \quad (2.45)$$

где $S_{\text{мтр}} = G_1 / (\rho_1 W_{\text{мтр}})$ – площадь сечения кольцевого пространства, м²; G_1 – расход теплоносителя, проходящего по кольцевому пространству теплообменника; $W_{\text{мтр}}$ – скорость движения теплоносителя в кольцевом пространстве, м/с.

По ГОСТ 9930 - 78 принимают диаметр кожуховой трубы, ближайшим к рассчитанному. Рекомендуется принимать кожуховые трубы с наружным диаметром 57; 76; 89; 108; 133; 159; 219 мм.

Уточняем скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве:

$$W_{\text{мтр}} = \frac{G_1}{\rho \cdot 0,785(D^2 - d^2)}. \quad (2.46)$$

Сечения труб должны при необходимости соответствовать турбулентному режиму движения жидкостей ($Re > 10000$).

Если при расчетах $Re < 10000$, определяют новые скорости движения теплоносителей, при которых режим их движения будет турбулентным. Принимают значение критерия Рейнольдса равным 10000...15000.

Тогда

$$W = (10000 \dots 15000) W / Re. \quad (2.47)$$

Подставляя значение скорости W в формулу (2.43), определяют диаметр внутренней (теплообменной) трубы и, далее, по формуле (2.45) – диаметр наружной (кожуховой) трубы.

Общая длина трубы, считая по наружному диаметру теплообменных труб:

$$L = S / (3,14d). \quad (2.48)$$

Принимая длину теплообменной поверхности равной длине кожуховой трубы, определим число элементов теплообменника:

$$n = L / l, \quad (2.49)$$

где l – длина кожуховых труб (принимается равной 1,5; 3,0; 4,5; 6,0; 9,0; 12 м).

2.5. Расчет гидравлического сопротивления теплообменного аппарата

Гидравлическое сопротивление складывается из потери давления для преодоления трения и потери давления, расходуемого на преодоление

местных сопротивлений

$$\Delta p = \Delta p_{\tau} + \Delta p_{\text{м}}, \quad (2.50)$$

где Δp_{τ} – суммарное давление, затрачиваемое на преодоление трения, Па;
 $\Delta p_{\text{м}}$ – суммарное давление, необходимое для преодоления потерь вызванных наличием местных сопротивлений, Па.

Обычно определяется трение только в пределах трубного пучка.

Потери на трение в остальных частях аппарата (крышки, штуцера и т.д.) обычно незначительны и могут не учитываться (считая поток изотермическим):

$$\Delta p_{\tau} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho W^2}{2}, \quad (2.51)$$

где λ – коэффициент трения.

Остальные величин известны. При неизотермическом течении, когда температура стенки трубы отличается от температуры потока, следует умножить правую часть формулы (2.51) на безразмерные поправочные коэффициенты:

для ламинарного режима:

$$x = \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст}}}{\text{Pr}} \right)^{\frac{1}{3}} \left[1 + 0,22 \left(\frac{\text{Gr} \cdot \text{Pr}}{\text{Re}} \right)^{0,15} \right], \quad (2.52)$$

для турбулентного режима:

$$x = \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ст}}}{\text{Pr}} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2.53)$$

где Re , Pr , Gr – критерии Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа, вычисленные для холодного теплоносителя при $t_{2\text{ср}}$; $\text{Pr}_{\text{ст}}$ – критерий Прандтля, вычисленный для холодного теплоносителя при температуре стенки трубы.

При ламинарном движении жидкости все трубы являются гидравлически гладкими и коэффициент трения λ зависит от Re

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (2.54)$$

Для устойчивого турбулентного движения по гладким трубам при Re от 1000 до 100000 действительна формула Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (2.55)$$

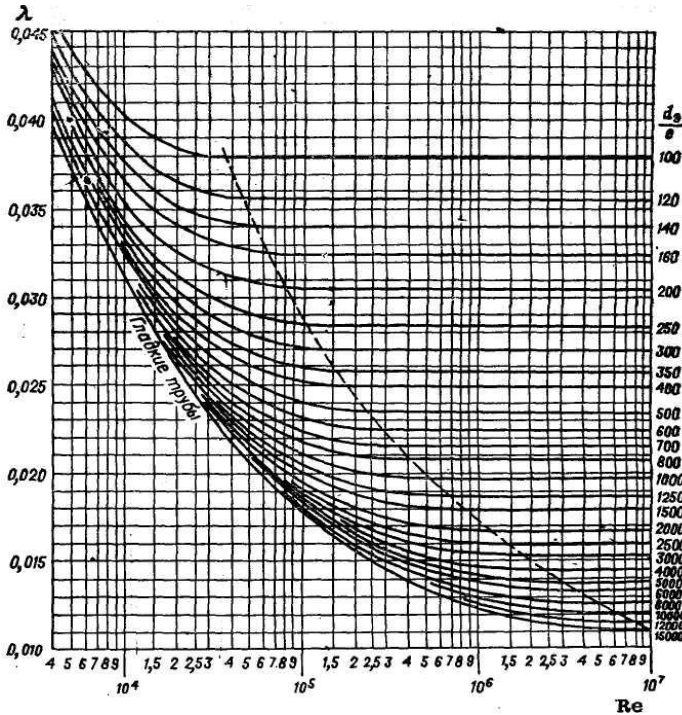


Рис. 2.5. Зависимость коэффициента трения λ от критерия Re и степени шероховатости e : d_e — эквивалентный диаметр, м; e — средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы, м

В автомодельной области величина λ не зависит от Re, а учитывая, что все технические трубы шероховаты, λ можно рассчитать по формуле

$$\lambda = 0,111 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}, \quad (2.56)$$

где Δ — шероховатость стенки трубы.

Величину Δ принимают в пределах от 0,08 до 2 мм. Экспериментальная проверка показывает, что величина λ в реальных условиях работы химической аппаратуры составляет:

$$\lambda = 0,03 \dots 0,04$$

При ориентировочных расчетах можно пользоваться графиком, представляющим зависимость λ от Re (рис. 2.5).

Местные сопротивления подсчитываются по формуле:

$$\Delta p_M = \sum \zeta_M \frac{\rho W^2}{2}, \quad (2.57)$$

где $\Sigma\zeta_m$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений (значения этих коэффициентов находят по прил.13).

Потери на местное сопротивление учитываются на всем протяжении аппарата.

Мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений при протекании теплоносителя через теплообменник, определяют по формуле (в киловаттах)

$$N = \frac{G \cdot \Delta p}{1000 \rho \eta} , \quad (2.58)$$

где η – к.п.д. машины, создающей напор.

После расчета гидравлического сопротивления теплообменного аппарата и определения мощности, затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений производят подбор вспомогательного оборудования для перемещения теплоносителей.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Плотность некоторых жидкостей при 0...20 °С

Жидкость	Плотность, кг/м ³	Жидкость	Плотность, кг/м ³
Азотная кислота, 92 %	1 500	Серная кислота, 30 %	1 220
Аммиак, 26 %	910	Соляная кислота, дымящая	1 210
Бензин	760	Уксусная кислота, 70 %	1 070
Глицерин, 100 %	1 270	» » 30 %	1 040
80 %	1 130	Хлороформ	1 530
Диэтиловый эфир	710	Четыреххлористый углерод	1 630
Керосин	850	Этилацетат	900
Ксилол	880	Этиленхлорид	1280
Мазут	890–950	Этиловый спирт, 100 %	790
Метиловый спирт, 90 %	820	» » 70 %	850
» » 30 %	950	» » 40 %	920
Нафталин (расплавленный)	1 100	» » 10 %	980
Нефть	790–950		
Ртуть	13 600		

Приложение 2

Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры

Вещество	Плотность, кг/м ³						
	–20°C	0 °С	20 °С	40 °С	60 °С	80 °С	120 °С
Азотная кислота, 100 %	1582	1547	1513	1478	1443	1408	1373
» » 50 %	–	1334	1310	1287	1263	1238	1212
Аммиак жидкий	665	639	610	580	545	510	462
Аммиачная вода, 25 %	–	918	907	897	887	876	866
Анилин	–	1039	1022	1004	987	969	952
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693
Бензол	–	900	879	858	836	815	793
Бутиловый спирт	838	824	810	795	781	766	751
Вода	–	1000	998	992	983.	972	958
Гексан	693	677	660	641	622	602	581
Глицерин, 50 %	–	1136	1126	1116	1106	1006	996
Диоксид серы (жидк.)	1484	1434	1383	1327	1264	1193	1111
Дихлорэтан	1310	1282	1254	1224	1194	1163	1133
Диэтиловый эфир	758	736	714	689	666	640	611
Изопропиловый спирт	817	801	785	768	752	735	718
Кальций хлористый, 25 % раствор	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190
м – Ксилол	–	882	865	847	831	796	796
Метиловый спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714
» » 40 %	–	946	935	924	913	902	891
Нитробензол	–	1223	1203	1183	1163	1143	1123
Натрий хлористый, 20 % раствор	–	1157	1148	1189	ИЗО	1120	1110

Окончание прил. 2							
Вещество	Плотность, кг/м ³	Вещество	Плотность, кг/м ³	Вещество	Плотность, кг/м ³	Вещество	Плотность, кг/м ³
Муравьиная кислота	–	1244	1220	1195	1171	1147	1121
Натр едкий, 50 % раствор	–	1540	1525	1511	1497	1483	1469
» » 40 %	–	1443	1430	1416	1403	1389	1375
» » 30%» »	–	1340	1328	1316	1303	1289	1276
» » 20 %	–	1230	1219	1208	1196	1183	1170
» » 10%	–	1117	1109	1100	1089	1077	1064
Октан	734	718	702	686	669	653	635
Олеум, 20 %	–	1922	1896	1870	1844	1818	1792
Пропиловый спирт	–	819	804	788	770	752	733
Серная кислота, 98 %	–	1857	1837	1817	1798	1779	1761
» » 92 %	1866	1845	1824	1803	1783	1765	1744
» » 75 %	1709	1689	1669	1650	1632	1614	1597
» » 60 %	1532	1515	1498	1482	1466	1450	1434
Сероуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125
Соляная кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103
Голуол	902	884	866	847	828	808	788
Уксусная кислота, 100 %	–	1072	1048	1027	1004	981	958
» » 50 %	–	1074	1058	1042	1026	1010	994
Фенол (расплавленный)	–	–	1075	1058	1040	1022	1003
Хлорбензол	1150	1128	1107	1085	1065	1041	1021
Хлороформ	1563	1526	1489	1450	1411	1380	1326
Четыреххлористый углерод	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434
Этиловый спирт, 100%	823	806	789	712	154	735	716
Этилацетат	947	924	901	876	851	825	797
» » 80%	–	857	843	828	813	797	783
» » 60 %	–	904	891	878	864	849	835
» » 40 %	–	947	935	923	910	897	885
» » 20 %	–	977	969	957	946	934	922

Приложение 3

Физические свойства воды (на линии насыщения)

(Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$)

ρ , кгс/см ²	t, °C	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг	s , кДж/кг·K	$\lambda \cdot 10^2$, Вт·м·K	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	–0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98

Окончание прил. 3

p , кгс/см ²	t , °C	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг	c , кДж/кг·K	$\lambda \cdot 10^{-2}$, Вт·м·K	$a \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$v \cdot 10^6$, м ³ /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
1,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

*Приложение 4***Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления**(Пересчет в СИ: 1 кгс/м² = 9,81 · 10⁴ Па)

Давление (абсолютное), кгс/см ²	Температура, °C	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости C , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
0,010	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,020	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2592	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278

Окончание прил. 4

Давление (абсолютное), кгс/см ²	Температура, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости С, кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'', кДж/кг	Удельная теплота парообразования г, кДж/кг
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,0	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,3	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306

Приложение 5

Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок

Теплоносители	Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/\Gamma_{\text{загр}}$, Вт/м ² ·К
Вода загрязненная	1 400–1 860 *
» среднего качества	1 860–2 900 *
» хорошего качества	2 900–5 800 *
» очищенная	2 900–5 800 *
» дистиллированная	11 600

<i>Окончание прил. 5</i>	
Теплоносители	Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/\Gamma_{\text{загр}}$, Вт/м ² ·К
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2 900
Нефтепродукты сырые	1 160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5 800
Водяной пар (с содержанием масла)	5 800
Органические пары	11 600
Воздух	2800

Приложение 6

Число труб при размещении по правильным шестиугольникам и концентрическим окружностям

Размещение по шестиугольникам							Размещение по окружностям			
число труб по створке шестиугольника <i>a</i>	число труб по диагонали <i>b</i>	число труб на площади наибольшего шестиугольника	число дополнительных труб по рядам сегментов			число труб на 1 всех сегментах 1 М	общее число труб <i>n</i>	число окружностей	число труб по наибольшей окружности	общее число труб <i>n</i>
			1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд					
1	1						1			
2	3	7	–	–	–	–	7	1	6	7
3	5	19	–	–	–	–	19	2	12	19
4	7	37	–	–	–	–	37	3	18	37
5	9	61	–	–	–	–	61	4	25	62
6	11	91	–	–	–	–	91	5	31	93
7	13	127	–	–	–	–	127	6	37	130
8	15	169	3	–	–	18	187	7	43	173
9	17	217	4	–	–	24	241	8	50	223
10	19	271	5	–	–	30	301	9	56	279
11	21	331	6	–	–	36	367	10	62	341
12	23	397	7	–	–	42	439	11	69	410
13	25	469	8	–	–	48	517	12	75	485
14	27	547	9	2	–	66	613	13	81	566
15	29	631	10	5	–	90	721	14	87	653
16	31	721	11	6	–	102	823	15	94	747
17	33	817	12	7	–	114	931	16	100	847
18	35	919	13	8	–	126	1045	17	106	953
19	37	1027	14	9	–	138	1165	18	113	1 066
20	39	1 141	15	12	–	162	1303	19	119	1 185
21	41	1 261	16	13	4	198	1459	20	125	1310
22	43	1387	17	14	7	228	1615	21	131	1441
23	45	1519	18	15	8	246	1765	22	138	1579
24	47	1657	19	16	9	264	1921	23	144	1723
25	49	1801	20	17	10	282	2083	24	150	1 873

Параметры кожухотрубных конденсаторов и испарителей

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее количество труб	Поверхность теплообмена (в м ²) ** при длине труб, м				Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
				2,0	3,0	4,0	6,0	
600	20×2	2	370	–	70	93	139	0,037
		4	334	–	63	84	126	0,016
		6	316	–	60	79	119	0,009
	25×2	1	257	40	61	81	–	–
		2	240	–	57	75	113	0,042
		4	206	–	49	65	97	0,018
	6	196	–	46	61	91	0,011	
800	20×2	2	690	–	130	173	260	0,069
		4	638	–	120	160	240	0,030
		6	618	–	116	155	233	0,020
	25×2	1	465	73	109	146	–	–
		2	442	–	104	139	208	0,077
		4	404	–	95	127	190	0,030
	6	384	–	90	121	181	0,022	
1000	20×2	2	1138	–	214	286	429	0,114
		4	1072	–	202	269	404	0,051
		4	1072	–	202	269	404	0,051
	25×2	6	1044	–	197	262	393	0,034
		1	747	117	176	235	–	–
		2	718	–	169	226	338	0,124
	4	666	–	157	209	314	0,055	
	6	642	–	151	202	302	0,036	
1200	20×2	2	1658	–	–	417	625	0,165
		4	1580	–	–	397	595	0,079
		6	1544	–	–	388	582	0,049
	25×2	1	1083	–	256	340	–	–
		2	1048	–	–	329	494	0,179
		4	986	–	–	310	464	0,084
	6	958	–	–	301	451	0,052	
1400	20×2	2	2298	–	–	–	865	0,230
		4	2204	–	–	–	831	0,110
		6	2162	–	–	–	816	0,072
	25×2	1	1545	–	372	486	–	–
		2	1504	–	–	–	708	0,260
		4	1430	–	–	–	673	0,118
	6	1396	–	–	–	657	0,080	

* Испарители могут быть только одноходовыми.

** Рассчитана по наружному диаметру труб.

**Параметры кожухотрубчатых конденсаторов и холодильников
с плавающей головкой**

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб*, мм	Число ходов**	Площадь сечения одного хода по трубам, м ² ***		Поверхность теплообмена (в м ²) при длине труб, м*				Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве, м ² ***		
					3,0	6,0 ***	9,0***				
325	20×2	2	0,007	–	13	26	–	–	–	0,012	–
	25×2	2	0,007	–	10	20	–	–	–	0,012	–
400	20×2	2	0,012	–	23	46	–	–	–	0,020	–
	25×2	2	0,014	–	19	38	–	–	–	0,019	–
500	20×2	2	0,020	–	38	76	–	–	–	0,031	–
	25×2	2	0,023	–	31	62	–	–	–	0,030	–
600	20×2	2	0,030	0,034	–	117	131	176	196	0,048	0,04
		4	0,013	0,014	–	107	117	160	175	0,048	0,04
	6	–	0,008	–	–	113	–	–	0,048	0,04	
	25×2	2	0,034	0,037	–	96	105	144	157	0,043	0,04
	4	0,015	0,016	–	86	94	129	141	0,043	0,04	
	6	–	0,007	–	–	87	–	–	0,043	0,04	
800	20×2	2	0,056	0,063	–	212	243	318	364	0,078	0,07
		4	0,025	0,025	–	197	225	295	337	0,078	0,07
	6	–	0,016	–	–	216	–	–	0,078	0,07	
	25×2	2	0,060	0,069	–	170	181	255	286	0,074	0,06
	4	0,023	0,024	–	157	173	235	259	0,074	0,06	
	6	–	0,018	–	–	164	–	–	0,074	0,06	
100	20×2	2	0,092	0,106	–	346	402	519	603	0,115	0,10
		4	0,043	0,049	–	330	378	495	567	0,115	0,10
	6	–	0,032	–	–	368	–	–	0,115	0,10	
	25×2	2	0,103	0,119	–	284	325	426	488	0,117	0,11
	4	0,041	0,051	–	267	301	400	451	0,117	0,11	
	6	–	0,034	–	–	290	–	–	0,117	0,11	
120	20×2	2	0,135	0,160	–	514	604	771	906	0,138	0,14
		4	0,064	0,076	–	494	576	741	864	0,138	0,14
	6	–	0,046	–	–	563	–	–	0,138	0,14	
	25×2	2	0,155	0,179	–	423	489	635	733	0,126	0,11
	4	0,072	0,086	–	403	460	604	690	0,126	0,11	
	6	–	0,054	–	–	447	–	–	0,126	0,11	
140	20×2	2	0,188	0,220	–	715	831	1072	1246	0,179	0,19
		4	0,084	0,102	–	693	798	1040	1197	0,179	0,19
	6	–	0,059	–	–	782	–	–	0,179	0,19	
	25×2	2	0,214	0,247	–	584	675	876	1012	0,174	0,15
	4	0,099	0,110	–	561	642	841	963	0,174	0,15	
	6	–	0,074	–	–	626	–	–	0,174	0,15	

* Трубы диаметром 25×2 мм должны быть изготовлены из высоколегированных сталей; допускаются трубы из углеродистой стали, но 25×2 мм.

** Шесть ходов по трубам может быть только у конденсаторов.

*** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равнобедренных треугольников, остальные – по вершинам квадратов (по ГОСТ 13202–77)

Параметры кожухотрубчатых холодильников

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число холодов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²) * при длине труб, м							Площадь минимального сечения потока межтрубного пространства, м ²	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-	0,003	0,004
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,004	0,005
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	-	-	-	0,007	0,012
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	0,009	0,013
325	20×2	1	100	-	9,5	12,5	19,0	25,0	-	-	0,011	0,020
		2	90	-	8,5	11,0	17,0	22,5	-	-	0,011	0,009
	25×2	1	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	0,013	0,021
		2	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	0,013	0,010
400	20×2	1	181	-	-	23,0	34,0	46,0	68,0	-	0,017	0,036
		2	166	-	-	21,0	31,0	42,0	63,0	-	0,017	0,017
	25×2	1	111	-	-	17,0	26,0	35,0	52,0	-	0,020	0,038
		2	100	-	-	16,0	24,0	31,0	47,0	-	0,020	0,017
600	20×2	1	389	-	-	49	73	98	147	-	0,041	0,078
		2	370	-	-	47	70	93	139	-	0,041	0,037
		4	334	-	-	42	63	84	126	-	0,041	0,016
		6	316	-	-	40	60	79	119	-	0,037	0,009
	25×2	1	257	-	-	40	61	81	121	-	0,040	0,089
		2	240	-	-	38	57	75	113	-	0,040	0,042
		4	206	-	-	32	49	65	97	-	0,040	0,018
		6	196	-	-	31	46	61	91	-	0,037	0,011
800	20×2	1	717	-	-	90	135	180	270	405	0,069	0,144
		2	690	-	-	87	130	173	260	390	0,069	0,069
		4	638	-	-	80	120	160	240	361	0,069	0,030
		6	618	-	-	78	116	155	233	349	0,065	0,020
	25×2	1	465	-	-	73	109	146	219	329	0,070	0,161
		2	442	-	-	69	104	139	208	312	0,070	0,077
		4	404	-	-	63	95	127	190	285	0,070	0,030
		6	385	-	-	60	90	121	181	271	0,065	0,022
1000	20×2	1	1173	-	-	-	221	295	442	663	0,101	0,236
		2	1138	-	-	-	214	286	429	643	0,101	0,114
		4	1072	-	-	-	202	269	404	606	0,101	0,051
		6	1044	-	-	-	197	262	393	590	0,096	0,034
	25×2	1	747	-	-	-	176	235	352	528	0,106	0,259
		2	718	-	-	-	169	226	338	507	0,106	0,124
		4	666	-	-	-	157	209	314	471	0,106	0,055
		6	642	-	-	-	151	202	302	454	0,102	0,036
1200	20×2	1	1701	-	-	-	-	427	641	961	0,145	0,342
		2	1658	-	-	-	-	417	625	937	0,145	0,165
		4	1580	-	-	-	-	397	595	893	0,145	0,079
		6	1544	-	-	-	-	388	582	873	0,131	0,049
	25×2	1	1083	-	-	-	-	340	510	765	0,164	0,375
		2	1048	-	-	-	-	329	494	740	0,164	0,179
		4	986	-	-	-	-	310	464	697	0,164	0,084
--		6	958	-	-	-	-	301	451	677	0,142	0,052

* Рассчитана по наружному диаметру труб.

Параметры кожухотрубчатых холодильников с U-образными трубами

Диаметр кожуха, мм	Площадь сечения одного хода по трубам, м ²		Поверхность теплообмена (в м ²) * при длине труб, м					Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве, м ² ***	
			3,0	6,0**	9,0**				
325	0,007	–	14	27	–	–	–	0,011	–
400	0,013	–	26	51	–	–	–	0,020	–
500	0,022	–	43	85	–	–	–	0,032	–
600	0,031	0,039	–	120	150	178	223	0,047	0,037
800	0,057	0,067	–	224	258	331	383	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	–	383	437	565	647	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	–	564	651	831	961	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	–	790	930	1160	1369	0,161	0,187

* Рассчитана по наружному диаметру труб.

** Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубной решетке по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов по

Поверхности теплообмена неразборных, а также разборных однопоточных и двухпоточных теплообменников типа «труба в трубе»

Диаметр теплообменных труб, мм	Число параллельных потоков	Число теплообменных труб в одном аппарате, шт.	Поверхность теплообмена (в м ²)* по наружному диаметру при длине труб, м						Диаметр** труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25×3	1	1*	0,12	0,24	0,36	0,48	–	–	57×4
			0,24	0,48	0,72	0,96	–	–	
			0,48	0,96	1,44	1,92	–	–	
38×3,5	1	1*	0,18	0,36	0,54	0,72	–	–	57×4; 76×4; 89×5
			0,36	0,72	1,08	1,44	–	–	
			0,72	1,44	2,16	2,88	–	–	
48×4	1	1*	0,23	0,45	0,68	0,90	–	–	76×4; 89×5; 108×4
			0,46	0,90	1,36	1,80	–	–	
			0,92	1,80	2,72	3,60	–	–	
57×4	1	1*	0,27	0,54	0,81	1,08	–	–	89×5; 108×4
			0,54	1,08	1,62	2,16	–	–	
			1,08	2,16	3,24	4,32	–	–	
76×4	1	1*	–	–	–	1,43	2,14	2,86	108×4; 133×4
			–	–	–	2,14	2,86	4,28	
			–	–	–	2,52	3,36	5,04	
89×5	1	1*	–	–	–	1,68	2,52	3,36	133×4; 159×4,5
			–	–	–	2,03	3,05	4,06	
			–	–	–	3,05	4,06	6,10	
108×4	1	1*	–	–	–	2,50	3,75	5,00	219×6
			–	–	–	3,76	5,00	7,50	
			–	–	–	4,50	6,00	9,00	
133×4	1	1*	–	–	–	3,00	4,50	6,00	219×6
			–	–	–	4,50	6,00	9,00	
			–	–	–	6,00	9,00	–	

* Относится к одному ходу неразборных теплообменников.

** Толщины труб указаны для условных давлений не выше 1,6 МПа.

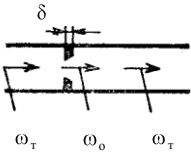
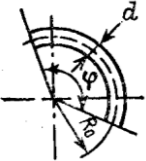
Толщина стенок стальных обечайек $\delta_{ст}$

Диаметр обечайки, м	Толщина стенок $\delta_{ст}$ (в мм) при внутреннем давлении P (в МПа)						
	0,4	0,6	1,0	1,6	0,6	1,0	1,6
	сталь СтЗ				сталь 1X18H9T		
0,4	3	3	4	6	3	3	5
0,6	3	4	5	6	3	4	5
0,8	4	4	5	8	3	4	5
1,0	5	5	6	8	4	4	6
1,2	5	5	8	10	4	5	8
1,4	5	5	8	10	4	5	8
1,6	5	6	8	12	5	5	8
1,8	6	6	10	14	5	6	10
2,0	6	8	10	16	5	6	12
2,2	6	8	12	16	5	8	12
2,4	6	8	12	16	5	8	12
2,6	8	8	12	20	5	8	14
2,8	8	10	14	20	6	10	14
3,0	8	10	14	22	6	10	16
3,2	8	10	16	22	6	12	16

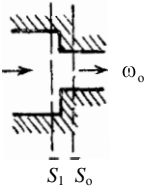
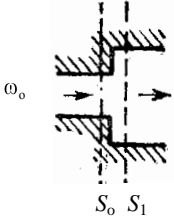
Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Значения коэффициентов местного сопротивления ξ								
Вход в трубу 	С острыми краями: $\xi = 0,5$ С закругленными краями: $\xi = 0,2$								
Выход из трубы 	$\xi = 1$								
Колено (угольник) 90° стандартный чугунный	Условный проход, мм	12,5	25	37	50				
	ξ	2,2	2	1,6	1,1				
Вентиль нормальный	Значение ξ при полном открытии вентиля								
	D, мм	13	20	40	80	100	150	200	250
ξ	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

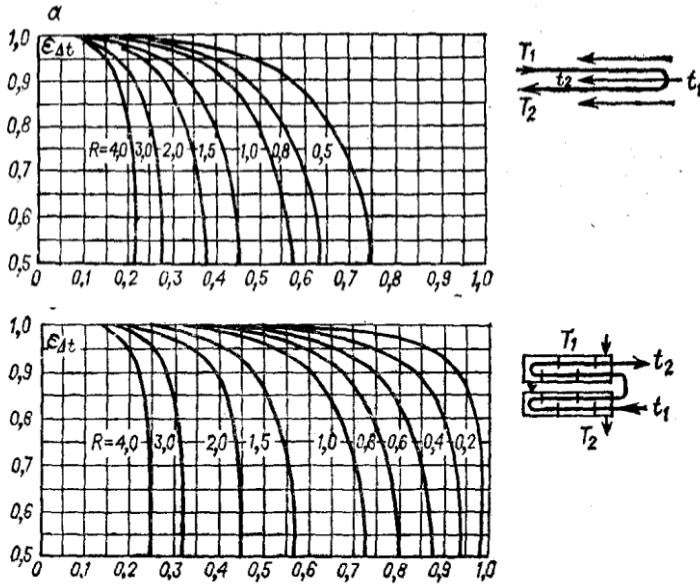
Продолжение прил. 13

Вид сопротивления	Значения коэффициентов местного сопротивления ξ											
Вентиль прямооточный	При $Re > 3 \cdot 10^5$ значение ξ определяется по таблице:											
	D , мм	25	38	50	65	76	100	150	200	250		
	ξ	1,04	0,85	0,79	0,65	0,60	0,50	0,42	0,36	0,32		
	При $Re < 3 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления $\xi = \xi_1 \cdot K$. Значение ξ_1 определяется так же, как и при $Re \geq 3 \cdot 10^5$, а значение K приведено в таблице:											
	Re	5000	10 000	20 000	50 000	100 000	200 000	300 000				
	K	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,93	1				
Кран пробочный	Условный проход, мм		13	19	25	32	38	50 и выше				
	ξ		4	2	2	2	2	2				
Задвижка	Условный проход, мм		15 – 100		175 – 200		300 и выше					
	ξ		0,5		0,25		0,15					
Диафрагма (отверстие) с острыми краями в прямой трубе  d_o – диаметр отверстия диафрагмы, м; δ – толщина диафрагмы, м; ω_o – средняя скорость потока в отверстии, м/с; $m = \left(\frac{d_o}{D}\right)^2$; D – диаметр трубы, м	При $\frac{\delta}{d_o} = 0 \div 0,015$ потеря давления $\Delta p = \xi \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$											
	Значение ξ определяется по таблице:											
	m	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22
	ξ	7000	1670	730	400	245	165	117	86,0	65,5	51,5	40,0
m	0,24	0,26	0,28	0,30	0,34	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	
ξ	32,0	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13	
Отвод круглого или квадратного сечения  d – внутренний диаметр трубопровода, м; R_o – радиус изгиба трубы, м	Коэффициент сопротивления $\xi = AB$ определяется по таблицам:											
	Угол ϕ , градусы	20	30	45	60	90	110	130	150	180		
	A	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40		
R_o/d	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50					
B	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03					

Окончание приложения 13

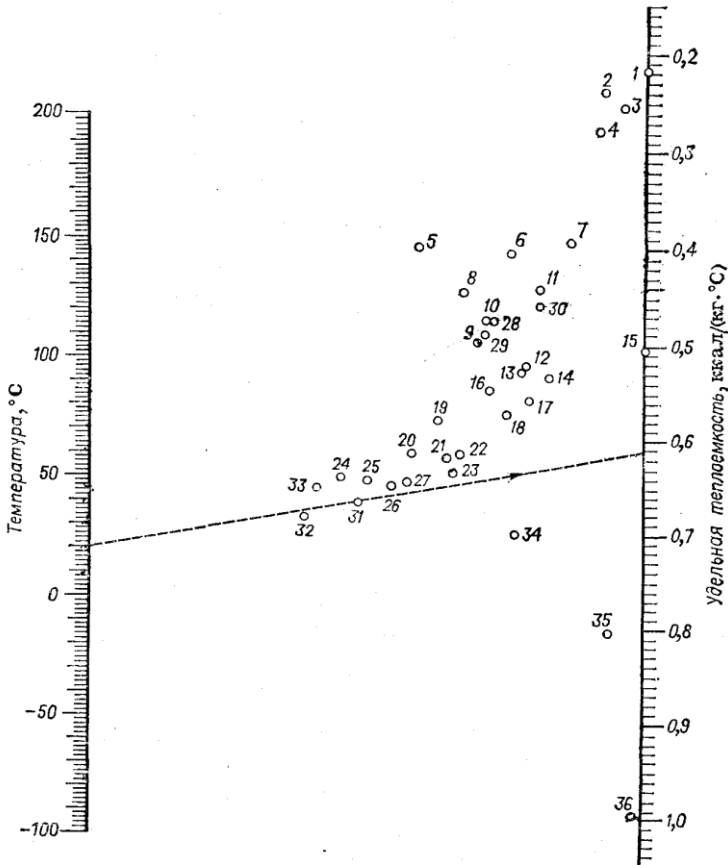
Вид сопротивления	Значения коэффициентов местного сопротивления ξ																																																							
<p>Внезапное сужение</p>  <p>S_0 – площадь меньшего поперечного сечения, м; S_1 – площадь большего поперечного сечения, м; ω_0 – скорость потока в меньшем сечении</p> $Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$ $\Delta p_{суж} = \xi \left(\omega_0^2 / 2 \right)$	<table border="1" data-bbox="353 201 956 443"> <thead> <tr> <th data-bbox="353 201 493 261">$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$</th> <th colspan="6" data-bbox="493 201 956 261">S_0/S_1</th> </tr> <tr> <th data-bbox="353 261 493 284"></th> <th data-bbox="493 261 568 284">0,1</th> <th data-bbox="568 261 644 284">0,2</th> <th data-bbox="644 261 719 284">0,3</th> <th data-bbox="719 261 794 284">0,4</th> <th data-bbox="794 261 869 284">0,5</th> <th data-bbox="869 261 956 284">0,6</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="353 284 493 306">10</td> <td data-bbox="493 284 568 306">5,0</td> <td data-bbox="568 284 644 306">5,0</td> <td data-bbox="644 284 719 306">5,0</td> <td data-bbox="719 284 794 306">5,0</td> <td data-bbox="794 284 869 306">5,0</td> <td data-bbox="869 284 956 306">5,0</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 306 493 328">100</td> <td data-bbox="493 306 568 328">1,30</td> <td data-bbox="568 306 644 328">1,20</td> <td data-bbox="644 306 719 328">1,10</td> <td data-bbox="719 306 794 328">1,00</td> <td data-bbox="794 306 869 328">0,90</td> <td data-bbox="869 306 956 328">0,80</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 328 493 351">1000</td> <td data-bbox="493 328 568 351">0,64</td> <td data-bbox="568 328 644 351">0,50</td> <td data-bbox="644 328 719 351">0,44</td> <td data-bbox="719 328 794 351">0,35</td> <td data-bbox="794 328 869 351">0,30</td> <td data-bbox="869 328 956 351">0,24</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 351 493 373">10000</td> <td data-bbox="493 351 568 373">0,5</td> <td data-bbox="568 351 644 373">0,40</td> <td data-bbox="644 351 719 373">0,35</td> <td data-bbox="719 351 794 373">0,30</td> <td data-bbox="794 351 869 373">0,25</td> <td data-bbox="869 351 956 373">0,20</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 373 493 395">>10000</td> <td data-bbox="493 373 568 395">0,45</td> <td data-bbox="568 373 644 395">0,40</td> <td data-bbox="644 373 719 395">0,35</td> <td data-bbox="719 373 794 395">0,30</td> <td data-bbox="794 373 869 395">0,25</td> <td data-bbox="869 373 956 395">0,20</td> </tr> </tbody> </table>							$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$	S_0/S_1							0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80	1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24	10000	0,5	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	>10000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$	S_0/S_1																																																							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6																																																		
10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0																																																		
100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80																																																		
1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24																																																		
10000	0,5	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20																																																		
>10000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20																																																		
<p>Внезапное расширение</p>  <p>S_0 – площадь меньшего поперечного сечения, м; S_1 – площадь большего поперечного сечения, м; ω_0 – скорость потока в меньшем сечении</p> $Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$ $\Delta p_{расш} = \xi \left(\omega_0^2 / 2 \right)$	<table border="1" data-bbox="353 791 956 1034"> <thead> <tr> <th data-bbox="353 791 493 852">$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$</th> <th colspan="6" data-bbox="493 791 956 852">S_0/S_1</th> </tr> <tr> <th data-bbox="353 852 493 874"></th> <th data-bbox="493 852 568 874">0,1</th> <th data-bbox="568 852 644 874">0,2</th> <th data-bbox="644 852 719 874">0,3</th> <th data-bbox="719 852 794 874">0,4</th> <th data-bbox="794 852 869 874">0,5</th> <th data-bbox="869 852 956 874">0,6</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td data-bbox="353 874 493 896">10</td> <td data-bbox="493 874 568 896">3,1</td> <td data-bbox="568 874 644 896">3,1</td> <td data-bbox="644 874 719 896">3,1</td> <td data-bbox="719 874 794 896">3,1</td> <td data-bbox="794 874 869 896">3,1</td> <td data-bbox="869 874 956 896">3,1</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 896 493 919">100</td> <td data-bbox="493 896 568 919">1,70</td> <td data-bbox="568 896 644 919">1,40</td> <td data-bbox="644 896 719 919">1,20</td> <td data-bbox="719 896 794 919">1,10</td> <td data-bbox="794 896 869 919">0,90</td> <td data-bbox="869 896 956 919">0,80</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 919 493 941">1000</td> <td data-bbox="493 919 568 941">2,0</td> <td data-bbox="568 919 644 941">1,60</td> <td data-bbox="644 919 719 941">1,30</td> <td data-bbox="719 919 794 941">1,05</td> <td data-bbox="794 919 869 941">0,90</td> <td data-bbox="869 919 956 941">0,60</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 941 493 963">3000</td> <td data-bbox="493 941 568 963">1,00</td> <td data-bbox="568 941 644 963">0,70</td> <td data-bbox="644 941 719 963">0,60</td> <td data-bbox="719 941 794 963">0,40</td> <td data-bbox="794 941 869 963">0,30</td> <td data-bbox="869 941 956 963">0,20</td> </tr> <tr> <td data-bbox="353 963 493 1034">3500 и более</td> <td data-bbox="493 963 568 1034">0,81</td> <td data-bbox="568 963 644 1034">0,64</td> <td data-bbox="644 963 719 1034">0,50</td> <td data-bbox="719 963 794 1034">0,66</td> <td data-bbox="794 963 869 1034">0,25</td> <td data-bbox="869 963 956 1034">0,16</td> </tr> </tbody> </table>							$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$	S_0/S_1							0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80	1000	2,0	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60	3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20	3500 и более	0,81	0,64	0,50	0,66	0,25	0,16
$Re = \frac{\omega_0 d_0}{\nu}$	S_0/S_1																																																							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6																																																		
10	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1																																																		
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80																																																		
1000	2,0	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60																																																		
3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20																																																		
3500 и более	0,81	0,64	0,50	0,66	0,25	0,16																																																		

**Поправочные коэффициенты $\varepsilon_{\Delta t}$ для смешанного тока
в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках**



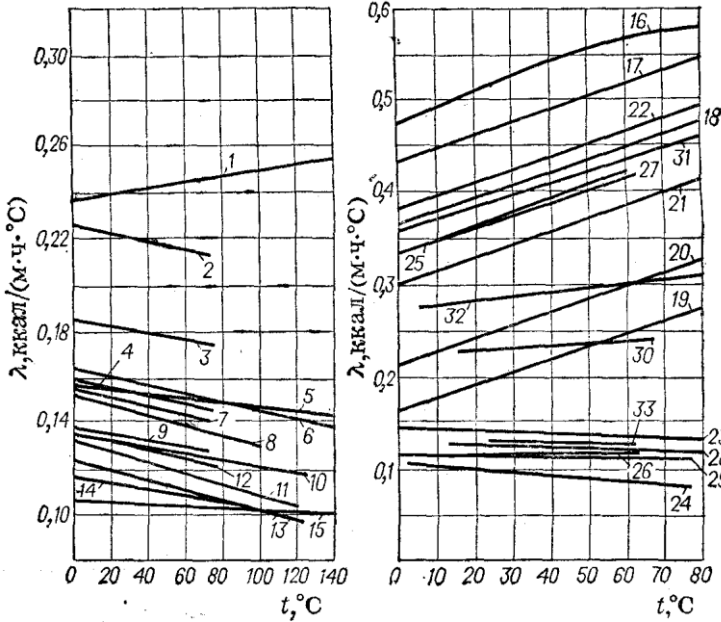
α – с одним ходом в межтрубном пространстве и двумя, четырьмя, шестью и более ходами в трубном пространстве; β – с двумя ходами в межтрубном пространстве с поперечными перегородками и четырьмя ходами в трубном пространстве; $P = (t_1 - t_2)/(T_1 - t_1)$; $R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)$.

Номограмма для определения теплоемкости жидкостей



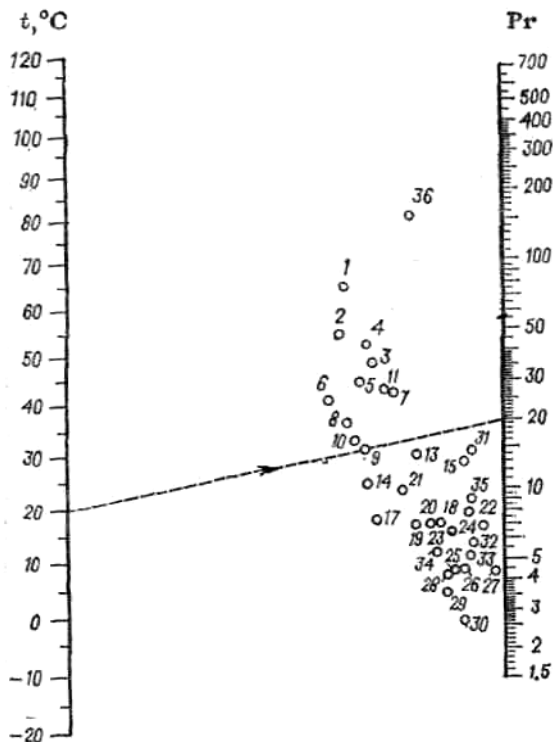
Вещество	Номер точки	Вещество	Номер точки	Вещество	Номер точки
Амиллацетат.	12	Изопропиловый спирт	27	Уксусная кислота, 100 %	16
Анилин	14	от - 50 до 0°С			
Ацетон	18	Иодистый этил	5	Хлорбензол	6
Бензол	29	о- и м-Ксилол	9	Хлористый кальций,	34
Бромистый этил	1	п-Ксилол	10	25%	
Бутиловый спирт	24	Метиловый спирт	23	Хлористый натрий, 25%	35
Вода	36	Октан	15	Хлористый этил	11
Гептан	18	Пропиловый спирт	25	Хлороформ	3
Глицерин	21	Серная кислота, 100%	7	Четыреххлористый углерод	2
Дифенил	8	Сероуглерод	4		
Диэтиловый эфир	17	Соляная кислота, 30 %	26		
Изобутиловый спирт	33	Толуол (от - 60 до 40°С)	28	Этилацетат	13
Изопентан	20			Этиленгликоль	22
Изопропиловый спирт от 0 до 50°С	32	Толуол (от 40 до 100°С)	30	Этиловый спирт	31

Коэффициенты теплопроводности некоторых жидкостей



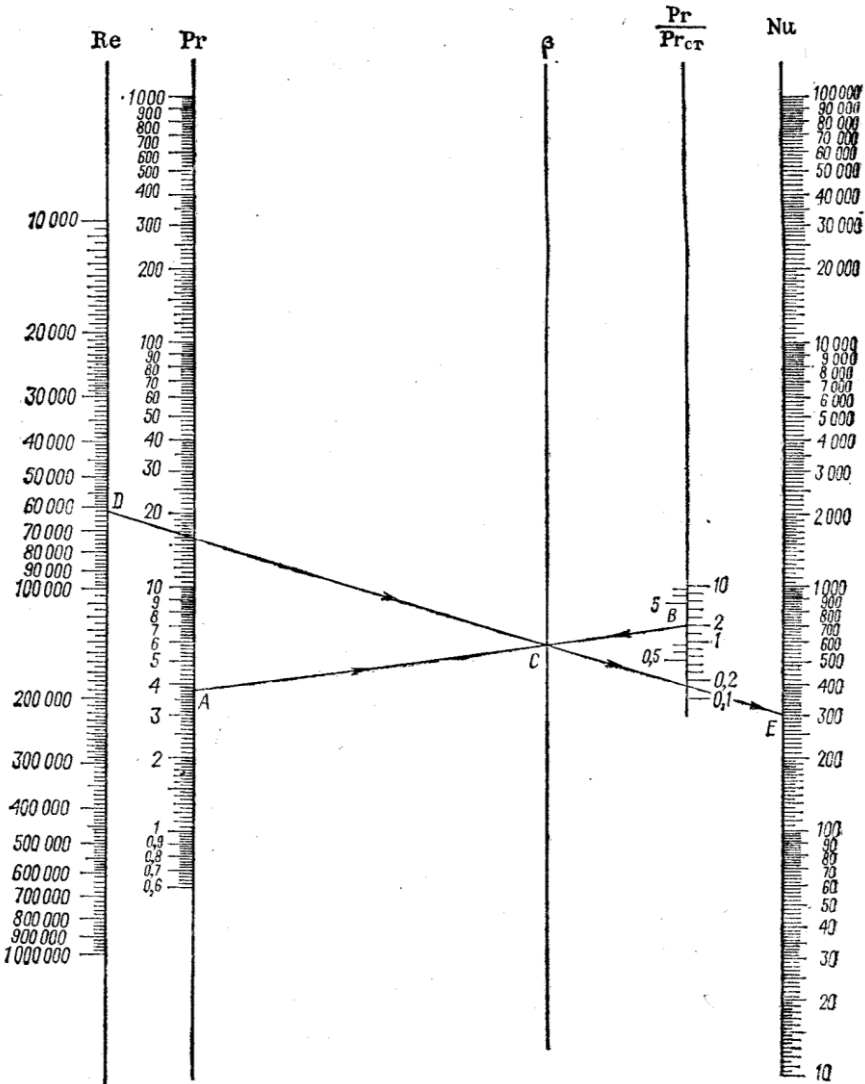
Вещество	Но- мер точки	Вещество	Но- мер точ- ки	Вещество	Но- мер точки
Аммиак, 26%	31	Метиловый спирт,	3	Четыреххлористый	24
Анилин	6	100%		углерод	
Ацетон	8	То же, 10%	32	Этиловый спирт,	4
Бензол	11	Муравьиная кислота	2	100%	
Бутиловый спирт	9	Нитробензол	10	Этиловый спирт, 80%	19
Вазелиновое масло	15	Октан	33	Этиловый спирт, 60%	20
Вода	16	Серная кислота, 98%	30	Этиловый спирт, 40%	21
Гексан	26	Сероуглерод	23	Этиловый спирт, 20%	22
Глицерин безводный	1	Соляная кислота, 30%	27		
>> 50%	25	Толуол	13		
Диэтиловый эфир	29	Уксусная кислота	7		
Изопропиловый спирт	12	Хлористый кальций,	17		
Касторовое масло	5	25%			
Керосин	28	Хлористый натрий,	18		
Ксилол	14	25%			

Значения критерия Pr для жидкостей



Вещество	Но- мер точки	Вещество	Но- мер точ- ки	Вещество	Но- мер точки
Амилацетат.	31	Метиловый спирт,	20	Толуол	23
Аммиак, 26 %	14	100 %	10	Уксусная кислота,	18
Анилин	5	Метиловый спирт.		100 %	
Ацетон	25	40 %	33	Уксусная кислота,	9
Бензол	22	Октан		50 %	
Бромистый этил	29	Пентан	26	Хлорбензол	35
Бутиловый спирт	11	Серная кислота,	1	Хлороформ	34
Вода	17	111 %		1	
Гептан	32	Серная кислота,	2	углерод	18
Диэтиловый эфир	28	98 %		2	
Глицерин, 50 %	6	Серная кислота, 60 %	4	Этиленгликоль	36
Изоамиловый спирт	3	Серовуглерод		4	
Изопропиловый спирт	7		30	100 %	13
Йодистый этил	27	Соляная кислота, 30 %	21	Этиловый спирт, 50 %	
Ксилол	19				

Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи в прямых



1 этап: АВ→С; 2 этап: ДС→Е

Библиографический список

1. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов/А.Г. Касаткин.-10-е изд. - М.: ООО ТИД «Альянс», 2004. -753 с.
2. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии/ К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков.-Л.: Химия, 1987. - 576 с.
3. Справочник химика. Т. V.М.-Л.: Химия, 1986. - 974 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию/ Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. Под ред. Ю.И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и дополн. М.: Химия, 1991. - 496 с.
5. Иоффе, И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии/ И.Л. Иоффе.– Л.: Химия, 1991. - 352 с.
6. Стандартные кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего назначения: каталог. - 3-е изд. – М.: ЦИНТИнефтехиммаш, 1982. - 32 с.
7. Теплообменник [Электронный ресурс]. - 2009. - Режим доступа <http://ru.wikipedia.org/wiki/Теплообменник>

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Рекуперативные теплообменные аппараты.....	5
2. Расчет трубчатых теплообменных аппаратов.....	25
2.1. Исходные данные.....	25
2.2. Тепловой расчет теплообменного аппарата.....	25
2.3. Расчет толщины изоляции теплообменника.....	35
2.4. Конструктивный расчет теплообменника.....	35
2.5. Расчет гидравлического сопротивления теплообменного аппарата.....	38
Приложения:	42
1 Плотность некоторых жидкостей при 0...20 °С.....	42
2 Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры.....	42
3 Физические свойства воды (на линии насыщения).....	43
4 Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления.....	44
5 Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок.....	45
6 Число труб при размещении по правильным шестиугольникам и концентрическим окружностям.....	46
7 Параметры кожухотрубных конденсаторов и испарителей.....	47
8 Параметры кожухотрубчатых конденсаторов и холодильников с плавающей головкой.....	48
9 Параметры кожухотрубчатых холодильников.....	49
10 Параметры кожухотрубчатых холодильников с U-образными трубами.....	50
11 Поверхности теплообмена неразборных, а также разборных однопоточных и двухпоточных теплообменников типа «труба в трубе».....	50
12 Толщина стенок стальных обечаек $\delta_{ст}$	51
13 Коэффициенты местных сопротивлений.....	51
14 Поправочные коэффициенты ϵ_{Δ} для смешанного тока в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках.....	54
15 Номограмма для определения теплоемкости жидкостей.....	55
16 Коэффициенты теплопроводности некоторых жидкостей.....	56
17 Значения критерия Pr для жидкостей.....	57
18 Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи в прямых трубах при $Re > 10000$ и $\epsilon_1 = 1$	58
Библиографический список.....	59

Учебное издание

ГУБАРЕВА Валентина Васильевна

Проектирование трубчатых рекуперативных теплообменных аппаратов

Учебное пособие

Подписано в печать 24.09.14. Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 3,4. Усл. изд. л. 4,0.

Тираж	экз.	Заказ	Цена
-------	------	-------	------

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете
им. В.Г. Шухова

308012, г.Белгород, ул. Костюкова, 46