

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Чувашский государственный университет имени И.Н. Ульянова»

Н.И. Савельев, П.М. Лукин

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ
АППАРАТОВ**

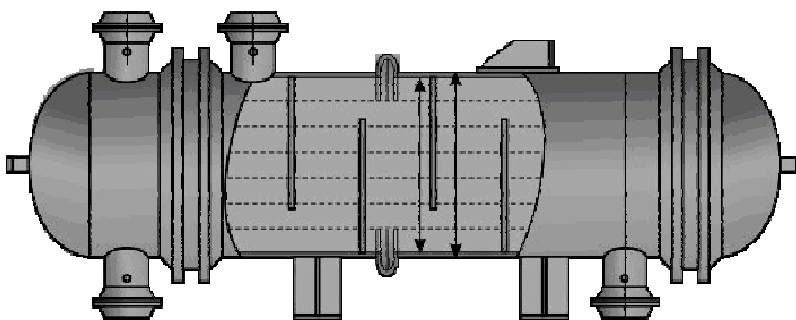
Учебное пособие

Чебоксары 2010

Н.И. Савельев П.М. Лукин

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ
АППАРАТОВ**

Учебное пособие



Чебоксары 2010

УДК 66.02
С12

Рецензенты:

заместитель главного технолога ОАО «Химпром»,
канд. техн. наук В. М. Филиппов;
канд. хим. наук, доцент О. А. Колямшин

Савельев Н.И.

С12 Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: учеб. пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та. 2010. – 80 с.

ISBN 5-7677-1432-2

Изложена методика выполнения тепловых, гидравлических и механических расчетов при проектировании кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Приведены конструктивные размеры стандартных теплообменных аппаратов и их основных элементов, необходимые для выполнения графической части курсовых и дипломных проектов. Даны примерные задания на курсовое проектирование по процессам химической технологии и защиты окружающей среды.

Для студентов III - V курсов химико-технологических и энергетических специальностей.

Отв. редактор канд. техн. наук, доцент Н.И. Савельев

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

ISBN 5-7677-1432-2

УДК 66.02
© Савельев Н.И.,
Лукин П.М., 2010

Оглавление

Предисловие.....	4
1. Общие сведения о кожухотрубчатых теплообменных аппаратах ...	5
1.1. Классификация кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	5
1.2. Основные параметры теплообменных аппаратов общего назначения	10
1.3. Общая последовательность выполнения работы	10
2. Тепловые расчеты	13
2.1. Исходные данные	13
2.2. Типовые температурные схемы теплообменных процессов и средний температурный напор	14
2.3. Тепловой баланс теплообменных процессов	15
2.4. Предварительный расчет площади поверхности	17
2.5. Выбор стандартного теплообменного аппарата	18
2.6. Поверочный расчет выбранного теплообменника	22
3. Гидравлические расчеты	28
4. Механические расчеты	31
4.1. Расчет толщины стенок	31
4.2. Опоры	34
5. Конструкции и размеры аппаратов	39
5.1. Испарители по ГОСТ 15119-79	39
5.2. Холодильники по ГОСТ 15120-79	42
5.3. Конденсаторы многоходовые по ГОСТ 15121-79	44
5.4. Теплообменники по ГОСТ 15122-79	46
6. Конструкции и размеры фланцев	53
6.1. Фланцы соединительных частей трубопроводов	53
6.2. Фланцы соединительных частей аппаратов	58
7. Задания на проектирование	63
8. Рекомендации к оформлению проекта	73
8.1. Форма титульного листа	73
8.2. Структура пояснительной записки	74
8.3. Основные правила оформления записки	74
8.4. Состав графической части курсового проекта	75
Список рекомендуемой литературы	79

Предисловие

Для создания и поддержания температурного режима в химических, массообменных и других процессах химической технологии и защиты окружающей среды необходимо осуществлять подвод или отвод тепловой энергии от рабочей среды.

В промышленности для проведения таких процессов широко применяют кожухотрубчатые теплообменные аппараты, которые просты по конструкции, надежны в эксплуатации и могут иметь площадь поверхности теплообмена до 1000 м^2 .

При разработке теплообменных аппаратов необходимо, как правило, решать следующие задачи:

1. Определение тепловой нагрузки на аппарат.
2. Обоснованный выбор теплоносителя, который будет двигаться по трубному пространству.
3. Предварительный проектный расчет необходимой поверхности теплообменника.
4. Выбор стандартного теплообменного аппарата и схемы движения теплоносителей через него.
5. Расчет кинетики теплопередачи в выбранном аппарате и проверка наличия необходимого запаса поверхности.
6. Гидравлический расчет теплообменника.
7. Конструирование теплообменного аппарата.

В учебном пособии приведены методики выполнения тепловых, гидравлических и основных механических расчетов. В ней представлены конструкции и таблицы базовых размеров стандартных испарителей, холодильников, конденсаторов, теплообменников, а также их опор, днищ и фланцев.

Общие требования к содержанию курсового проекта по процессам и аппаратам изложены в методических указаниях [1].

Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту является отчетом студента о выполненной работе, который необходимо оформлять в соответствии с требованиями межгосударственного стандарта [2].

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

1.1. Классификация кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах поверхность теплообмена создается трубками, которые закреплены в трубных досках и размещены в кожухе (рис. 1).



Рис. 1. Внешний вид горизонтального теплообменника

Один теплоноситель движется внутри трубок, а второй омывает их с внешней стороны (рис. 2).

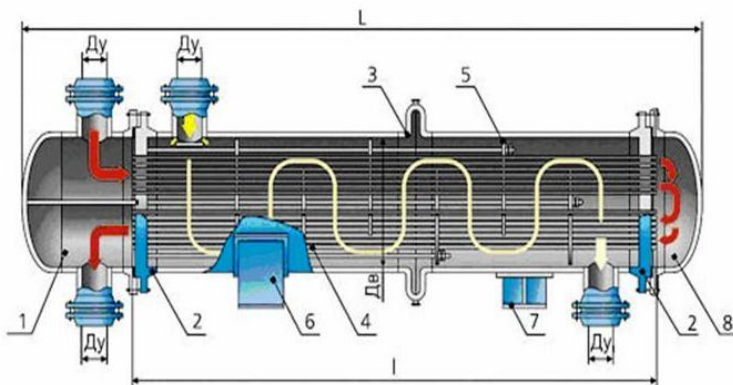


Рис. 2. Поперечный разрез двухходового теплообменника:

1 – крышка с перегородкой; 2 – трубная доска с фланцем; 3- компенсатор линзовый, 4 – трубы теплообменные; 5 – поперечные перегородки в межтрубном пространстве; 6 и 7 – опоры; 8 – крышка правая

В зависимости от назначения стандарты [3 – 6] предусматривают четыре вида кожухотрубчатых аппаратов, используемых с различными параметрами теплоносителей (табл. 1).

Вид аппарата обозначают первой буквой: И – испарители, К – конденсаторы, Х – холодильники, Т – теплообменники.

Конструктивное исполнение аппарата, обеспечивающее компенсацию температурных деформаций его элементов, указано второй буквой условного обозначения.

Примеры буквенных обозначений теплообменников.

ТН – теплообменник с неподвижными трубными решетками; ХК – холодильник с температурным компенсатором на кожухе; ТП – теплообменник с плавающей головкой; ИУ – испаритель с U-образными трубками.

Третья буква в условном обозначении показывает исполнение: Г – горизонтальное; В – вертикальное.

Примеры условных обозначений теплообменных аппаратов

Теплообменник с неподвижными трубными решетками горизонтальный:

$\frac{325 \text{ ТНГ} - \text{I} - 1,6 - \text{B9}}{20 \text{ Г6} - 4}$ по ГОСТ 15122-79.

Обозначения в числителе: 325 – диаметр кожуха, мм (диапазон от 159 до 1200 мм); ТНГ – теплообменник с неподвижными трубными решетками, горизонтальный; I – исполнение с неразъемными распределительными камерами (исполнение II – с распределительными камерами, имеющими съемные крышки); 1,6 – условное давление, МПа (ряд: 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0); B9 – материал кожуха и трубок по ГОСТ 15122-79.

Обозначения в знаменателе: 20 – наружный диаметр теплообменных труб в мм (ряд: 16, 20, 25, 38, 57); Г – гладкие трубки (Н – трубы с накаткой); 6 – длина труб, м (ряд: 1, 1,5, 2, 3, 4, 6, 9); 4 – число ходов по трубному пространству (ряд: 1, 2, 4, 6).

Теплообменник с плавающей головкой:

600 ТП-1,6-М1/20-6-2-У-И по ТУ 3612-023-00220302-01.

Здесь 600 – диаметр кожуха, мм; ТП – теплообменник с плавающей головкой, 1,6 – давление в кожухе, МПа; М1 – материал исполнения; 20 – диаметр теплообменных труб, мм; 6 – длина труб, м; 2 – двухходовой; У – климатическое исполнение; И – с деталями для крепления изоляции.

Схемы некоторых видов кожухотрубчатых аппаратов приведены на рис. 3-6 (перегородки в крышках многоходовых аппаратов не показаны).

Таблица 1

Область применения кожухотрубчатых теплообменных аппаратов со стальными трубами

Тип аппарата	Применение и нормы		
	в кожухе	в трубах	
Испарители ИНВ и ИКВ	Греющая среда Температура греющей и испаряемой среды от -30 до $+350$ °С	Испаряемая среда P_y от 0,6 до 1 МПа	
	P_y для ИН от 0,6 до 4 МПа P_y для ИК от 0,6 до 1,6 МПа		
Испарители ИПГ и ИУГ	Испаряемая среда Температура греющей и испаряемой среды от -30 до $+350$ °С	Греющая среда P_y от 1,6 до 4 МПа	
	P_y от 1 до 2,5 МПа		
Холодильники ХН и ХК	Охлаждаемая среда Температура от -20 до $+300$ °С	Охлаждающая среда вода или другая нетоксичная и невзрыво- и непожароопасная среда	
	P_y для ХН от 0,6 до 4 МПа P_y для ХК от 0,6 до 1,6 МПа		
Конденсаторы КН и КК	Конденсируемая среда Температура от 0 до $+350$ °С		Температура от -20 до $+60$ °С P_y до 0,6 МПа
	P_y для КН от 0,6 до 2,5 МПа P_y для КК от 0,6 до 1,6 МПа		
Теплообменники ТН и ТК	Нагревание и охлаждение жидких и газообразных сред Температура теплообмениваемых сред от -70 до $+350$ °С	P_y от 0,6 до 1,6 МПа	
	P_y для ТН от 0,6 до 2,5 МПа P_y для ТК от 0,6 до 1,6 МПа		

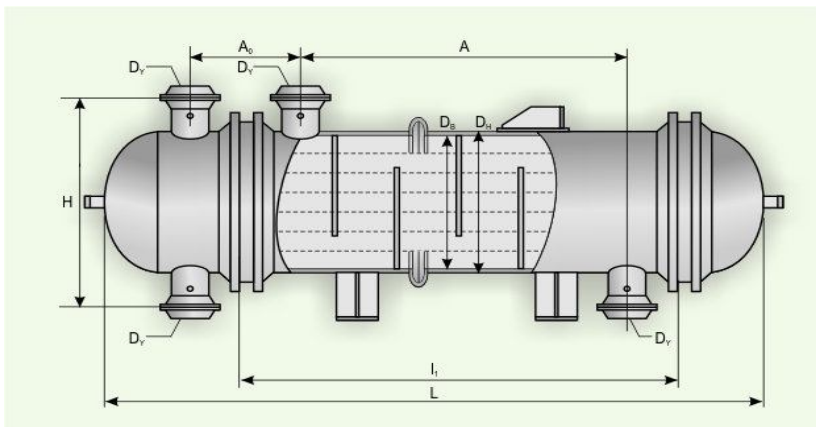


Рис. 3. Горизонтальный многоходовой теплообменник типа ТКГ с линзовым компенсатором на кожухе (ГОСТ 15122-79)

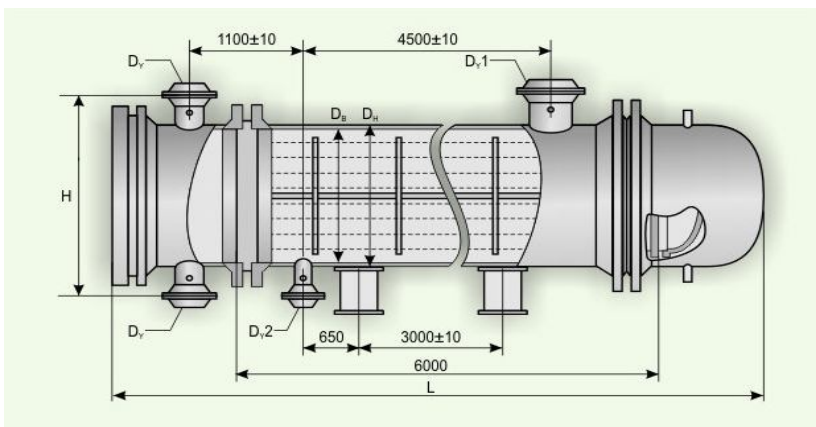


Рис. 4. Горизонтальный конденсатор типа КПГ с плавающей головкой и длиной труб 6000 мм (ГОСТ 14246-69, ТУ 3612-023-00220302-01)

1.2. Основные параметры теплообменных аппаратов общего назначения

Диаметр кожуха, мм:

наружный (из труб)

$D_{\text{н}}=159, 273, 325, 426;$

внутренний (вальцованный)

$D_{\text{вн}}=400, 600, 800, 1000, 1200.$

Длина теплообменной части труб, м:

$l_{\text{т}}=1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 6,0; 9,0.$

Площадь поверхности теплообмена, м^2 :

$$F = \pi d_{\text{ср}} l_{\text{т}} n_{\text{об}}, \quad (1.1)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб, м; $l_{\text{т}}$ – длина теплообменных труб, м; $n_{\text{об}}$ – общее число труб в теплообменнике.

1.3. Общая последовательность выполнения работы

Этап 1. Сбор данных о свойствах теплоносителей.

На первом этапе по справочной литературе находят сведения об основных свойствах теплоносителей:

- физические свойства (внешний вид, температура кристаллизации, кипения, вязкость, коэффициент поверхностного натяжения);
- теплофизические свойства (теплоемкость, удельная теплота парообразования, коэффициент теплопроводности);
- коррозионные свойства (скорость коррозии основных конструкционных материалов в среде теплоносителей при рабочих температурах);
- токсикологические свойства (предельно допустимая концентрация в воздухе рабочей зоны, в воде водоемов хозяйственного и рыбохозяйственного назначения);
- взрывопожароопасные свойства (температура вспышки, температура самовоспламенения, концентрационные пределы распространения пламени).

Все эти данные необходимы для последующего обоснованного выбора конструктивного исполнения аппарата, выполнения тепловых, гидравлических и механических расчетов, разработки мероприятий по охране труда и промышленной безопасности.

Этап 2. Выбор типа аппарата, разработка схемы соединения теплообменника трубопроводами с другим оборудованием.

На основании полученного задания выбирают тип аппарата (испаритель, конденсатор, холодильник или теплообменник) и

нормативный документ, в котором приводятся его технические показатели.

Принимают техническое решение о вертикальном или горизонтальном размещении теплообменника, о направлении движения теплоносителей по трубному и межтрубному пространствам. При этом следует выполнять следующие правила:

- теплоносители, которые только нагреваются или охлаждаются (нет испарения или конденсации), должны двигаться в теплообменнике в турбулентном режиме ($Re_{тр} > 10^4$, $Re_{м.т} > 10^3$);

- если ни один из теплоносителей не испаряется или не конденсируется, они должны двигаться, как правило, противотоком;

- в трубное пространство, которое поддается механической чистке, следует подавать теплоноситель, дающий отложения на теплообменной поверхности;

- направление движения теплоносителей по возможности должно совпадать с направлением их естественной конвекции;

- при пуске и эксплуатации в теплообменнике не должны образовываться газовые «мешки», застойные зоны;

- при подготовке оборудования к ремонту из теплообменника теплоносители должны полностью удаляться.

Разрабатывают принципиальную технологическую схему соединения теплообменника трубопроводами с емкостями, насосами, реакторами, массообменными аппаратами с указанием контрольных точек технологического контроля теплообменного процесса.

Этап 3. Определение необходимых технологических и конструктивных параметров.

На этом этапе выполняют предварительный тепловой расчет, в ходе которого:

- определяют температурную схему теплообменного процесса;

- по уравнениям теплового баланса определяют расходы теплоносителей и их температуры на входе и выходе из теплообменника;

- вычисляют средний температурный напор, находят средние температуры теплоносителей;

- по приближенному значению коэффициента теплопередачи для данного вида теплообмена находят ориентировочный размер площади поверхности теплообмена;

– определяют, при необходимости, число труб в одном ходе для обеспечения турбулентного режима движения теплоносителя.

Этап 4. Подбор стандартного теплообменного аппарата.

По нормативному документу выбирают стандартный теплообменный аппарат, который соответствует найденным параметрам, и выписывают его конструктивные параметры. При необходимости используют группу одинаковых теплообменников, соединенных последовательно или параллельно.

Этап 5. Поверочный расчет выбранного аппарата.

Выполняют тепловые, гидравлические и механические расчеты. При выполнении тепловых расчетов:

– по справочной литературе находят теплофизические свойства теплоносителей при их средних температурах;

– рассчитывают коэффициент теплопередачи или удельный тепловой поток;

– определяют избыток фактической площади теплообменной поверхности по отношению к рассчитанному значению.

Этап 6. Оформление расчетно-пояснительной записки, проектирование теплообменного аппарата и аттестация курсового проекта. Правила оформления и аттестации курсового проекта представлены в методических указаниях [1].

Вопросы для самопроверки

1. Назовите четыре вида кожухотрубчатых аппаратов по технологическому назначению.
2. Можно ли использовать теплообменник для конденсации паров воды или органических веществ?
3. Какая среда должна подаваться в трубное пространство холодильников и конденсаторов?
4. Назовите основные технические параметры кожухотрубчатых аппаратов общего назначения.
5. Данные о каких свойствах теплоносителей необходимо собрать на 1-м этапе проектирования?
6. Какой теплоноситель предпочтительно подавать в трубное пространство?
7. Какой результат считается положительным при выполнении поверочного теплового расчета выбранного теплообменного аппарата?

2. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ

2.1. Исходные данные

Для расчета необходимой поверхности теплообмена между относительно «горячим» и «холодным» теплоносителями или длительности периодических процессов предварительно необходимо найти значения 10 базовых величин:

- начальные и конечные температуры теплоносителей (4 значения);
- средние температуры теплоносителей (2 значения);
- средний температурный напор (1 значение);
- массовые расходы горячего G_r и холодного G_x теплоносителей, а в периодических процессах – их массы M_i (2 значения);
- тепловой поток от горячего теплоносителя к холодному, тепловая нагрузка N (1 значение).

Некоторые из этих данных содержатся в задании на курсовое проектирование. Недостающие значения вычисляют по уравнениям теплового баланса (2.5) – (2.9) с учетом реальной температурной схемы процесса. Полученные результаты отображают на расчетной температурной схеме (рис. 7).

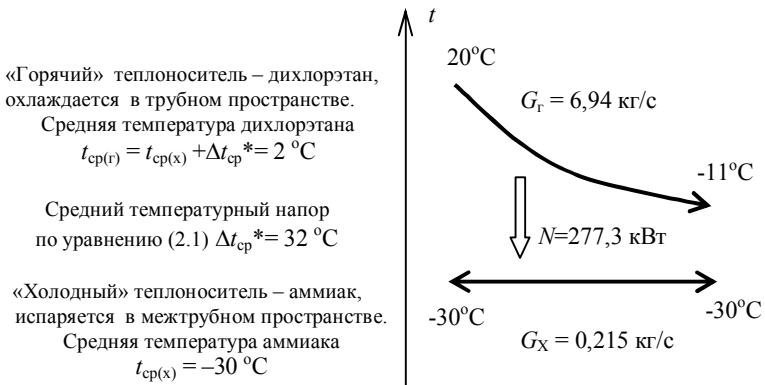

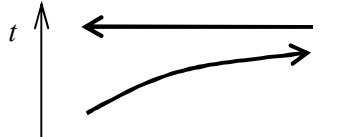

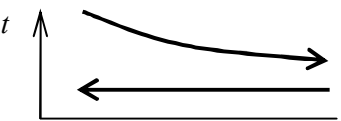
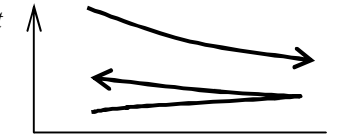
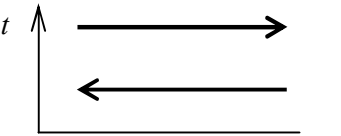


Рис. 7. Пример температурной схемы процесса охлаждения дихлорэтана испаряющимся аммиаком с цифровыми значениями 10 величин

2.2. Типовые температурные схемы теплообменных процессов и средний температурный напор

Тип А. Температурные схемы без фазового превращения обоих теплоносителей	Тип Б. Температурные схемы с фазовым превращением одного или обоих теплоносителей
<p>А1. Противоточное движение теплоносителей</p> 	<p>Б1. Нагрев холодного потока конденсирующимся паром</p> 
<p>А2. Прямоточное движение теплоносителей</p> 	<p>Б2. Испарение жидкости охлаждающимся теплоносителем</p> 
<p>А3. Смешанное движение одного или обоих теплоносителей</p> 	<p>Б3. Испарение жидкости конденсирующимся паром</p> 

Средний температурный напор вычисляют по уравнениям

$$\Delta t_{\text{cp}}^* = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_a^* - \Delta t_b^*}{\ln(\Delta t_a^* / \Delta t_b^*)} = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_b^* - \Delta t_a^*}{\ln(\Delta t_b^* / \Delta t_a^*)} \quad \text{при} \quad \Delta t_a^* \neq \Delta t_b^*; \quad (2.1)$$

$$\Delta t_{\text{cp}}^* = \varepsilon_{\Delta t} \frac{\Delta t_a^* + \Delta t_b^*}{2} \quad \text{при} \quad 0,5 < \frac{\Delta t_a^*}{\Delta t_b^*} < 2,0,$$

где $\Delta t_a^* = (t_{\text{ар}} - t_{\text{ах}})$, $\Delta t_b^* = (t_{\text{бр}} - t_{\text{бх}})$ – температурные напоры на стороне «а» и на стороне «б» теплообменника; $\varepsilon_{\Delta t}$ – коэффициент учета уменьшения температурного напора в многоходовых теплообменниках для схем типа А3.

Поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для многоходовых теплообменников находят, как правило, по номограммам [7. С.560].

Вначале вычисляют безразмерные параметры:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{и} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}, \quad (2.2)$$

где t_1 и t_2 – начальная и конечная температура теплоносителя в межтрубном пространстве; T_1 и T_2 – то же другого теплоносителя в трубном пространстве, °С.

Затем по номограмме (рис. 8) определяют значение $\varepsilon_{\Delta t}$.

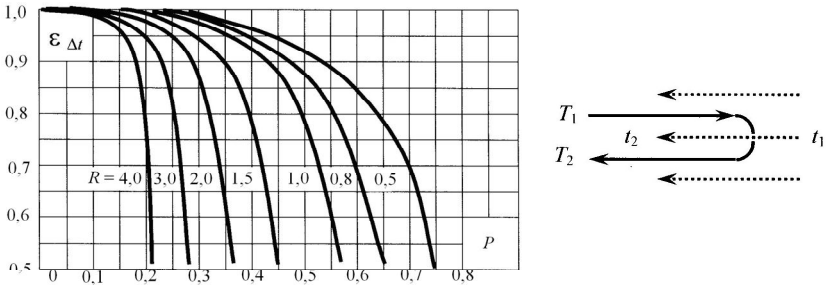


Рис. 8. Уменьшение среднего температурного напора в многоходовых по трубному пространству теплообменниках

Среднее значение температуры «горячего» (г) и «холодного» (х) теплоносителей вычисляют по соотношениям

$$t_{cp} = 0,5(t_a + t_6), \quad (2.3)$$

$$t_{cp(r)} - t_{cp(x)} = \Delta t_{cp}^*. \quad (2.4)$$

По формуле (2.3) находят значение средней температуры теплоносителя, у которого абсолютная разница значений температур на входе и выходе из теплообменника $|t_a - t_6|$ имеет меньшее значение. По формуле (2.4) после необходимого преобразования вычисляют среднее значение температуры второго теплоносителя.

2.3. Тепловой баланс теплообменных процессов

Общее уравнение теплового баланса, кВт, в интегральной форме имеет вид

$$\Sigma N_{\text{п}} - \Sigma N_{\text{р}} = \frac{\Sigma M_i c_i \Delta t_i \pm \Delta M r x \pm \delta M \Delta H}{\Delta \tau}, \quad (2.5)$$

где N – непрерывные тепловые потоки, кВт; M_i – масса аппарата, реакционной массы, теплоносителя, кг; c_i – теплоемкость i -й части системы, кДж/(кг·К); $\Delta t_i = (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})_i$ – разница между конечным и начальным значениям температуры i -й части системы, град; ΔM – масса вещества, которое испарилось (знак плюс) или сконденсировалось (знак минус), кг; r – удельная теплота парообразования, кДж/кг; x – степень сухости пара; δM – масса вещества, с которой произошли физико-химические процессы, кг; ΔH – удельный тепловой эффект физико-химических процессов (теплота гидратации, кристаллизации и др.), кДж/кг; $\Delta \tau$ – длительность основной части периодического процесса, с.

В непрерывных стационарных процессах правая часть уравнения (2.5) равна нулю.

Отдельные слагаемые левой части уравнения (2.5) вычисляют по уравнениям (2.6) – (2.9), кВт:

– нагревание или охлаждение теплоносителя

$$N_1 = G_1 c_1 |t_{\text{а}} - t_{\text{б}}|; \quad (2.6)$$

– испарение или конденсация теплоносителя

$$N_2 = G_2 r_2 x_2; \quad (2.7)$$

– физико-химические превращения

$$N_3 = \delta G_3 \Delta H_3; \quad (2.8)$$

– тепловые потери или потери холода

$$N_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} F_{\text{п}} \Delta t_{\text{п}}^*, \quad (2.9)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с; $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности аппаратов в окружающий воздух, Вт/(м²·К), $\alpha_{\text{п}} = 9,74 + 0,07 \Delta t_{\text{п}}^*$; $\Delta t_{\text{п}}^*$ – разница между температурой внешней поверхности теплоизоляции и окружающей среды, град; $F_{\text{п}}$ – площадь внешней поверхности аппарата, м².

При проектировании толщину слоя теплоизоляции $\delta_{\text{из}}$ выбирают так, чтобы температура внешней поверхности теплоизо-

ляции аппарата $t_{и}$ не превышала, как правило, $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, а удельный поток тепловых потерь находился на уровне $q_{п} \leq 500\text{ Вт/м}^2$.

$$\delta_{из} \geq \lambda_{из}(t_{к} - t_{и})/q_{п}, \quad (2.10)$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$; $(t_{к} - t_{и})$ – разница между значениями температуры корпуса аппарата и внешней поверхности теплоизоляции, град.

На этапе выполнения предварительного расчета, когда габаритные размеры теплообменника и площадь внешней поверхности аппарата неизвестны, тепловые потери не учитывают.

2.4. Предварительный расчет площади поверхности

Необходимую площадь поверхности, м^2 , теплообменника вычисляют по основному уравнению теплообмена:

$$F = \frac{1000N}{K\Delta t_{cp}} \quad \text{или} \quad F = \frac{1000N}{q}, \quad (2.11)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$; q – удельный тепловой поток, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по уравнению аддитивности термических сопротивлений

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{г}} + r_{г} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{х} + \frac{1}{\alpha_{х}}. \quad (2.12)$$

В уравнении (2.12) коэффициенты теплоотдачи α , $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, в первом приближении оценивают по соотношению

$$\alpha \approx \frac{\lambda}{\delta_l}, \quad (2.13)$$

где λ – коэффициент теплопроводности среды, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; δ_l – условная толщина теплового пограничного слоя, м.

При конденсации паров значение λ берут для образующегося конденсата, жидкости.

Условная толщина теплового пограничного слоя δ_l зависит от вида теплоотдачи, режима движения и других факторов (табл. 2).

Таблица 2

Условная толщина теплового пограничного слоя

Вид теплоотдачи	Условия процесса	$\delta_t \cdot 10^3, \text{ м}$
Нагрев, охлаждение	Движение потока внутри труб	$\sim 0,3$
	Поперечное обтекание труб снаружи	$\sim 0,2$
Конденсация паров	При отсутствии инертных газов	$\sim 0,05$
	В присутствии инертных газов	$\sim 0,2$
Кипение жидкостей	Докритический режим	$\sim 0,3$

Значения термических сопротивлений слоев загрязнений на стенке r_i и самой стенки $r_{ст} = \delta_{ст} / \lambda_{ст}$ в первом приближении приведены в табл. 3.

Таблица 3

Примерные значения термических сопротивлений

Объект	Теплоноситель или материал стенки	$r \cdot 10^3, \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$
Слой загрязнения	Оборотная вода	$\sim 0,50$
	Рассол, органические жидкости, водяной пар	$\sim 0,17$
	Пары органических веществ, хладонов, дистиллированная вода	$\sim 0,08$
	Вода загрязненная, нефтепродукты сырые	$\sim 0,70$
	Воздух	$\sim 0,35$
Теплопередающая стенка	Нержавеющая сталь	$\sim 0,14$
	Углеродистая сталь	$\sim 0,06$
	Латунь	$\sim 0,02$

2.5. Выбор стандартного теплообменного аппарата

Для обеспечения интенсивного теплообмена и уменьшения скорости образования отложений режим движения жидких или газообразных теплоносителей должен быть турбулентным, т.е. должны выполняться условия:

- при продольном течении в трубках

$$\text{Re}_{\text{тр}} = \frac{W_{\text{тр}} d_{\text{вн}} \rho_{\text{тр}}}{\mu_{\text{тр}}} \geq 10\,000; \quad (2.14)$$

- при поперечном обтекании труб

$$\text{Re}_{\text{мт}} = \frac{W_{\text{м}} d_{\text{нар}} \rho_{\text{м}}}{\mu_{\text{м}}} \geq 1000. \quad (2.15)$$

Эти условия определяют необходимую площадь проходного сечения трубного $S_{\text{тр}}$ и межтрубного $S_{\text{мт}}$ пространств теплообменника, м^2 :

$$S_{\text{тр}} \leq \frac{G_{\text{тр}}}{\rho_{\text{тр}} W_{\text{тр}}} = \frac{G_{\text{тр}}}{\mu_{\text{тр}}} \frac{d_{\text{вн}}}{10^4}, \quad (2.16)$$

$$S_{\text{мт}} \leq \frac{G_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} W_{\text{м}}} = \frac{G_{\text{м}}}{\mu_{\text{м}}} \frac{d_{\text{нар}}}{10^3}, \quad (2.17)$$

где $d_{\text{вн}}$ и $d_{\text{нар}}$ – внутренний и наружный диаметры теплообменных труб, м ; μ – динамический коэффициент вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$; W – скорость теплоносителя, $\text{м}/\text{с}$.

Необходимые площади проходных сечений в случае температурных схем типа А1 – А3 вычисляют для обоих теплоносителей, в случае температурных схем типа Б1 и Б2 – одного теплоносителя, который нагревается или охлаждается. При реализации температурной схемы типа Б3 такие расчеты не выполняют.

На основе полученных данных по табл. 4 или 5 выбирают стандартный аппарат или группу аппаратов, соединенных потоками теплоносителей последовательно или параллельно (рис. 9).

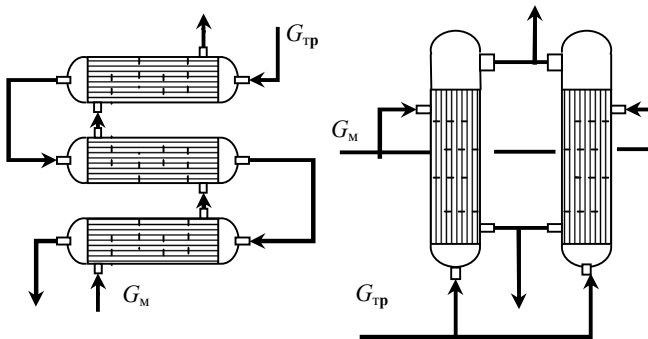


Рис. 9. Примеры схем последовательной и параллельной работы кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Таблица 4

Основные характеристики теплообменников ТН, ТК и холодильников ХН, ХК с трубами 25×2 мм
(ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, ГОСТ 12122-79).

Диаметр кожуха внутренний, $D_{вн}$, мм	Общее число труб	Площадь поверхности теплообмена F , м ² , при длине труб, м							Площадь проходного сечения, м ²			Число рядов труб в пучке, шт.	Расстояние между перего- родками, мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_T \cdot 10^2$	$S_M \cdot 10^3$	$S_{в.п.} \cdot 10^3$		
для одноходовых аппаратов													
159*	13	1,0	1,5	2,0	3,0	-	-	-	0,5	0,8	0,4	5	100
273*	37	3,0	4,5	6,0	9,0	-	-	-	1,3	1,1	0,9	7	130
325*	62	-	7,5	10,0	14,5	19,5	-	-	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	-	-	17	26	35	52	-	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	-	-	40	61	85	121	-	8,9	5,3	4,0	17	300
800	466	-	-	73	109	146	219	329	16,1	7,9	6,9	23	350
1000	747	-	-	-	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	-	-	-	-	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
для двухходовых аппаратов													
325*	56	-	6,5	9,0	13,0	17,5	-	-	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	-	-	16	24	31	47	-	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	-	-	38	57	75	113	-	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	-	-	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	-	-	-	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	-	-	-	-	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550
для четырехходовых аппаратов													
600	240	-	-	32	49	65	97	-	1,8	4,5	4,0	14	300
800	442	-	-	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	718	-	-	-	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	1048	-	-	-	-	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
для шестиходовых аппаратов													
600	240	-	-	31	46	61	91	-	1,1	4,5	3,7	14	300
800	442	-	-	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	718	-	-	-	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	1048	-	-	-	-	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

* Диаметр кожуха наружный (изготовление из труб)

Таблица 5

Основные характеристики испарителей ИН, ИК и конденсаторов КН, КК с трубами 25×2 мм (ГОСТ 15119-79, ГОСТ 15121-79)

Диаметр кожуха внутренних, $D_{вн}$, мм	Число теплообменных труб		Площадь поверхности теплообмена F , м ² , при длине труб (по $d_{нар}$)				Типы аппаратов	Площадь проходного сечения, м ²		Расстояние по диагонали до хорды сегмента, мм	Допускаемое значение разности температур кожуха и труб для ТН, ХН, КН, ИН, °С
	общее	на 1 ход	2	3	4	6		по трубам $S_T \cdot 10^2$	в вырезе перегородки $S_{в.п} \cdot 10^2$		
одноходовых аппаратов											
600	261 (279)	261	40	61	81	-	Испарители ИН, ИК	9	4,9	111	40
800	473 (507)	473	74	112	150	-		16,7	7,7	166	40
1000	783 (813)	783	121	182	244	-		27	12,1	194	50
1200	1125 (1175)	1125	-	260	348	-		39	16,8	222	60
двухходовых аппаратов											
600	244 (262)	122	-	57	76	114	Конденсаторы КН, КК	4,2	4,9	111	40
800	450 (484)	225	-	106	142	212		7,8	7,7	166	40
1000	754 (784)	377	-	175	234	353		13,1	12,1	194	50
1200	1090	545	-	-	338	509		18,9	16,8	222	60
четырёхходовых аппаратов											
600	210 (228)	52,5	-	49	65	98	Конденсаторы КН, КК	1,8	4,9	111	40
800	408 (442)	102	-	96	128	193		3,1	7,7	166	40
1000	702 (732)	175,5	-	163	218	329		6,0	12,1	194	50
1200	1028	257	-	-	318	479		8,5	16,8	222	60
шестиходовых аппаратов											
600	198 (216)	33	-	46	62	93	Конденсаторы КН, КК	1,14	4,9	166	40
800	392 (426)	65,3	-	93	123	185		2,2	7,7	194	40
1000	678 (708)	113	-	160	213	319		3,8	12,1	250	50
1200	1000	166,6	-	-	314	471		5,7	16,8	305	60

Примечания:

1. В скобках указано общее количество труб для случая, когда нет отбойников и трубы добавлены с двух сторон (см. ГОСТ 15118-79).
2. Расстояние по диагонали до хорды сегмента приведены для теплообменников и холодильников.

2.6. Поверочный расчет выбранного теплообменника

На данном этапе вначале вычисляют точные значения коэффициентов теплоотдачи α_t , с учетом конкретных гидродинамических условий процесса передачи теплоты и теплофизических свойств теплоносителей. Необходимые расчетные уравнения выбирают из перечня, который приведен в [7. С.157].

Затем рассчитывают значения коэффициента теплопередачи K_t , удельного теплового потока q_t , необходимую площадь поверхности теплообмена $F_{расч}$. Методика выполнения таких расчетов и многочисленные примеры приведены в книгах [7 – 11].

Приводим основные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи, в которых используются критерии подобия Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}; \quad Re = \frac{Wd\rho}{\mu}; \quad Pr = \frac{c\mu}{\lambda}. \quad (2.18)$$

Нагревание или охлаждение в прямых трубах:
– при развитом турбулентном течении ($Re > 10^3$)

$$Nu = 0,021 \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (2.19)$$

– при ламинарном режиме движения ($Re < 2300$)

$$Nu = 1,55 \varepsilon_l \left(Re \frac{d}{l} \right)^{1/3} Pr^{0,43} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14}, \quad (2.20)$$

где ε_l – поправочный коэффициент, учитывающий влияние входного участка, в кожухотрубчатых теплообменниках; $\varepsilon_l \approx 1$; d – внутренний диаметр труб, м; l – длина труб, м.

Теплоотдача при наружном обтекании труб:

– при $Re > 1000$ для шахматных пучков

$$Nu = 0,4 \varepsilon_{\phi} Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (2.21)$$

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

$$Nu = 0,56 \varepsilon_{\phi} Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2.22)$$

где ε_ϕ – поправочный коэффициент, который учитывает влияние угла между осью пучка труб и направлением потока теплоносителя; для кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками рекомендуют принимать $\varepsilon_\phi \approx 0,6$.

Теплоотдача при конденсации паров:

– вертикальный пучок из трубок диаметром d и высотой H

$$\alpha_r = 3,78 \varepsilon_t \lambda \left(\frac{\rho^2 n d}{\mu G} \right)^{(1/3)} = 1,21 \varepsilon_t \lambda \left(\frac{\rho^2 r g}{\mu H} \right)^{(1/3)} q^{(-1/3)}; \quad (2.23)$$

– горизонтальный пучок с трубками по вертикали длиной l

$$\alpha_r = 2,02 \varepsilon_n \varepsilon_t \lambda \left(\frac{\rho^2 n l}{\mu G_r} \right)^{(1/3)} = 0,645 \varepsilon_n \varepsilon_t \lambda \left(\frac{\rho^2 r g}{\mu d} \right)^{(1/3)} q^{(-1/3)}, \quad (2.24)$$

где ε_t – поправочный коэффициент, учитывающий влияние температуры стенки; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – плотность конденсата, кг/м³; n – общее число теплообменных труб; d – наружный диаметр труб, м; L – длина труб, м; μ – динамический коэффициент вязкости конденсата, Па·с; r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; ε_n – коэффициент учета влияния числа рядов труб по вертикали n_v .

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{ст}}{\lambda} \right)^3 \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right]^{(1/8)}; \quad \varepsilon_n \approx 1 - 0,11 \sqrt{n_v - 1}. \quad (2.25)$$

Теплоотдача при пузырьковом режиме кипения жидкости:

$$\alpha_x = b \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 q^2}{v \sigma T_{кип}}} = Z_x q^{(2/3)} \approx Z_x q^{0,67}, \quad (2.26)$$

$$b = 0,075 + 0,75 \left(\frac{\rho_{пар}}{\rho_{ж} - \rho_{пар}} \right)^{(2/3)},$$

где v – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с; σ – поверхностное натяжение, Н/м; $T_{кип}$ – температура кипения жидкости, К.

Основные рекомендации

1. Для теплоносителя, который только нагревается или охлаждается, коэффициент теплоотдачи вычисляют по критериальному уравнению вида $Nu = f(Re, Pr, Gr, Pe)$.

Вначале находят фактическую среднюю скорость теплоносителя $W_{\phi} = G/(\rho S)$ и значение критерия Рейнольдса (2.14), (2.15).

Затем из перечня возможных уравнений [7. С.151] выбирают одно, которое соответствует по значению числа Рейнольдса. Вычисляют значение критерия Нуссельта, а затем находят значение соответствующего коэффициента конвективной теплоотдачи по уравнению

$$\alpha = Nu\lambda/d. \quad (2.27)$$

В критериальные уравнения конвективной теплоотдачи (2.19 – 2.22) входит множитель $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$, который учитывает направление теплового потока. Значение критерия Прандтля $Pr = c\mu/\lambda$ вычисляют по теплофизическим свойствам теплоносителя при его средней температуре, а значение $Pr_{ст}$ – при температуре стенки. Для газов Pr практически не зависит от температуры, поэтому принимают $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$. Для нагреваемых жидкостей в первом приближении также принимают $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$, а для охлаждающихся – $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 0,93$ с последующим уточнением.

2. Для условно «горячего» теплоносителя, который в теплообменнике конденсируется, коэффициент теплоотдачи вычисляют, как правило, по уравнениям вида

$$\alpha_{г} = Z_{г}q^{(-1/3)} \approx Z_{г}/q^{0,33}, \quad (2.28)$$

где $Z_{г}$ – комплекс из теплофизических свойств образующегося конденсата и других показателей.

3. Для условно «холодного» теплоносителя, который в испарителе или теплообменнике испаряется, кипит, коэффициент теплоотдачи вычисляют, как правило, по уравнениям вида

$$\alpha_{х} = Z_{х}q^{(+2/3)} \approx Z_{х}q^{0,67}, \quad (2.29)$$

где $Z_{х}$ – комплекс из свойств кипящей жидкости и конструктивных данных теплообменника.

Совместное рассмотрение выражений (2.12), (2.27) – (2.29) дает, в зависимости от вида температурной схемы, уравнения:

$$\text{– для схемы Б1} \quad \frac{q^{1,33}}{Z_{\Gamma}} + Rq + \frac{q}{\alpha_x} - \Delta t_{\text{cp}}^* = 0; \quad (2.30)$$

$$\text{– для схемы Б2} \quad \frac{q}{\alpha_{\Gamma}} + Rq + \frac{q^{0,33}}{Z_x} - \Delta t_{\text{cp}}^* = 0; \quad (2.31)$$

$$\text{– для схемы Б3:} \quad \frac{q^{1,33}}{Z_{\Gamma}} + Rq + \frac{q^{0,33}}{Z_x} - \Delta t_{\text{cp}}^* = 0, \quad (2.32)$$

где R – общее термическое сопротивление стенки с учетом загрязнений; $R = r_{\Gamma} + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + r_x$.

Неизвестный удельный тепловой поток q по уравнениям (2.30) – (2.32) вычисляют методом последовательного приближения или в Excel по процедуре «Подбор параметра». Эта процедура находит такое значение удельного теплового потока q , которое является решением заданного уравнения.

Например, расчет из примера 4.25 [7. С.194] выполняют следующим образом.

1. Открывают Excel, в котором создают таблицу числовых данных. В ячейку **B3** записывают ориентировочное значение $q=26000$ Вт/м² в первом приближении, в ячейки **C3, D3, E3, F3** числовые данные, а в ячейку **G3** вводят расчетную формулу

$$G3 := C3 * B3^{1,33} + D3 * B3 + E3 * B3^{0,33} - F3. \quad (2.33)$$

	A	B	C	D	E	F	G
1							
2	Величина	q	$1/\Gamma$	R	$1/X$	Dt	y
3	Значение	26000	4,61E-6	3,88E-4	0,412	21,7	3,62

Поскольку в ячейке **G3** вычисленная величина $y=3,62 \neq 0$, значение $q=26000$ не является решением уравнения (2.32).

2. Выделяют ячейку **G3** с формулой (2.33), в меню «Данные» открывают панель «Работа с данными», выходят на команду «Подбор параметра», вводят данные, рис. 10 (в старых версиях MS Excel выполняют команды «Сервис» \Rightarrow «Подбор параметра»).

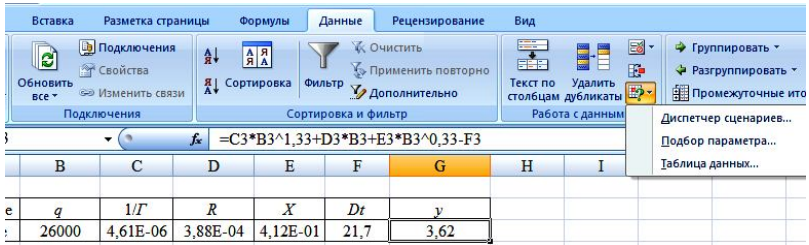


Рис. 10. Ввод числовых данных для расчета и выход на процедуру «Подбор параметра»

3. Вводят параметры расчета и выполняют расчет.

В ячейке **B3** считывают искомый результат $q = 20962 \text{ Вт/м}^2$.

В ячейке **G3** считывают дебаланс расчета $y = 0,00005$.

4. После вычисления удельного теплового потока q рассчитывают температуры стенки со стороны «горячего» и «холодного» теплоносителей (рис. 11) по уравнениям:

$$t_{\Gamma}^{(cr)} = t_{\Gamma} - \frac{q}{\alpha_{\Gamma}}; \quad t_{\text{X}}^{(cr)} = \frac{q}{\alpha_{\Gamma}} + t_{\text{X}}. \quad (2.34)$$

Полученные значения должны удовлетворять равенству

$$t_{\Gamma}^{(cr)} - t_{\text{X}}^{(cr)} = Rq. \quad (2.35)$$

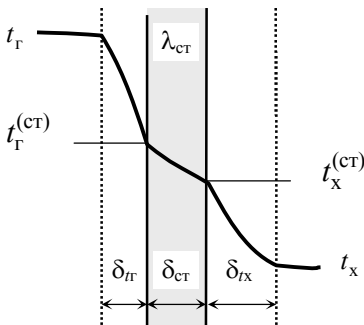


Рис. 11. Температурная схема у стенки с тепловыми пограничными слоями

По вычисленным значениям температур стенки рассчитывают фактические значения коэффициента $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ со стороны «горячего» и «горячего» теплоносителей. Подставляют их в расчетные критериальные уравнения вида (2.19) – (2.22), получают точные значения коэффициентов теплоотдачи, а затем коэффициента теплопередачи.

В завершение по уравнению (2.11) вычисляют площадь поверхности теплообмена $F_{\text{расч}}$. Фактическая площадь поверхность теплообмена выбранного аппарата или аппаратов $F_{\text{факт}}$ должна соответствовать условию

$$F_{\text{факт}} \geq kF_{\text{расч}}, \quad (2.36)$$

где k – коэффициент запаса поверхности для ремонта; $k \approx 1,15$.

Таким образом, тепловой расчет теплообменника включает:

1) Приближенную оценку необходимой поверхности теплообмена с использованием значений коэффициентов теплоотдачи, вычисленных по соотношению (2.13).

2) Точный расчет с использованием уравнений вида (2.18) – (2.26) без учета поправки на температуру стенки $(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$.

3) Уточненный расчет с учетом поправки на температуру стенки.

Вопросы для самопроверки

1. Какие параметры включает температурная схема теплообменного процесса?
2. Какой параметр называют средним температурным напором? Как рассчитывают средний температурный напор в многоходовых теплообменниках?
3. По каким уравнениям рассчитывают тепловую нагрузку непрерывного теплообменного процесса?
4. Какие слагаемые включает уравнение аддитивности термических сопротивлений процесса теплопередачи через плоскую стенку?
5. При каких значениях числа Рейнольдса обеспечивается турбулентный режим движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах?
6. Какой параметр называют удельным тепловым потоком?
7. Что учитывает комплекс $(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$ в критериальных уравнениях?

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Задачей гидравлических расчетов является расчет фактических скоростей движения теплоносителей в теплообменнике и его гидравлического сопротивления.

Увеличение скорости движения теплоносителей в трубопроводах позволяет уменьшить диаметр трубы, но это вызывает увеличение гидравлического сопротивления и расхода механической энергии на транспортировку.

Ориентировочные значения скоростей находят на основании опыта эксплуатации трубопроводов и технико-экономических расчетов (табл. 6).

Таблица 6
Ориентировочные значения скоростей в трубопроводах

Наименование потоков	W , м/с
Жидкости при движении самотеком	0,1 ... 0,5
Жидкости во всасывающих трубопроводах насосов	0,5 ... 1,5
Жидкости в нагнетательных трубопроводах насосов	1 ... 3
Газы при естественной тяге	2 ... 4
Газы в газоходах вентиляторов	4 ... 15
Газы в нагнетательных трубопроводах компрессоров	10 ... 25
Пары, насыщенные при абсолютном давлении 100... 250 кПа	20 ... 40
Пары, насыщенные при абсолютном давлении 20... 50 кПа	40 ... 60
Пары, насыщенные при абсолютном давлении 5... 20 кПа	60 ... 75
Перегретые пары	30 ... 50

Среднюю линейную скорость потоков в штуцерах, в трубном и в межтрубном пространстве, м/с, вычисляют по уравнению объемного расхода:

$$W = \frac{G}{\rho S}, \quad (3.1)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ – плотность, кг/м³; S – площадь проходного сечения, м².

Значения площадей проходного сечения трубного и межтрубного пространств берут из табл. 4 или 5.

Площадь проходного сечения штуцера с внутренним диаметром d представляет собой площадь круга, м²:

$$S = \pi d^2 / 4 \approx 0,785d^2. \quad (3.2)$$

Плотность паров, газов, кг/м³, при умеренных давлениях вычисляют по уравнению состояния идеальных газов

$$\rho = \frac{\mu}{R_{\mu}} \frac{P}{T} = \frac{\mu}{22,4} \frac{P}{P_0} \frac{T_0}{T}, \quad (3.3)$$

где μ – молярная масса вещества, кг/кмоль; R_{μ} – универсальная газовая постоянная, кДж/кмоль; $R_{\mu} = 8,314$; P – абсолютное давление, кПа; P_0 – нормальное давление, кПа; $P_0 = 101,3$ (760 мм рт. ст.); T – абсолютная температура, К; T_0 – нормальная температура, К; $T_0 = 273$; 22,4 – объем 1 кмоль идеального газа в нормальных условиях, м³/кмоль. Молярную массу парогазовой смеси, кг/кмоль, вычисляют по уравнению Дальтона:

$$\mu_{\text{см}} = \sum \mu_i y_i, \quad \sum y_i \equiv 1, \quad (3.4)$$

где μ_i – молярная масса i -го вещества, кг/кмоль; y_i – объемная (молярная) доля компонента в парогазовой смеси.

Для теплоносителей, которые нагреваются или охлаждаются, вычисляют гидравлическое сопротивление.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства, Па, рассчитывают по уравнению

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left[\lambda \frac{n l_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} + \sum \zeta_{\text{тр}} \right] \frac{\rho W_{\text{тр}}^2}{2} + \sum \zeta_{\text{шт}} \frac{\rho W_{\text{шт}}^2}{2}, \quad (3.5)$$

где $l_{\text{тр}}$ – длина теплообменной трубы, м; n – число ходов по трубному пространству; $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент местного сопротивления; $W_{\text{тр}}$ и $W_{\text{шт}}$ – скорости потоков в трубах и штуцерах.

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства с поперечным обтеканием шахматного пучка труб, Па, рассчитывают по уравнениям:

$$\Delta P_{\text{мт}} = \left[2(1+k)Eu + \sum \zeta_{\text{мт}} \right] \frac{\rho W_{\text{мт}}^2}{2} + \sum \zeta_{\text{шт}} \frac{\rho W_{\text{шт}}^2}{2}; \quad (3.6)$$

$$Eu = b(2,7 + 1,7m)Re^{-0,28}, \quad (3.7)$$

где Eu – критерий Эйлера; b – поправочный коэффициент, учитывающий угол между осью трубы и направлением движения потока; для кожухотрубчатых теплообменников $b = 0,83$; k – число поперечных перегородок; m – число рядов труб в пучке.

Число поперечных перегородок находят по известным данным длины труб и расстояния между перегородками (табл. 4).

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ для кожухотрубчатых теплообменниках приведены в табл. 7.

Таблица 7

Значения коэффициентов местных сопротивлений

Пространство	Местное сопротивление	ζ
Трубное	Вход в трубы или выход из них	1,0
	Поворот на 180° между ходами или секциями	2,5
Межтрубное	Поворот на 180° через перегородку	1,5
	поворот на 90° в межтрубном пространстве	1,0
Штуцера	Входная или выходная камера	1,5
	Вход в межтрубное пространство или выход из него	1,5

В процессе конденсации или испарения (кипения) происходит многократное изменение плотности теплоносителя и его объемного расхода. Поэтому для таких теплоносителей при гидравлическом расчете вычисляют фактические значения скорости в парообразном и в жидком состояниях во входном и выходном штуцерах, а также внутри теплообменника на входе и на выходе. Гидравлическое сопротивление не рассчитывают.

Вопросы для самопроверки

1. По какой формуле рассчитывают скорости теплоносителей в штуцерах, в трубках, в межтрубном пространстве теплообменника?
2. С какой скоростью рекомендуется транспортировать жидкости по трубопроводам? На основании чего выбран этот диапазон скорости?
3. Какие параметры влияют на гидравлическое сопротивление трубного пространства?
4. Нарисуйте схему движения теплоносителя в межтрубном пространстве с поперечными перегородками. Как находят число перегородок?
5. Какие параметры влияют на гидравлическое сопротивление межтрубного пространства?
6. Почему не рассчитывают гидравлическое сопротивление для теплоносителя, который в теплообменнике конденсируется или испаряется?

4. МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Задачей механических расчетов является обеспечение прочности аппарата в рабочих условиях. Механические расчеты выполняют по стандартам, нормам и утвержденным руководящим материалам [12].

Основным техническим параметром кожухотрубчатых теплообменных аппаратов является толщина стенок корпуса и крышки. На этом этапе подбирают также конструктивные параметры опор.

4.1. Расчет толщины стенок

Толщину цилиндрических обечаек, мм, рассчитывают по уравнению

$$s = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p} + C_1 + C_2 + C_3, \quad (4.1)$$

где p – расчетное давление, МПа; D – внутренний диаметр обечайки, мм; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа; φ – коэффициент прочности сварного шва; C_1 – прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм; C_2 – прибавка для компенсации минусового допуска, мм; C_3 – технологическая прибавка для компенсации утонения стенки при технологических операциях, мм.

Если в теплообменнике один из теплоносителей относится к опасным (является взрыво- или пожароопасным, токсичным), теплообменник рассчитывают, как правило, на давление 1 МПа. При отсутствии ограничений в учебных проектах расчетное давление следует принять равным 1,0 или 1,6 МПа.

Коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1,0$ при контроле шва на длине 100%-м и $\varphi = 0,9$ при 50% -м контроле длины шва. Допускаемые напряжения для конструкционных материалов зависят от материала и рабочей температуры (табл. 8).

Исполнительную толщину стенки выбирают из стандартного ряда толщин труб или листового проката. Фактическая толщина должна быть больше расчетной и обеспечивать жесткость обечайки. Минимальная толщина цилиндрических обечаек без прибавки на коррозию и эрозию составляет 2 мм при диаметре до 400 мм, 3 мм при диаметре до 1000 мм и 4 мм при диаметре до 2000 мм.

Нормативные допускаемые напряжения
для некоторых конструкционных материалов

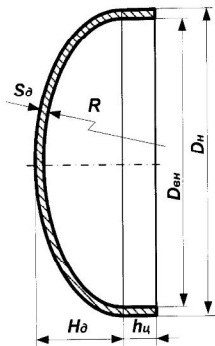
Марка материала	Значение $[\sigma]$, МПа, в зависимости от температуры		
	20°C	100°C	200°C
Сталь Ст.3	140	134	126
Сталь 20, 20К	147	142	136
Сталь 09Г2С, 16ГС, 17ГС	183	160	148
Сталь нерж. 15Х5М	146	141	134
Сталь нерж. 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	160	152	140
Сталь нерж. 08Х18Н10Т, 08Х17Н13М2Т	140	130	110
Сталь нерж. 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	240	207	193
Титан ВТ1-0	133	118	93
Медь отожженная	44	44	40
Алюминий	15	10,5	4,5

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах применяют стандартные эллиптические и плоские днища.

Стандартное эллиптическое днище состоит из цилиндрической и выпуклой частей (рис. 12, табл. 9). Днища с наружными базовыми диаметрами D_n используют для корпусов из труб, а с внутренними базовыми диаметрами $D_{вн}$ – для корпусов, свальцованных из листов.

Таблица 9

Размеры эллиптических отбортованных днищ, мм
(ГОСТ 6533-78)



D_n	$h_{ц}$	H_d	$D_{вн}$	$h_{ц}$	H_d
159	25	40	400	25, 40	100
273	25	68	600	25, 40	150
325	25	81	800	25, 40	200
426	25	106	1000	25, 40	250
630	25 40	157	1200	25, 40 60, 80	300

Рис. 12. Днище
эллиптическое

Высота цилиндрической части определяется толщиной стенки днища. При толщине менее 10 мм высота цилиндрической части составляет 25 мм.

Необходимую толщину эллиптических днищ, мм, вычисляют по уравнению

$$s = \frac{pR}{2[\sigma]_p - p/2} + C_1 + C_2 + C_3, \quad (4.2)$$

где R – максимальный радиус кривизны днища, мм; $R = D^2/(4H)$;

После изготовления все сосуды подлежат гидравлическому испытанию. Значение пробного давления $P_{пр}$ в сварном аппарате, МПа, принимают в зависимости от расчетного давления P_p :

$$P_{пр} = 1,25 \frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma_t]} P_p, \quad (4.3)$$

где $[\sigma_{20}]$ – допускаемое напряжение для материала сосуда и его элементов при температуре 20 °С, МПа; $[\sigma_t]$ – то же при рабочей температуре, МПа; P_p – расчетное давление сосуда, МПа.

При значении рабочей температуры в аппарате не выше 200 °С отношение $[\sigma_{20}]/[\sigma_t]$ принимают равным 1.

Толщину трубной решетки, м, исходя из условия закрепления труб развальцовкой с обваркой, определяют из условия

$$s_p = \frac{(0,435d_T + 0,0015)10^{-2}}{t_p - d_T} \geq 0,01, \quad (4.4)$$

где d_T – наружный диаметр труб, м; t_p – шаг отверстий в трубной решетке м.

В теплообменниках типа ТН и ТК трубы размещают по вершинам равносторонних треугольников. Значения шага (расстояния между осями труб) определяется наружным диаметром труб:

d_T , мм	16	20	25	38	57
t_p , мм	21	26	32	48	70

Минимальная толщина поперечных перегородок в межтрубном пространстве зависит от диаметра кожуха:

D , мм	≤ 400	500 ... 600	800 ... 1000	≥ 1200
$s_{п}$, мм	6	10	12	14

Диаметр стяжек, которые фиксируют поперечные перегородки, принимают 12 мм при $D \leq 600$ мм и 16 мм при $D \geq 800$ мм.

Количество стяжек должно быть не менее 6 при $D \leq 1000$ мм; 8 – при $D = 1200$ мм и 10 – при $D \geq 1400$ мм.

4.2. Опоры

Опорные лапы для вертикальных аппаратов состоят из двух вертикальных косынок и горизонтального основания (рис. 13).

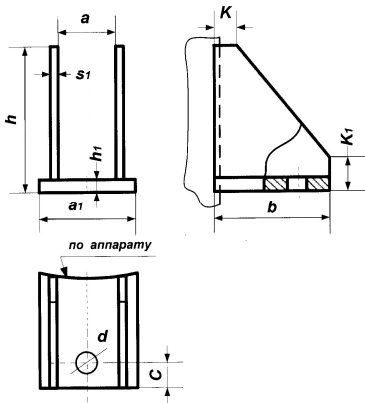


Рис. 13. Опорная лапа для вертикальных аппаратов (к табл. 10)

Опорные лапы изготавливают двух типов: тип 1 предназначен для аппаратов без теплоизоляции; тип 2 (с увеличенным вылетом) предназначен для аппаратов с теплоизоляцией.

Приваривают опоры непосредственно к корпусу теплообменника или к накладному листу прямоугольной формы для обеспечения жесткости корпуса в месте присоединения опоры.

Число опорных лап составляет:

- 2 штуки при $D < 600$ мм, а также при диаметре кожуха 600 или 800 мм и длине трубок не более 2000 мм;
- 4 штуки при диаметре 600 или 800 мм и длине трубок более 2000 мм, а также при диаметре 1000 или 1200 мм и любой длине трубок.

Размеры опорных лап выбирают по табл. 10 в зависимости от максимальной нагрузки Q на одну опору.

Таблица 10

Конструктивные размеры опорных лап для вертикальных аппаратов, мм
(ОСТ 26-665-79)

Q , кН	Тип	a	a_1	b	C	h	h_1	K_1	K	d
1,6	1	45	65	60	15	85	8	10	15	12
	2			100		4	25			
4	1	75	95	95	20	140	10	15	25	12
	2			160		5	40			
10	1	90	115	115	30	170	14	20	30	24
	2			195		6	50			
25	1	125	155	155	45	230	16	25	40	24
	2			255		8	65			
40	1	150	190	185	45	295	30	30	60	35
	2			315		10	80			

Q , кН	Тип	a	a_1	b	C	h	h_1	K_1	K	d
63	I	185	230	230	60	360	24	35	70	35
	2			380		12	100			
100	I	250	310	310	65	475	30	40	95	42
	2			520		16	130			
160	I	300	380	390	65	585	35	60	115	42
	2			650		20	180			

Масса пустого аппарата складывается из масс, кг:

– всех труб $n_{\text{общ}}$ толщиной стенки δ_T

$$m_T = \pi d_{\text{ср}} \delta_T l_T n_{\text{общ}} \rho_M ; \quad (4.5)$$

– обечайки корпуса длиной l_T и обечаек крышек длиной l_1 и l_2

$$m_K = \pi D_K s_K (l_T + l_1 + l_2) \rho_M ; \quad (4.6)$$

– всех перегородок k , 2 – трубных решеток, торцов крышек

$$m_P = 0,785 D_K^2 (k s_P + 2 s_{T,P} + s_1 + s_2) \rho_M ; \quad (4.7)$$

где s – толщина указанных элементов, м; L – их длина, м; ρ_M – плотность материала, кг/м³; для стали $\rho_M \approx 8000$.

В рабочем состоянии трубное и межтрубные пространства теплообменника заполнены теплоносителями, а при гидравлическом испытании – водой.

Объем трубного пространства с крышками и объем межтрубного пространства составляют, м³:

$$V_T = 0,785 [d_{\text{вн}}^2 n_{\text{общ}} l_T + D_K^2 (l_1 + l_2)] , \quad (4.8)$$

$$V_{MT} = 0,785 (D_K^2 - d_{\text{нар}}^2 n_{\text{общ}}) l_T . \quad (4.9)$$

Общую нагрузку на опоры теплообменника, кН, при гидравлическом испытании водой находят по уравнению

$$Q_{\Sigma} = 0,001 [m_T + m_K + m_P + (V_T + V_{MT}) \rho_{H_2O}] g . \quad (4.10)$$

Стандартные седловые опоры предназначены для горизонтальных теплообменных аппаратов.

Тип I предназначен для аппаратов с наружным диаметром не более 630 мм и имеет два исполнения в зависимости от количества отверстий под фундаментные болты (рис. 14). Опора состоит из гну-

той стойки, двух ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по табл. 11 в зависимости от наружного диаметра кожуха с последующей проверкой по допустимой нагрузке.

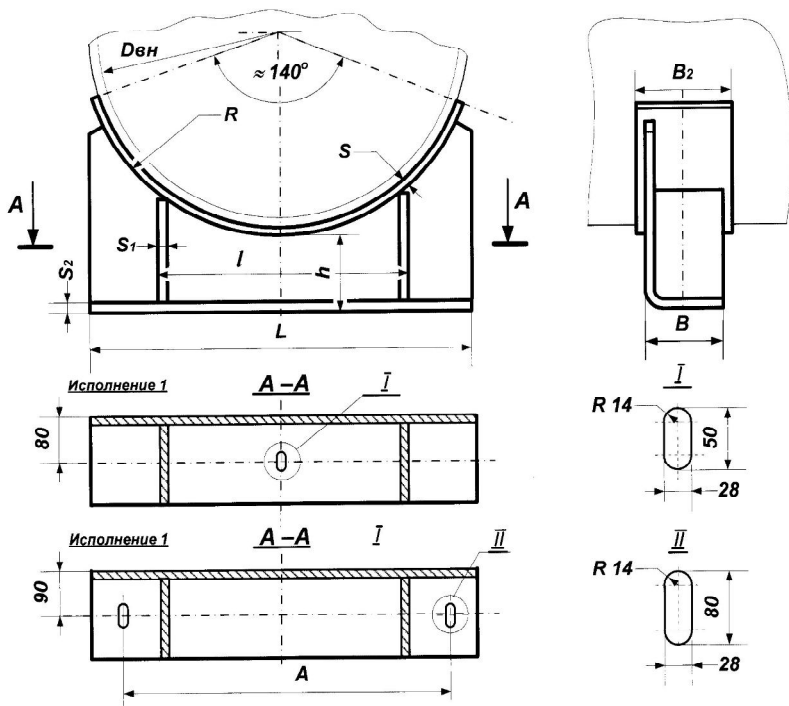


Рис. 14. Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха $D_H = 159 \dots 630$ мм, тип 1 (к табл. 11)

Таблица 11
Размеры седловых опор типа 1, мм (ОСТ 26-1265-75)

$D_H/D_{вн}$	s_1	s_2	R	L	l	h	B	B_2	A	Q , кН
159/ -	6	10	84	180	90	75	120	140	140	16
273/ -	6	10	141	290	190	100	120	140	250	20
325/ -	6	10	167	400	240	125	180	230	330	20
- /400	8	14	222	400	240	135	180	220	330	50
- /600	10	16	322	600	340	200	160	230	450	80

Опоры типа 2 предназначены для аппаратов диаметром 800 мм и более. Они имеют два исполнения в зависимости от допускаемой нагрузки. Опора типа 2 (рис. 15) состоит из стойки, основания, трех ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по табл. 12.

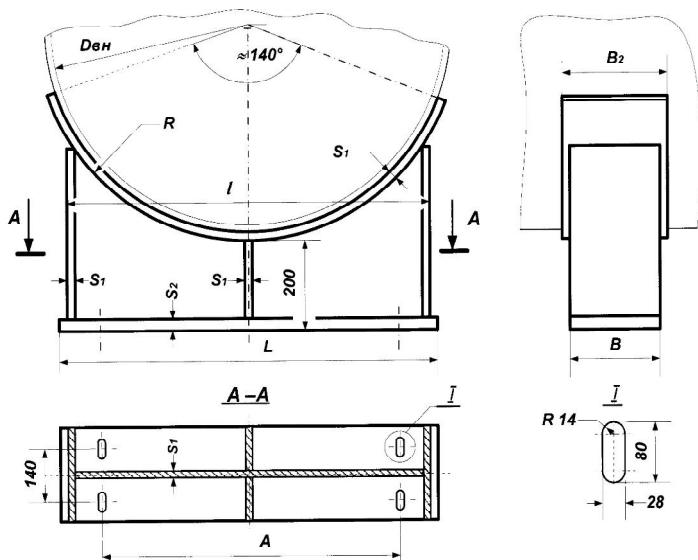


Рис. 15. Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха более 799 мм, тип 2 (к табл. 12).

Таблица 12

Размеры седловых опор типа 2, мм (ОСТ 26-1265-75)

$D_{вн}$	Исполнение	s_1	s_2	R^*	L	l	B	B_2	A	Q , кН
800	I	8	14	422	740	730	250	360	500	80
	2	14	18							160
1000	I	8	14	522	1000	980	250	360	650	125
	2	14	18							200
1200	I	8	14	622	1100	1080	250	360	800	125
	2	12	18							200
1400	I	8	14	722	1250	1230	250	400	950	160
	2	12	20							250

* Значение R дано для опорных листов толщиной 6 – 12 мм.

Аппараты устанавливают на двух седловых опорах: неподвижной и подвижной. Подвижная опора для температурной компенсации может скользить по фундаменту за счет овальной формы болтовых отверстий и зазора между гайкой и основанием шириной 1 – 2 мм.

Детали седловых опор сваривают между собой сплошными односторонними угловыми или тавровыми швами, а опорный лист приваривается к деталям опоры прерывистым угловым швом. К корпусу теплообменника опорный лист может привариваться внахлестку прерывистым швом.

Вопросы для самопроверки

1. Какие параметры влияют на необходимую толщину цилиндрической обечайки теплообменника?
2. Для чего проводят гидравлическое испытание теплообменника?
3. Из каких частей состоит эллиптическое днище?
4. Для каких вертикальных теплообменников следует использовать четыре опорные лапы?
5. Чем отличаются опорные лапы разного исполнения?
6. Как рассчитывают нагрузку на одну опору теплообменного аппарата?

5. КОНСТРУКЦИИ И РАЗМЕРЫ АППАРАТОВ

5.1. Испарители по ГОСТ 15119-79

В вертикальных испарителях по ГОСТ 15119-79 «горячий» теплоноситель подают в межтрубное пространство. Если «горчим» теплоносителем является жидкость или газ, используют аппарат исполнения 1 (рис.16), если конденсирующийся пар – аппарат исполнения 2 (рис.17).

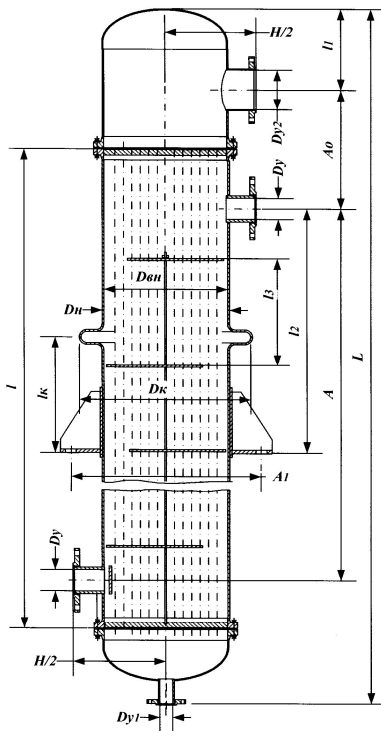


Рис. 16. Испаритель вертикальный, исполнение 1, обогревание жидкостью или газом (к табл. 13)

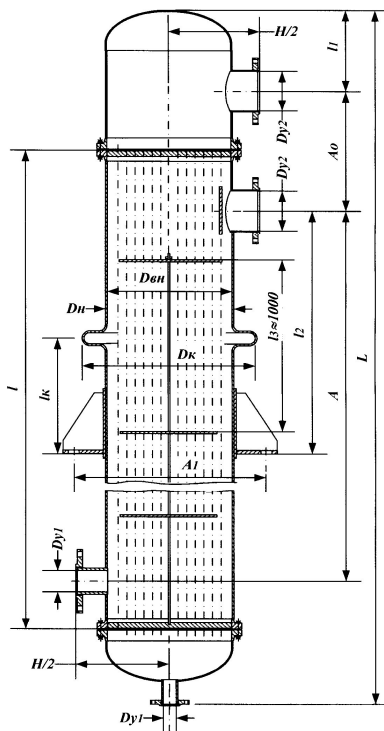


Рис. 17. Испаритель вертикальный, исполнение 2, обогревание конденсирующимся паром (к табл. 14)

Таблица 13

Основные размеры испарителей исполнения 1, мм (ГОСТ 15119-79)

Диаметр кожу- ха, $D_{вн}$	Давле- ние в кожухе P_y , МПа	l	L	A	A_0	D_y	D_{y1}	D_{y2}	$\approx D_k$	$H/2$	A_1	l_1	l_2	$\approx l_k$	Размещение перегородок	
															l_3	чис- ло
600	1,0; 1,6	2000	3080	1500									1200	700		4
		3000	4080	2500	540	200	100	300	780	530	866	400	1500	900	300	8
		4000	5080	3500									1800	1000		10
800	1,0; 1,6	2000	3350	1450									1200	700		4
		3000	4350	2450	630	250	150	400	966	627	1200	500	1500	900	350	6
		4000	5350	3450									1800	1000		8
1000	0,6; 1,0; 1,6	2000	3480	1350									1300	800		2
		3000	4430	2350	690	300	200	400	1166	729	1470	550	1500	900	520	4
		4000	3480	3350									1800	1000		6
1200	0,6; 1,0; 1,6	3000	4740	2200									1500	900		4
		4000	5740	3200	830	350	250	500	1366	831	1740	670	1800	1000	550	6
1400	0,6; 1,0; 1,6	3000	4850	2250									1500	900		4
		4000	5850	3250	820	350	250	500	1566	990	1920	710	1800	1000	600	6

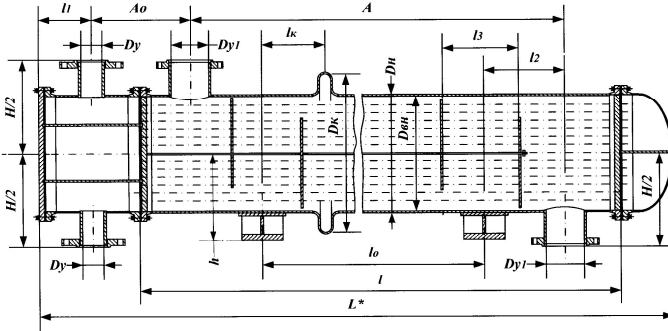
Таблица 14

Основные размеры испарителей исполнения 2, мм (ГОСТ 15119-79)

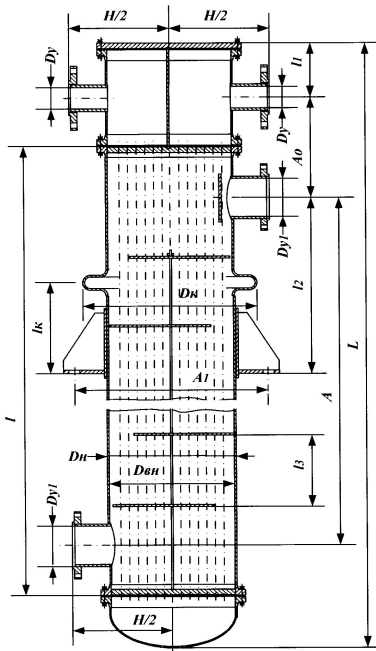
Диаметр кожуха, $D_{вн}$	Давление в кожухе P_y , МПа	l	L	A	A_0	D_y	D_{y1}	D_{y2}	$\approx D_k$	$H/2$	A_1	l_1	l_2	$\approx l_k$
600	1,0	2000	3080	1550	570	300	100	300	780	530	866	400	1200	700
		3000	4080	2550									1500	900
		4000	5080	3550									1800	1000
600	1,6	2000	3080	1540	585	250	100	300	780	530	866	400	1200	700
		3000	4030	2540									1500	900
		4000	5080	3540									1800	1000
800	1,0	2000	3350	1450	700	400	150	400	966	627	1200	500	1200	700
		3000	4350	2450									1500	900
		4000	5350	3450									1800	1000
800	1,6	2000	3350	1440	710	300	150	400	966	627	1200	500	1200	700
		4000	5350	3440									1800	1000
		2000	3480	1400									720	400
3000	4480	2400	1500	900										
4000	5480	3400	1800	1000										
1000	0,6; 1,0	2000	3480	1400	720	400	200	400	1166	729	1470	550	1300	800
		3000	4480	2400									1500	900
		4000	5480	3400									1800	1000
1000	1,6	2000	3480	1390	730	300	200	400	1166	729	1470	550	1300	800
		4000	5480	3390									1800	1000
		3000	4740	2290									850	500
4000	7540	3290	1800	1000										
3000	4740	2240	860	400	250	500	1366	831	1740	670	1500	900		
4000	5740	3240									1800	1000		
3000	4850	2260									880	500	250	500
4000	5850	3260	1800	1000										
3000	4650	2230	890	400	250	500	1566	990	1920	710				
4000	5830	3230									1800	1000		

5.2. Холодильники по ГОСТ 15120-79

В трубное пространство холодильника подают воду или другую не опасную среду (табл. 1). Число ходов по трубному пространству может быть равно 2, 4 или 6 (рис. 18).



a



б

Рис. 18. Холодильник с диаметром кожуха от 325 до 1200 мм (к табл. 15): *a* – горизонтальный (пример четырехходового по трубному пространству); *б* – вертикальный (пример двухходового по трубному пространству)

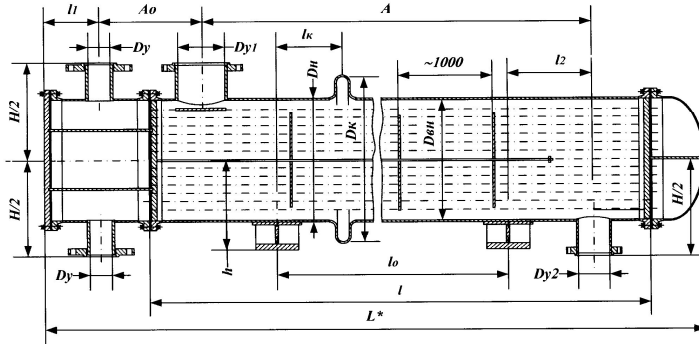
Таблица 15

Основные размеры холодильников, мм (ГОСТ 15120-79), мм

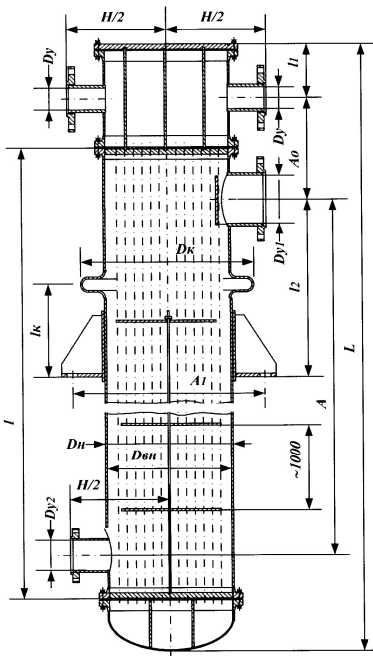
Диаметр кожу- ха, $\frac{D_{ц}}{D_{вн}}$	Дав- ле- ние в кожу- хе P_y МПа	l	L	l_0	A	D_y при числе ходов по трубам			$\frac{D_{в1}}{h}$	$\frac{H/2}{h}$	$\frac{A_0}{l_1}$	l_2		$\approx l_k$		Размеще- ние пере- городок	
						2	4	6				ХКГ ХНГ	ХКВ ХКВ	ХКГ	ХКВ	l_3	чис- ло
$\frac{325}{-}$	1,6; 2,5; 4,0	1500	2200	650	1050	100	-	-	$\frac{100}{475}$	$\frac{298}{292}$	$\frac{460}{235}$	350	800	325	475	180	6
		2000	2700	800	1550							500	1200	400	700		
		3000	3700	1500	2550							650	1500	750	900		
		4000	4700	2000	3550							800	1800	1000	1000		
$\frac{426}{400}$	1,0; 1,6; 2,5	2000	2690	800	1550	150	-	-	$\frac{150}{576}$	$\frac{363}{352}$	$\frac{460}{250}$	500	1200	400	700	250	6
		3000	3690	1500	2550							500	1500	750	900		
		4000	4690	2000	3550							800	1800	1000	1000		
		6000	6690	3000	5550							1200	1800	1500	1000		
$\frac{630}{600}$	1,0; 1,6	2000	2900	800	1550	200	150	100	$\frac{200}{750}$	$\frac{530}{525}$	$\frac{585}{310}$	400	1200	400	700	300	4
		3000	3900	1500	2550							500	1500	750	900		
		4000	4900	2000	3550							800	1800	1000	1000		
		6000	6900	3000	5550							1200	1800	1500	1000		
$\frac{-}{800}$	1,0; 1,6	2000	2990	800	1450	250	200	150	$\frac{250}{966}$	$\frac{627}{622}$	$\frac{620}{315}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	3990	1500	2450							600	1500	750	900		
		4000	4990	2000	3350							800	1800	1000	1000		
		6000	7200	3000	5250							1200	1800	1500	1000		
$\frac{-}{1000}$	0,6; 1,0	3000	4200	1500	2350	300	200	150	$\frac{300}{1166}$	$\frac{729}{722}$	$\frac{760}{380}$	400	1500	-	900	520	4
		4000	5200	2000	3350							600	1800	-	1000		
		6000	7200	3000	5350							1200	1800	-	1000		
$\frac{-}{1200}$	0,6; 1,0	4000	5330	2000	3200	350	250	200	$\frac{350}{1366}$	$\frac{831}{822}$	$\frac{835}{450}$	700	1500	-	900	550	6
		6000	7330	3000	5200							1200	1800	-	1000		

5.3. Конденсаторы многоходовые по ГОСТ 15121-79

Конденсируемые пары подают в межтрубное пространство через штуцер с диаметром D_{y1} , конденсат выводят через штуцер с меньшим диаметром D_{y2} (рис. 19).



a



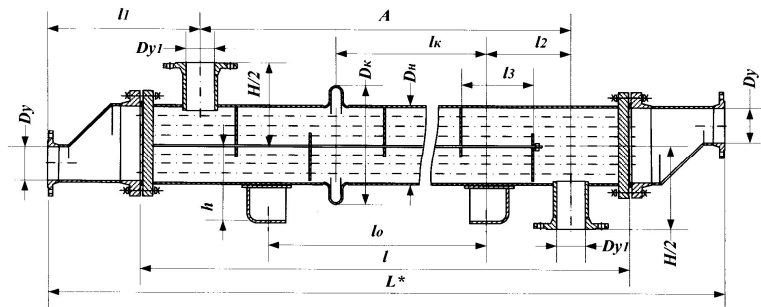
б

Рис. 19. Конденсатор многоходовой с диаметром кожуха от 600 до 1200 мм (к табл. 16):
a – горизонтальный (пример четырехходового по трубному пространству);
б – вертикальный (пример шестиходового по трубному пространству)

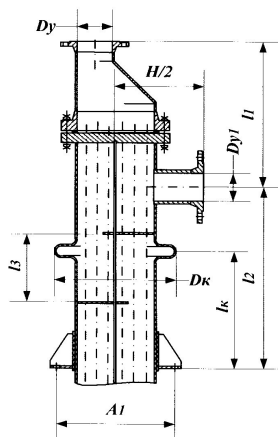
5.4. Теплообменники по ГОСТ 15122-79

Кожухотрубчатые теплообменники предназначены для нагрева и охлаждения жидких и газообразных сред с широким диапазоном рабочих параметров (табл. 1).

Одноходовые по трубному пространству теплообменники с наружным диаметром кожуха 159 и 273 мм оснащают коническими крышками (рис. 20), а с диаметром кожуха от 325 до 1200 мм - эллиптическими крышками (рис. 21).



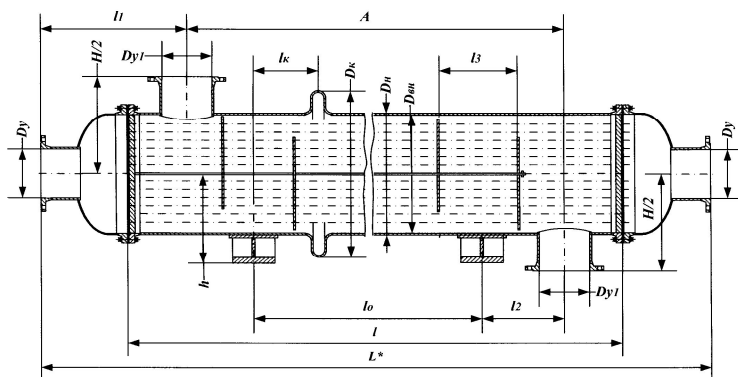
a



б

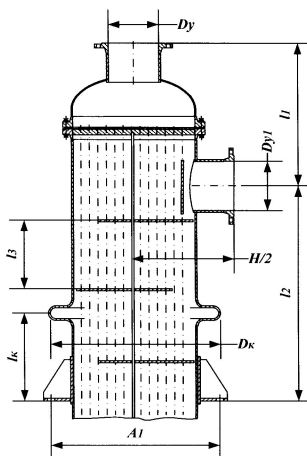
Рис. 20. Теплообменник одноходовой по трубам с диаметром кожуха 159 и 273 мм (к табл. 17): *a* – горизонтальный; *б* - вертикальный

Корпуса теплообменников с диаметром до 400 мм изготавливают из стандартных труб с заданным наружным диаметром $D_{\text{н}}$, а с диаметром 600 мм и более – изготавливают из листового материала вальцовкой и сваркой с заданным внутренним диаметром $D_{\text{вн}}$ (табл. 17).



a

Рис. 21. Теплообменник одноходовой по трубам вертикальный с диаметром кожуха от 325 до 1200 мм (к табл. 17): *a* – горизонтальный; *б* – вертикальный



б

Таблица 17

Основные размеры одноходовых теплообменников, мм (ГОСТ 15122-79)

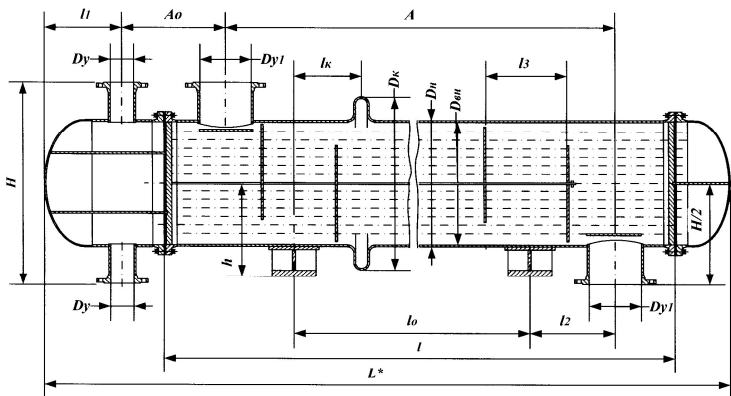
Диаметр кожуха $\frac{D_H}{D_{BH}}$	Давление в кожухе P_{V2} , МПа	l	L	l_0	A	$\frac{D_y}{D_{y1}}$	$\frac{\approx D_K}{H/2}$	$\frac{h}{l_1}$	l_2		$\approx l_K$		Размещение перегородок	
									ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКВ	ТКГ	l_3	n , шт.
<u>159</u> —	1,6; 2,5; 4,0	1000	1540	350	680	<u>80</u> 80	<u>309</u> 215	<u>159</u> 430	200	400	-	-	100	6
		1500	2040	650	1180				400	800	325	325		10
		2000	2540	800	1680				500	1200	400	400		14
		3000	3540	1500	2680				650	1500	750	750		26
<u>273</u> —	1,6; 2,5	1000	1640	350	600	<u>100</u> 100	<u>423</u> 272	<u>241</u> 520	250	400	-	-	130	4
		1500	2140	650	1100				350	800	325	450		8
		2000	2640	800	1600				500	1200	400	700		12
		3000	3640	1500	2600				650	1500	750	900		20
<u>325</u> —	1,6; 2,5	1500	2200	650	1050	<u>150</u> 100	<u>475</u> 298	<u>292</u> 575	350	800	325	475	180	6
		2000	2700	800	1550				500	1200	400	700		8
		3000	3700	1500	2550				650	1500	750	900		14
		4000	4700	2000	3550				800	1800	1000	1000		18
<u>426</u> —	1,6; 2,5	2000	2930	800	1550	<u>150</u> 150	<u>576</u> 363	<u>352</u> 610	500	1200	400	700	250	6
		3000	3930	1500	2550				500	1500	750	900		10
		4000	4930	2000	3550				800	1800	1000	1000		14
		6000	6930	3000	5550				1200	1800	1500	1000		22
<u>630</u> 600	1,6	2000	2960	800	1500	<u>200</u> 200	<u>780</u> 530	<u>525</u> 680	400	1200	400	700	300	4
		3000	3960	1500	2500				500	1500	750	900		8
		4000	4960	2000	3500				800	1800	1000	1000		10
		6000	6960	3000	5500				1200	1800	1500	1000		18

Основные размеры одноходовых теплообменников, мм (ГОСТ 15122-79)

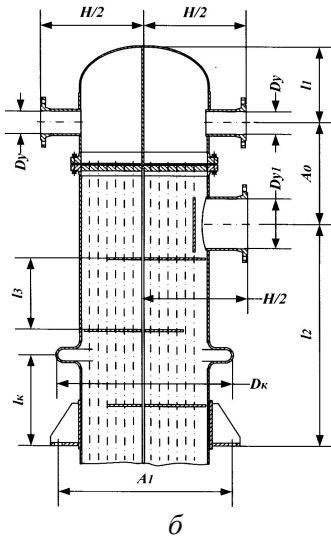
Диаметр кожуха $\frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{вн}}}$	Давление в кожухе $P_{\text{у}}$, МПа	l	L	l_0	A	$\frac{D_{\text{у}}}{D_{\text{у}1}}$	$\frac{\approx D_{\text{к}}}{H/2}$	$\frac{h}{l_1}$	l_2		$\approx l_{\text{к}}$		Размещение перегородок	
									ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКВ	ТКГ	l_3	n , шт.
$\frac{-}{800}$	1,0	2000	3070	800	1450	$\frac{250}{250}$	$\frac{966}{627}$	$\frac{622}{775}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	4070	1500	2450				600	1500	750	900		6
		4000	5070	2000	3450				800	1800	1000	1000		8
		6000	7070	3000	5450				1200	1800	1500	1000		14
$\frac{-}{800}$	1,6	2000	3120	800	1450	$\frac{250}{250}$	$\frac{966}{627}$	$\frac{622}{775}$	400	1200	400	700	350	4
		3000	4120	1500	2450				600	1500	750	900		6
		4000	5120	2000	3450				800	1800	1000	1000		8
		6000	7120	3000	5450				1200	1800	1500	1000		14
$\frac{-}{1000}$	0,6; 1,0	3000	4170	1500	2350	$\frac{300}{300}$	$\frac{1166}{429}$	$\frac{722}{910}$	400	1500		900	520	4
		4000	5170	2000	3350				600	1800	-	1000		6
		6000	7170	3000	5350				1200	1800		1000		10
$\frac{-}{1000}$	1,6	3000	4180	1500	2350	$\frac{300}{300}$	$\frac{1166}{429}$	$\frac{722}{915}$	400	1500		900	520	4
		4000	5180	2000	3350				600	1800	-	1000		6
		6000	7180	3000	5350				1200	1800		1000		10
$\frac{-}{1200}$	0,6; 1,0	4000	5300	2000	3200	$\frac{350}{350}$	$\frac{1366}{831}$	$\frac{822}{1050}$	700	1800		1000	550	6
		6000	7300	3000	5200				1200		-			8
$\frac{-}{1200}$	1,6	4000	5350	2000	3200	$\frac{350}{350}$	$\frac{1366}{831}$	$\frac{822}{1080}$	700	1800		1000	550	6
		6000	7350	3000	5200				1200		-			8

Для обеспечения турбулентного режима движения теплоносителя по трубному пространству используют многоходовые теплообменники (рис. 22).

Распределительная камера многоходовых теплообменников для удобства механической чистки труб может быть составной со съемной эллиптической крышкой.



a



б

Рис. 22. Теплообменник многоходовой по трубам с диаметром кожуха от 325 до 1200 мм (к табл. 18):

a – горизонтальный (пример четырехходового); *б* – вертикальный (пример двухходового)

Таблица 16

Основные размеры конденсаторов, мм (ГОСТ 15121-79)

Диаметр кожуха $\frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{вн}}}$	Давление в кожухе P_{y} , МПа	l	L	l_0	A	D_{y} при числе ходов по трубам			$\frac{D_{\text{y1}}}{D_{\text{y2}}}$	$\approx \frac{D_{\text{к}}}{H/2}$	$\frac{h}{A_0}$	l_1	l_2		$\approx l_{\text{к}}$									
						2	4	6					ККГ КНГ	ККВ КНВ	ККГ	ККВ								
$\frac{630}{600}$	1,0	3000	3890	1500	2550	200	150	100	$\frac{300}{100}$	$\frac{780}{530}$	$\frac{525}{600}$	310	500	1500	750	900								
		4000	4890	2000	3550								800	1800	1000	1000								
		6000	6890	3000	5550								1200	1800	1500	1000								
$\frac{630}{600}$	1,6	3000	3890	1500	2540	200	150	100	$\frac{250}{100}$	$\frac{780}{530}$	$\frac{525}{600}$	310	500	1500	750	900								
		4000	4890	2000	3540								800	1800	1000	1000								
		6000	6890	3000	5540								1200	1800	1500	1000								
$\frac{-}{800}$	1,0	3000	3870	1500	2440	250	200	150	$\frac{400}{150}$	$\frac{966}{627}$	$\frac{622}{690}$	315	600	1500	750	900								
		4000	4870	2000	3440								800	1800	1000	1000								
		6000	6870	3000	5440								1200	1800	1500	1000								
$\frac{-}{800}$	1,6	3000	3970	1500	2480	250	200	150	$\frac{300}{150}$	$\frac{966}{627}$	$\frac{622}{640}$	315	600	1500	750	900								
		4000	4970	2000	3480								800	1800	1000	1000								
		6000	6970	3000	5480								1200	1800	1500	1000								
$\frac{-}{1000}$	0,6; 1,0	3000	4200	1500	2400	300	200	150	$\frac{400}{150}$	$\frac{1166}{729}$	$\frac{722}{800}$	380	400	1500	-	900								
		4000	5200	2000	3400								600	1800	-	1000								
		6000	7200	3000	5400								1200	1800	-	1000								
$\frac{-}{1000}$	1,6	3000	4200	1500	2430	300	200	150	$\frac{300}{150}$	$\frac{1166}{729}$	$\frac{722}{800}$	380	400	1500	-	900								
		4000	5200	2000	3430								600	1800	-	1000								
		6000	7200	3000	5430								1200	1800	-	1000								
$\frac{-}{1200}$	0,6; 1,0	4000	5380	2000	3300	350	250	200	$\frac{500}{200}$	$\frac{1366}{831}$	$\frac{822}{860}$	450	700	1800	-	1000								
		6000	7380	3000	5300								1200	1800	-	1000								
$\frac{-}{1200}$	1,6	4000	5380	2000	3300	350	250	200	$\frac{400}{200}$	$\frac{1366}{831}$	$\frac{822}{860}$	450	700	1800	-	1000								
		6000	7380	3000	5300								1200	1800	-	1000								
$\frac{-}{1400}$	0,6; 1,0	6000	7630	3000	5200	350	250	200	$\frac{500}{250}$	$\frac{1566}{990}$	$\frac{922}{990}$	575	1200	1800	-	-								

Таблица 18

Основные размеры многоходовых теплообменников, мм (ГОСТ 15122-79)

Диаметр кожу- ха $\frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{вн}}}$	Дав- ле- ние в ко- жухе $P_{\text{у}}$, МПа	l	L	l_0	A	$D_{\text{у}}$ при числе ходов по трубам			$\frac{D_{\text{у1}}}{D_{\text{к}}}$	$\frac{H/2}{h}$	$\frac{A_0}{l_1}$	l_2		$\approx l_{\text{к}}$		Размеще- ние пере- городок	
						2	4	6				ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКГ	ТКВ	l_3	n , шт.
$\frac{325}{-}$	1,6; 2,5	1500	2170	650	1050	100	-	-	$\frac{100}{475}$	$\frac{293}{292}$	$\frac{440}{240}$	350	800	325	475	180	6 8 14 18
		2000	2670	800	1550							500	1200	400	700		
		3000	3670	1500	2550							650	1500	750	900		
		4000	4670	2000	3550							800	1800	1000	1000		
$\frac{426}{400}$	1,6; 2,5	2000	2770	800	1550	150	-	-	$\frac{150}{576}$	$\frac{363}{352}$	$\frac{445}{290}$	500	1200	400	700	250	6 10 14 22
		3000	3770	1500	2550							500	1500	750	900		
		4000	4770	2000	3550							800	1800	1000	1000		
		6000	6770	3000	5550							1200	1800	1500	1000		
$\frac{630}{600}$	1,6	2000	2910	800	1500	200	150	100	$\frac{200}{780}$	$\frac{530}{525}$	$\frac{520}{370}$	400	1200	400	700	300	4 8 10 18
		3000	3910	1500	2500							500	1500	750	900		
		4000	4910	2000	3500							800	1800	1000	1000		
		6000	6910	3000	5500							1200	1800	1500	1000		
$\frac{-}{800}$	1,0	2000	3160	800	1450	250	200	150	$\frac{250}{966}$	$\frac{627}{622}$	$\frac{630}{420}$	400	1200	400	700	350	4 6 8 14
		3000	4160	1500	2450							600	1500	750	900		
		4000	5160	2000	3350							800	1800	1000	1000		
		6000	7160	3000	5250							1200	1800	1500	1000		
$\frac{-}{800}$	1,6	2000	3190	800	1450	250	200	150	$\frac{250}{966}$	$\frac{627}{622}$	$\frac{630}{420}$	400	1200	400	700	350	4 6 8 14
		3000	4190	1500	2450							600	1500	750	900		
		4000	5190	2000	3350							800	1800	1000	1000		
		6000	7190	3000	5250							1200	1800	1500	1000		

Основные размеры многоходовых теплообменников, мм (ГОСТ 15122-79)

Диаметр кожу- ха $\frac{D_H}{D_{BH}}$	Дав- ление в ко- жухе P_y , МПа	l	L	l_0	A	D_y при числе ходов по трубам			$\frac{D_{y1}}{D_K}$	$\frac{H/2}{h}$	$\frac{A_0}{l_1}$	l_2		$\approx l_K$		Размеще- ние пере- городок	
						2	4	6				ТКГ ТНГ	ТКВ ТНВ	ТКГ	ТКВ	l_3	n , шт.
1 1000	0,6; 1,0	3000	4260	1500	2350	300	200	150	$\frac{300}{1166}$	$\frac{729}{722}$	$\frac{685}{500}$	400	1500	-	900	520	6
		4000	5260	2000	3350							600	1800		1000		8
		6000	7260	3000	5350							1200	1800		1000		10
1 1000	1,6	3000	4260	1500	2350	300	200	150	$\frac{300}{1166}$	$\frac{729}{722}$	$\frac{685}{500}$	400	1500	-	900	520	6
		4000	5260	2000	3350							600	1800		1000		8
		6000	7260	3000	5350							1200	1800		1000		10
1 1200	0,6; 1,0	4000	5430	2000	3200	350	250	200	$\frac{350}{1366}$	$\frac{831}{822}$	$\frac{756}{620}$	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7430	3000	5200							1200	1800		8		
1 1200	1,6	4000	5430	2000	3200	350	250	200	$\frac{350}{1366}$	$\frac{831}{822}$	$\frac{765}{620}$	700	1800	-	1000	550	6
		6000	7430	3000	5200							1200	1800		8		

6. КОНСТРУКЦИИ И РАЗМЕРЫ ФЛАНЦЕВ

В зависимости от назначения по месту установки различают фланцы:

- соединительных частей трубопроводов, штуцеров насосов и аппаратов, запорно-регулирующих устройств и др.;
- аппаратные облегченные, которые служат для соединения отдельных частей емкостей, аппаратов.

По способу соединения с трубой, корпусом аппарата, прибором фланцы могут быть плоскими и приварными встык.

По конструкции уплотнительной поверхности различают фланцы:

- с гладкой уплотнительной поверхностью;
- типа «выступ – впадина»;
- типа «шип – паз».

6.1. Фланцы соединительных частей трубопроводов

По ГОСТ 12815-80 фланцы трубопроводов и соединительных частей, а также присоединительные фланцы арматуры, машин, приборов, патрубков аппаратов и резервуаров могут быть шести разных видов (табл. 19).

Таблица 19
Типы и основные параметры фланцев по ГОСТ 12815-80

Тип фланца	Условное давление P_y , МПа	Условный проход D_y , мм
Литые из серого чугуна по ГОСТ 12817-80	0,1; 0,25	15 ... 3000
	1,0	15 ... 2000
	1,6	15 ... 1000
Литые из ковкого чугуна по ГОСТ 12818-80	1,6 ... 4,0	15 ... 80
Литые стальные по ГОСТ 12819-80	1,6	15 ... 1600
	10	15 ... 400
	20	15 ... 250
Стальные плоские приварные по ГОСТ 12820-80	0,1; 0,25	10 ... 2400
	1,6	10 ... 1200
	2,5	10 ... 800
Стальные приварные встык по ГОСТ 12821-80	0,1 ... 4,0	10 ... 1600
	10	10 ... 400
	20	15 ... 250
Стальные свободные на приварном кольце по ГОСТ 12822-80	0,1 ... 2,5	10 ... 500

Уплотнительная поверхность фланца может иметь 9 исполнений (рис. 23). Независимо от вида уплотнительной поверхности сами фланцы могут быть как приварными встык, так и плоскими приварными (рис. 23а).

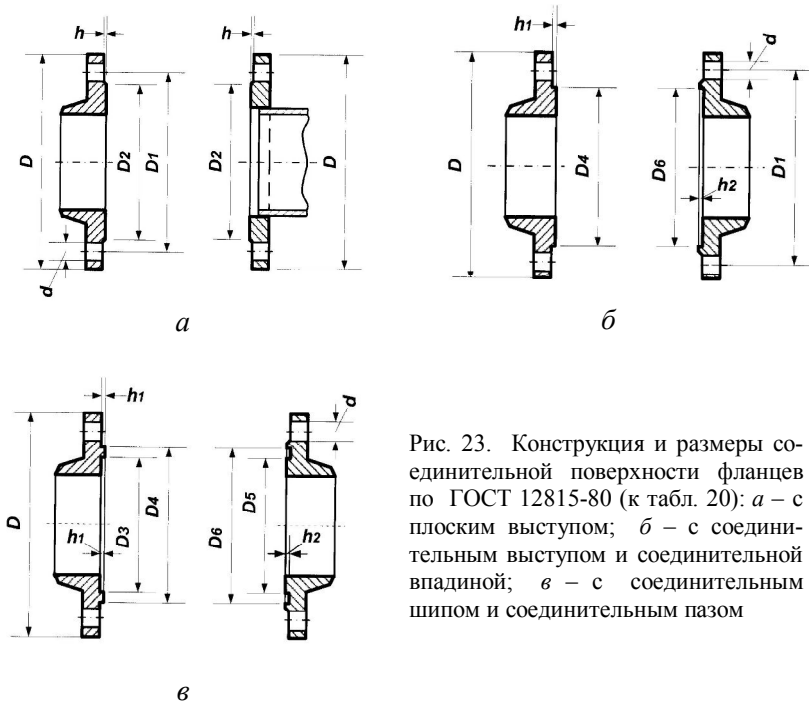


Рис. 23. Конструкция и размеры соединительной поверхности фланцев по ГОСТ 12815-80 (к табл. 20): а – с плоским выступом; б – с соединительным выступом и соединительной впадиной; в – с соединительным шипом и соединительным пазом

Фланцы с плоским выступом типа *а* удобны для замены прокладки, установки заглушек.

Во фланцевых соединениях с выступом и впадиной типа *б* прокладка фиксируется во фланце со впадиной.

Для аппаратов, работающих при глубоком вакууме, используют фланцы на P_y не менее 1,6 МПа с уплотнением типа *в* «шип – паз». Прокладка укладывается в кольцевой паз, что предотвращает её перемещение в радиальном направлении.

Таблица 20

Размеры присоединительных поверхностей фланцев
для трубопроводов, мм, по ГОСТ 12815-80

D_y	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	d	n	h	h_1	h_2	B	d бол- тов
на P_y 0,1 и 0,25 МПа														
20	90	65	50	33	43	32	44	11	4	2	4	3	70	M10
25	100	75	60	41	51	40	52	11	4	2	4	3	75	M10
32	120	90	70	49	59	48	60	14	4	2	4	3	95	M12
40	130	100	80	55	69	54	70	14	4	3	4	3	100	M12
50	140	110	90	66	80	65	81	14	4	3	4	3	110	M12
65	160	130	100	86	100	85	101	14	4	3	4	3	125	M12
80	185	150	128	101	115	100	116	18	4	3	4	3	140	M16
100	205	170	148	117	137	116	138	18	4	3	4	3	155	M16
125	235	200	178	146	166	145	167	18	8	3	4	3	¾	M16
150	260	225	202	171	191	170	192	18	8	3	4	3	¾	M16
200	315	280	258	229	249	228	250	18	8	3	4	3	¾	M16
250	370	335	312	283	303	282	304	18	12	3	4	3	¾	M16
300	435	395	365	336	356	335	357	22	12	4	5	4	¾	M20
350	485	445	415	386	406	385	407	22	12	4	5	4	¾	M20
400	535	495	465	436	456	435	457	22	16	4	5	4	¾	M20
на P_y 1,0 МПа														
20	105	75	58	36	50	35	51	14	4	2	4	3	80	M12
25	115	85	68	43	57	42	58	14	4	2	4	3	90	M12
32	135	100	78	51	65	50	66	18	4	2	4	3	105	M16
40	145	110	88	61	75	60	76	18	4	3	4	3	110	M16
50	160	125	102	73	87	72	88	18	4	3	4	3	125	M16
65	180	145	122	95	109	94	110	18	4	3	4	3	140	M16
80	195	160	133	106	120	105	121	18	4	3	4	3	150	M16
100	215	180	158	129	149	128	150	18	8	3	4	3	¾	M16
125	245	210	184	155	175	154	176	18	8	3	4	3	¾	M16
150	280	240	212	183	203	182	204	22	8	3	4	3	¾	M20
200	335	295	268	239	259	238	260	22	8	3	4	3	¾	M20
250	390	350	320	292	312	291	313	22	12	3	4	3	¾	M20
300	440	400	370	343	363	342	364	22	12	4	5	4	¾	M20
350	500	460	430	395	421	394	422	22	16	4	5	4	¾	M20
400	565	515	482	447	473	446	474	26	16	4	5	4	¾	M24

Толщина и присоединительные размеры зависят от конструкции фланцев (рис. 24, 25).

Внутренний диаметр отверстия стального плоского фланца определяется наружным диаметром трубы (рис. 24, табл. 21).

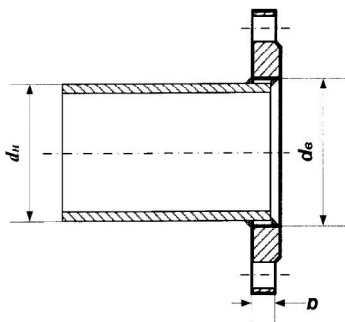


Рис. 24. Конструкция и размеры стального плоского фланца по ГОСТ 12820-80 (к табл. 21)

Таблица 21
Конструктивные размеры стальных плоских приварных фланцев, мм,
по ГОСТ 12820-80

Проход условный D_y	P_y 0,1 и 0,25 МПа			P_y 1,0 МПа		
	d_n	d_b	b	d_n	d_b	b
20	25	26	10	25	26	12
25	32	33	10	32	33	12
32	38	39	10	38	39	14
40	45	46	10	45	46	15
50	57	59	10	57	59	15
65	76	78	11	76	78	17
80	89	91	11	89	91	17
100	108	110	11	108	110	19
	114	116	11	114	116	19
125	133	135	13	133	135	21
	140	142	13	140	142	21
150	152	154	13	152	154	21
	159	161	13	159	161	21
200	168	170	13	168	170	21
	219	222	15	219	222	21
250	273	273	18	273	273	23
300	325	325	18	325	325	24
350	377	377	18	377	377	24
400	426	426	18	426	426	26

Внутренний диаметр фланцев стальных приварных встык определяется однозначно диаметром условного прохода (рис. 25, табл. 22).

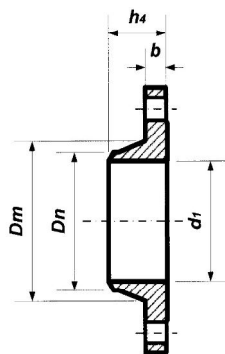


Рис. 25. Конструкция и размеры фланца приварного встык по ГОСТ 12821-80 (к табл. 22)

Таблица 22
Конструктивные размеры фланцев стальных приварных встык, мм,
по ГОСТ 12821-80

Проход условный D_v	P_y 0,1 и 0,25 МПа					P_y 1,0 МПа				
	d_1	b	h_4	D_m	D_n	d_1	b	h_4	D_m	D_n
20	18	8	2	36	26	18	12	36	38	26
25	25	8	28	42	33	25	12	38	45	33
32	31	8	28	50	39	31	13	40	55	39
40	38	9	33	60	46	38	13	42	62	46
50	49	9	33	70	58	49	13	42	76	58
65	66	9	33	88	77	66	15	45	94	77
80	78	11	35	102	90	78	15	47	105	90
100	96	11	37	122	110	96	17	48	128	110
125	121	11	37	148	135	121	19	57	156	135
150	146	11	38	172	161	146	19	57	180	161
200	202	13	45	235	222	202	19	58	240	222
250	254	16	45	288	278	254	21	60	290	278
300	303	16	45	340	330	303	22	60	345	330
350	351	16	45	390	382	351	22	60	400	382
400	398	16	45	440	432	398	22	60	445	432
500	501	19	50	545	535	501	24	65	550	535
600	602	19	55	650	636	602	24	65	650	636
800	792	19	60	844	826	792	27	75	850	826
1000	992	21	60	1044	1028	992	29	80	1050	1028

6.2. Фланцы соединительных частей аппаратов

По ГОСТ 28759.1-90 фланцы сосудов и аппаратов могут быть трех типов (табл. 23).

Таблица 23
Типы и основные параметры фланцев сосудов и аппаратов по ГОСТ 28759.1-90

Тип фланца	Внутренний диаметр аппарата, D , мм	Условное давление, P_v , МПа	Температура, °С
Стальные плоские приварные по ГОСТ 28759.2-90	400 ... 4000	0,3	От минус 70 до плюс 300
	400 ... 3200	0,6 ... 1,0	
	400 ... 2400	1,6	
Стальные приварные встык по ГОСТ 28759.3-90	400 ... 4000	0,6 ... 1,0	От минус 70 до плюс 600
	400 ... 3200	1,6	
	400 ... 2000	2,5	
	400 ... 1600	4,0 ... 6,3	
Стальные приварные встык под прокладку восьмиугольного сечения по ГОСТ 28759.4-90	400 ... 1600	6,3 ... 8,0	От минус 70 до плюс 600
	400 ... 1500	10	
	400 ... 1200	16	

Для сосудов и аппаратов, работающих в условиях вакуума с остаточным давлением не ниже 665 Па, допускается применять фланцы исполнений 1 – 5 ГОСТ 28759.2 на P_v 0,3 МПа и исполнений 1 – 4 ГОСТ 28759.3 на P_v 1,3 МПа. Технические требования к фланцам определены в ГОСТ 28759.5-90.

Фланцы сосудов и аппаратов стальные плоские приварные по ГОСТ 28759.2-90 (табл. 24) могут иметь следующие исполнения (рис. 26): 1 – с гладкой уплотнительной поверхностью; 2 – с пазом; 3 – с шипом (ответный для фланца исполнения 2); 4 – с впадиной; 5 – с выступом (ответный для фланца исполнения 4).

Фланцы исполнений 6 – 10 аналогичны фланцам исполнений 1 – 5, уплотнительная поверхность которых облицована листом из коррозионно-стойкой стали; фланцы исполнений 11 – 15 аналогичны фланцам исполнений 1 – 5, на уплотнительную поверхность которых наплавлена коррозионно-стойкая сталь.

Пример условного обозначения фланца исполнения 1 диаметром 1200 мм на условное давление 0,6 МПа при высоте втулки 150 мм из стали 20:

Фланец 1-1200-0,6-150 Ст 20 ГОСТ 28759.2-90.

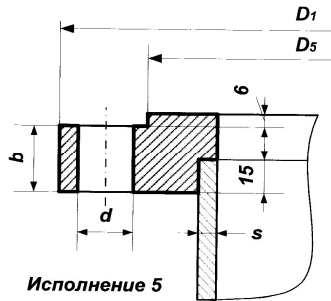
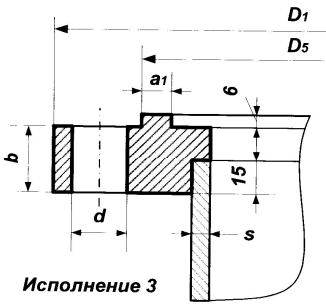
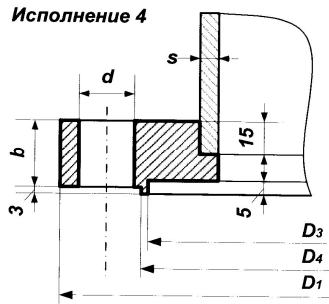
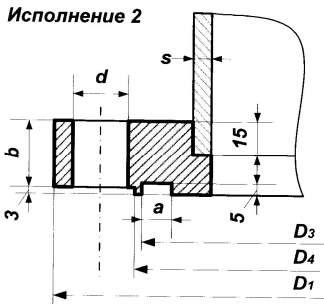
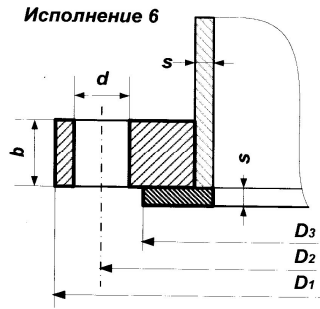
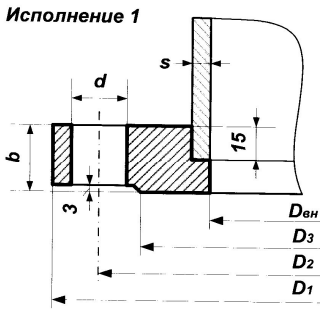


Рис. 26. Конструкции и размеры стальных плоских приварных фланцев для сосудов и аппаратов по ГОСТ 28759.2-90 (к табл. 24)

Таблица 24

Размеры стальных плоских приварных фланцев для сосудов и аппаратов, мм,
по ГОСТ 28759.2-90

$D_{\text{вн}}$	D_1	D_2	D_3	D_4	a	D_5	a_1	b	S	d	Болты, шпильки		P_y , МПа
											D	n	
400	520	480	444	452	13,5	443	12	25	6	23	M20	16	0,6
	535	495	458	466		457		30	8			20	1,0
								35					1,6
500	620	580	544	552	13,5	543	12	25	8	23	M20	20	0,6
	640	600	564	672		663		35	10			24	1,0
								40					1,6
600	720	680	644	652	14	643	12	25	8	23	M20	20	0,3
	740	700	664	672		663		30	10			24	0,6
								35				28	1,0
700	820	780	744	752	14	743	12	25	8	23	M20	24	0,3
	840	800	764	772		763		35	10			28	0,6
								50	12			32	1,0
800	920	880	842	852	14	841	12	25	8	23	M20	28	0,3
	945	905	866	876		865		35	10			32	0,6
								55	12			40	1,6
900	1030	990	952	962	14	951	12	30	8	23	M20	32	0,3
								35	10			36	0,6
	1045	1005	966	976		965		50	12			40	1,0
1000	1130	1090	1052	1062	15,5	1050	13	30	8	23	M20	36	0,3
								40	10			44	0,6
	1145	1105	1066	1076		1064		50	12				1,0
1200	1330	1260	1248	1260	15,5	1246	13	35	8	23	M20	44	0,3
								45	10			56	0,6
	1350	1310	1268	1280		1266		60	12				1,0
1400	1530	1490	1448	1460	15,5	1446	13	35	8	23	M23	48	0,3
								50	10			52	0,6
	1550	1510	1470	1484		1468		60	14			68	1,0
1600	1730	1690	1648	1660	17,5	1645	14	35	10	23	M20	60	0,3
								55	10			68	0,6
	1780	1730	1682	1696		1679		70	16			76	1,0
2200	2330	2290	2246	2260	17,5	2243	14	55	10	23	M20	72	0,3
								70	12			80	0,6
	2385	2335	2286	2300		2283		18	18			88	1,0
2400	2530	2490	2446	2460	17,5	2443	14	80	12	23	M20	88	0,6
	2595	2540	2490	2505		2487		18	18			92	1,0
	2610	2550	2496	2510		2493		18	20			88	1,6
								100	20		M30		

Фланцы сосудов и аппаратов стальные приварные встык (ГОСТ 28759.3-90) используют в аппаратах с внутренним диаметром от 400 до 4000 мм с условным давлением от 0,6 до 6,3 МПа при температуре рабочей среды от -70°C до $+540^{\circ}\text{C}$.

Стандарт устанавливает конструкции фланцев 12 исполнений. Наиболее распространены (рис. 27): исполнение 1 – с впадиной; исполнение 2 – с выступом (ответный для фланца исполнения 1); исполнение 3 – с пазом; исполнение 4 – с шипом (ответный для фланца исполнения 3).

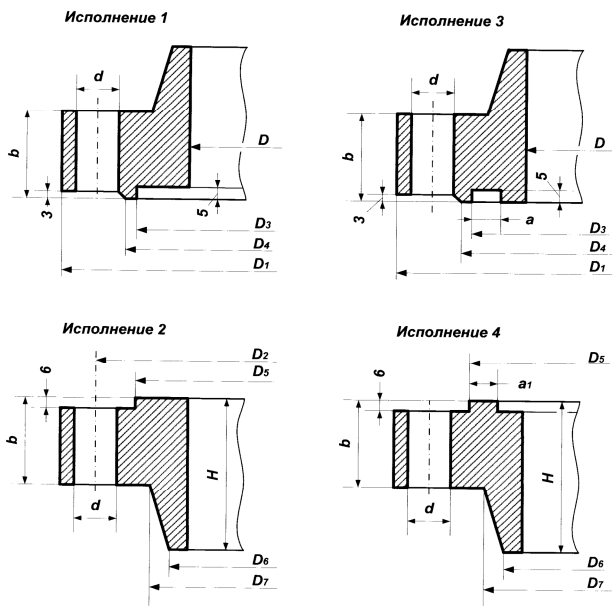


Рис. 27. Конструкции и размеры фланцев сосудов и аппаратов приварные встык по ГОСТ 28759.3-90 (к табл. 25)

Пример условного обозначения фланца исполнения 1 диаметром 1200 мм на условное давление 2,5 МПа из стали 12X18H10T:

Фланец 1-1200-2,5-12X18H10T ГОСТ 28759.3-90.

То же для фланца с прокладкой из фторопласта:

Фланец 1-1200-2,5-Ф-12X18H10T ГОСТ 28759.3-90.

Таблица 25

Конструктивные размеры фланцев сосудов и аппаратов стальных приварных встык, мм, ГОСТ 28759.3-90

$D_{\text{вн}}$	D_1	D_2	D_3	D_4	a	D_5	a_1	D_6	D_7	b	H	d	Болты, шпильки		P_y , МПа
													d	n	
400	535	495	458	466	13,5	457	12	412	432	35	65	23	M20	20	1,0
	590	530			15,5			14	418	440	40			75	24
600	740	700	644	672	14	663	12	614	634	35	65	23	M20	28	1,0
	820	750	670	685	16	669	14	624	648	50	85			32	2,5
800	945	905	866	876	14	865	12	818	838	40	70	23	M20	40	1,0
	955	915	876	886		875	12	830	860	55	100			48	2,5
1000	1055	985	885	910	20,5	883	18	848	904	95	180	40	M36	36	6,3
	1145	1105	1066	1076	15,5	1064	13	1020	1044	50	85	23	M20	44	1,0
1175	1125	1030	1092	1078		13	1036	1066	60	105	27	M24	52	2,5	
1200	1300	1220	1095	1110	20,5	1093	18	1056	1126	115	220	46	M42	40	6,3
	1350	1310	1268	1280	15,5	1266	13	1220	1248	50	95	23	M20	56	1,0
1400	1345	1206	1310	1294		13	1238	1276	70	130	30	M27	30	2,5	
1400	1520	1440	1310	1326	28	1307	25	1268	1346	120	235	46	M42	48	6,3
	1550	1510	1470	1484	15,5	1468	13	1420	1452	55	105	23	M20	68	1,0
1610	1555	1506	1520	1504		13	1438	1438	75	115	30	M27	64	2,5	
1600	1770	1675	1522	1545	28	1519	25	1476	1562	145	275	58	M52	44	6,3
	1780	1730	1682	1696	17,5	1679	14	1626	1660	55	105	27	M24	68	1,0
1820	1760	1708	1720	1705		14	1642	1690	80	155	33	M30	68	2,5	
1800	1995	1900	1732	1750	28,5	1729	25	1686	1784	155	300	58	M52	56	6,3
	1980	1930	1882	1896	17,5	1879	14	1828	1864	60	115	27	M24	84	1,0
2025	1965	1910	1928	1907		14	1842	1896	90	170	33	M30	80	2,5	
2000	2185	2135	2086	2100	21,5	2083	18	2028	2064	65	130	27	M24	84	1,0
	2235	2175	2116	2130		2113	18	2044	2104	105	195	33	M30	80	2,5

Примечание. При применении прокладки из фторопласта-4 размер D_3 равен D_5 ; размер a равен $a_1+0,6$.

7. ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Задание T01

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для нагрева жидкости S от значения начальной температуры t_1 до значения температуры 40 °С горячей водой. Начальное значение температуры воды составляет 75 °С, в теплообменнике вода охлаждается на Δt , °С.

2. Данные для расчетов

Расход нагреваемой жидкости, т/ч: $G = 90 + 0,3 k z$.

Значение начальной температуры жидкости t_1 и изменение значения температуры воды Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
t_1 , °С	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35
Δt , °С	48	46	44	42	40	38	36	34	32	30

Жидкость S для подварианта z:

1. Метанол.
2. Изопропанол.
3. Дихлорэтан.
4. Этанол.
5. Бутанол.
6. Хлороформ.
7. Пропанол.
8. Изобутанол.
9. Ацетон.
0. n-Октан.

Задание T02

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для охлаждения жидкости S от значения начальной температуры 20 °С до значения температуры t_2 испаряющимся при температуре минус 30 °С жидким аммиаком.

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 25 + 0,2 k z$.

Конечная температура жидкости t_2 для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
t_2 , °С	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11

Жидкость S для подварианта z:

1. Бутанол.
2. Этанол.
3. Изопропанол.
4. n-Октан.
5. Изобутанол.
6. Хлороформ.
7. Пропанол.
8. Метанол.
9. Ацетон.
0. Дихлорэтан.

Задание Т03

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для испарения вещества S при абсолютном давлении 0,2 МПа за счет теплоты конденсации насыщенного водяного пара, причем значение температуры водяного пара превышает значение температуры кипения жидкости S на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход вещества, т/ч: $G = 30 + 0,3 k z$.

Температурный напор Δt для варианта k :

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16

Жидкость S для подварианта z

1. Бензол.
2. Этанол.
3. n -Ксилол.
4. Пропанол.
5. Изобутанол.
6. Бутанол.
7. Толуол.
8. Метанол.
9. Хлороформ.
0. Дихлорэтан.

Задание Т04

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для утилизации теплоты конденсации паров вещества S при атмосферном давлении с получением горячей воды, которая нагревается от начального значения температуры t_1 на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход вещества, т/ч: $G = 60 + 0,2 k z$.

Начальное значение температуры воды t_1 и ее изменение в теплообменнике Δt для варианта k :

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	23	22	14	15	16	17	18	19	20	21
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	42	44	50	48	46	44	42	40	38	36

Жидкость S для подварианта z :

1. n -Октан.
2. Этанол.
3. Этилацетат.
4. Пропанол.
5. Бензол.
6. Бутанол
7. n -Ксилол.
8. Изобутанол.
9. Толуол.
0. Четыреххлористый углерод.

Задание Т05

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать теплообменник для нагрева жидкости S от значения температуры t_1 до $45\text{ }^\circ\text{C}$ при атмосферном давлении. Нагрев производится водой с начальным значением температуры $80\text{ }^\circ\text{C}$. В теплообменнике вода охлаждается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 70 + 0,3 k z$.

Начальное значение температуры жидкости t_1 и изменение значения температуры воды Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	50	48	46	44	42	40	38	36	34	32

Жидкость S для подварианта z:

1. *n*-Октан.
2. Этанол.
3. Изопропанол.
4. Пропанол.
5. Изобутанол.
6. Бутанол.
7. *n*-Ксилол.
8. Метанол.
9. Ацетон.
0. Дихлоэтан.

Задание Т06

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для нагрева жидкости S от значения температуры t_1 до значения температуры кипения при атмосферном давлении водяным паром. Значение температуры конденсации греющего пара превышает значение температуры кипения жидкости S на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 50 + 0,4 k z$.

Значение начальной температуры жидкости t_1 и изменение значения температуры воды Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	25	30	35	40	15	20	25	20	30	35
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	28	21	24	22	20	27	26	25	29	23

Жидкость S для подварианта z:

1. Дихлорэтан.
2. Изобутанол.
3. *n*-Ксилол.
4. Пропанол.
5. Бензол.
6. Бутанол.
7. Этанол.
8. Метанол.
9. Хлороформ.
0. Толуол.

Задание Т07

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для нагрева жидкости S от начального значения температуры t_1 до значения температуры кипения при атмосферном давлении насыщенным водяным паром, причем температура конденсации водяного пара превышает значение температуры кипения жидкости на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 50 + 0,5 k z$.

Начальное значение температуры жидкости t_1 и минимальный температурный напор Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	20	25	30	35	40	15	20	25	30	35
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	15	18	11	14	12	20	18	16	14	22

Жидкость S для подварианта z:

1. Ацетон.
2. n-Ксилол.
3. Изопропанол.
4. Пропанол.
5. Изобутанол.
6. Бутанол.
7. Хлороформ.
8. Метанол.
9. Бензол.
0. Дихлорэтан

Задание Т08

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать теплообменник для охлаждения жидкости S от значения температуры $40\text{ }^\circ\text{C}$ до значения температуры t_2 . Охлаждение производится 25%-м раствором хлористого кальция. Начальное значение температура рассола минус $25\text{ }^\circ\text{C}$. В теплообменнике рассол нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 15 + 0,4 k z$.

Конечное значение температуры жидкости t_2 и изменение температуры рассола Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_2, ^\circ\text{C}$	-15	-13	-11	-9	-7	-5	-3	-1	+1	+3
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

Жидкость S для подварианта z:

1. Метанол.
2. Хлороформ.
3. Изопропанол.
4. Бутанол.
5. Изобутанол.
6. Дихлорэтан.
7. n-Ксилол.
8. Пропанол.
9. Этанол.
0. Ацетон.

Задание Т09

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для конденсации паров вещества S при атмосферном давлении оборотной водой. Начальное значение температуры оборотной воды составляет t_1 . В теплообменнике вода нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход потока, т/ч: $G = 60 + 0,3 k z$.

Начальное значение температуры воды t_1 и изменение температуры воды Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	21	23	25	27	20	22	24	26	28	30
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	6	7	8	11	10	9	8	7	6	5

Вещество S для подварианта z:

1. Дихлорэтан.
2. Метанол.
3. Пропанол.
4. Хлороформ.
5. Бензол.
6. Изобутанол.
7. Изопропанол.
8. Этанол.
9. Бутанол.
0. Ацетон

Задание Т10

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для испарения жидкости S при избыточном давлении 0,2 МПа насыщенным водяным паром. Значение температуры водяного пара превышает значение температуры кипения жидкости S на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 20 + 0,4 k z$.

Значение температурного напора Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	25	28	31	34	32	40	38	36	34	42

Жидкость S для подварианта z:

1. Метанол.
2. Этанол.
3. Изобутанол.
4. Бензол.
5. Хлороформ.
6. Пропанол.
7. Бутанол.
8. n-Ксилол.
9. Ацетон.
0. Дихлорэтан.

Задание Т11

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для охлаждения жидкости S от начального значения температуры 28 °С до значения температуры t_2 30%-м раствором CaCl_2 . Начальное значение температуры рассола составляет минус 20 °С, в теплообменнике рассол нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 60 + 0,4 k z$.

Конечное значение температуры жидкости t_2 и изменение температуры рассола Δt для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_2, ^\circ\text{C}$	-15	-13	-11	-14	-12	-10	-9	-11	-9	-7
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	6	7	5	9	8	6	10	11	12	13

Жидкость S для подварианта z:

- | | | | |
|-----------------|-------------|----------------|-------------|
| 1. Изопропанол. | 2. Бутанол. | 3. Пропанол. | 9. Ацетон. |
| 4. Изобутанол. | 5. Метанол. | 6. Дихлорэтан. | 0. n-Октан. |
| 7. Хлороформ. | 8. Этанол. | | |

Задание Т12

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для конденсации паров аммиака при температуре t_1 . Конденсация производится оборотной водой. Начальное значение температуры оборотной воды составляет t_2 . В теплообменнике вода нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход паров аммиака, т/ч: $G = 40 + 0,1 k z$.

Значение температуры конденсации паров аммиака t_1 для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	46	44	40	43	46	38	35	33	43	30

Значение начальной температуры оборотной воды t_2 и изменение ее температуры Δt для подварианта z:

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_2, ^\circ\text{C}$	20	22	24	26	21	23	25	27	19	17
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	11	12	13	14	9	10	12	13	14	15

Задание Т13

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для охлаждения газовой смеси при избыточном давлении 0,6 МПа от значения температуры t_1 до температуры 48 °С водой. Начальное значение температуры воды составляет 26 °С, в теплообменнике вода нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход газовой смеси, кг/с: $G = 6,0 + 0,1 k z$.

Начальное значение температуры газа t_1 и изменение температуры воды Δt для варианта k :

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	71	75	79	83	87	91	95	99	103	107
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	6	7	5	9	8	6	10	11	12	13

Молярная доля, %, в газовой смеси, для подварианта z :

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
N ₂	66	62	58	54	50	46	42	38	34	39
O ₂	остальное									

Задание Т14

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для нагрева газовой смеси при избыточном давлении 0,8 МПа от температуры 28 °С до температуры t_2 насыщенным водяным паром. Значение температуры пара превышает конечное значение температуры газа на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход газа, кг/с: $G = 5,0 + 0,08 k z$.

Значения конечной температуры газовой смеси t_2 и температурного напора на выходе Δt для варианта k :

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_2, ^\circ\text{C}$	143	139	135	131	127	123	119	115	111	107
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	16	19	22	25	28	31	33	35	37	41

Молярная доля, %, в газовой смеси, для подварианта z :

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
H ₂	66	62	58	54	50	46	42	38	34	39
CO	остальное									

Задание Т15

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать теплообменник для утилизации теплоты потока реакционной массы G_1 с температурой t_1 для нагрева исходного потока $G_0 = \gamma G_1$ с начальным значением температуры 26°C при среднем арифметическом температурном напоре 18°C . Свойства потоков принять равными свойствам растворителя.

2. Данные для расчетов

Расход реакционной массы, т/ч: $G_1 = 13 + 0,3 k z$.

Значения параметров для варианта k :

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	65	69	73	77	71	75	89	93	97	85
γ	0,91	0,93	0,98	1,1	1,14	1,18	1,23	1,26	1,27	1,3

Наименование растворителя для подварианта z :

- | | | | |
|-----------------|-------------|----------------|----------------------|
| 1. Изопропанол. | 2. Бутанол. | 3. Пропанол. | 9. <i>n</i> -Ксилол. |
| 4. Изобутанол. | 5. Метанол. | 6. Дихлорэтан. | 0. Тoluол. |
| 7. Хлороформ. | 8. Этанол. | | |

Задание Т16

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать теплообменник для отвода теплоты N от водного раствора NaOH массовой концентрации x со значениями температуры на входе t_1 , на выходе t_2 оборотной водой. Значение начальной температуры оборотной воды составляет t_3 , в теплообменнике она нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Тепловая нагрузка, кВт: $N = 13 + 0,13 k z$.

Параметры водного раствора NaOH для варианта k :

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	39	38	37	36	35	34	33	34	35	36
$t_2, ^\circ\text{C}$	32	32	31	31	30	30	29	29	32	33
$x, \%$	7	6	5	4	5	4	5	6	7	8

Параметры оборотной воды для подварианта z :

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_3, ^\circ\text{C}$	21	22	23	24	21	22	21	22	23	24
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	5	5	4	4	5	6	6	5	4	3

Задание Т17

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для получения потока захлажденной до температуры t_1 воды с объемным расходом V м³/ч из воды с начальной температурой t_0 . Охлаждение производится 30% водным раствором CaCl₂ с температурой минус t_3 , в теплообменнике рассол нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход захлажденной воды, м³/ч: $V = 23 + 0,16 k z$.

Параметры захлажденной воды для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	2	3	4	5	6	2	3	4	5	6
$t_0, ^\circ\text{C}$	15	13	11	14	12	6	7	8	9	10

Параметры рассола для подварианта z:

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_3, ^\circ\text{C}$	-21	-22	-23	-24	-21	-22	-21	-22	-23	-24
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Задание Т18

1. Техническая задача. Рассчитать и спроектировать кожухотрубчатый теплообменник для подогрева потока растворителя G_1 с температурой 16 °С, теплотой реакционного потока $G_2 = \beta G_1$, имеющей температуру t_2 при среднем температурном напоре 23 °С. Теплофизические свойства реакционного потока принять равными свойствам растворителя.

2. Данные для расчетов

Расход потока растворителя, т/ч:

$$G_1 = 33 + 0,1 k z$$

Параметры процесса для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_2, ^\circ\text{C}$	89	87	85	83	81	79	77	75	73	71
β	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5

Растворитель для подварианта z:

1. Хлороформ. 2. Бутанол. 3. Пропанол. 4. Дихлорэтан.
5. *n*-Октан. 6. Изобутанол. 7. Изопропанол. 8. Этанол.
9. Бензол. 0. Метанол

Задание Т19

1. Техническая задача

Рассчитать и спроектировать теплообменник для конденсации паров вещества S при атмосферном давлении. Отвод теплоты производится оборотной водой с значением начальной температуры t_1 . В теплообменнике вода нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход паров, т/ч: $G = 17 + 0,1 k z$.

Параметры воды для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5

Вещество S для подварианта z:

1. Изопропанол.
2. Этанол.
3. Дихлоэтан.
4. Пропанол.
5. Изобутанол.
6. Бутанол.
7. n-Ксилол.
8. Метанол.
9. Ацетон.
0. n-Октан.

Задание Т20

1. Техническая задача

Рассчитать и спроектировать теплообменник для охлаждения жидкости S от температуры кипения при атмосферном давлении до температуры $42 ^\circ\text{C}$. Отвод теплоты производится оборотной водой с значением начальной температуры t_1 . В теплообменнике вода нагревается на Δt .

2. Данные для расчетов

Расход жидкости, т/ч: $G = 27 + 0,15 k z$.

Параметры воды для варианта k:

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	24	15	23	18	22	20	21	17	23	16
$\Delta t, ^\circ\text{C}$	6	14	5	11	7	9	8	12	6	9

Вещество S для подварианта z:

1. Пропанол.
2. Этанол.
3. Изопропанол
4. n-Октан.
5. Изобутанол.
6. Дихлорэтан
7. n-Ксилол.
8. Метанол.
9. Ацетон.
0. Бутанол.

8. РЕКОМЕНДАЦИИ К ОФОРМЛЕНИЮ ПРОЕКТА

8.1. Форма титульного листа

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Чувашский государственный университет имени И.Н.Ульянова»
Химико-фармацевтический факультет
Кафедра охраны окружающей среды
и рационального использования природных ресурсов

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по процессам и аппаратам на тему:
«Теплообменник для *(назначение, продукт, производитель-
ность, второй теплоноситель)*»

ПА Т** - kz

Выполнил студент группы *(номер группы, фамилия, инициалы)*
(подпись, дата)

Руководитель проекта *(должность, фамилия, инициалы)*
(подпись, дата)

Чебоксары 20**

Примечания:

1. Назначение: нагрев, охлаждение, испарение, конденсация;
второй теплоноситель: пар водяной, вода, рассол, аммиак и др.
2. Буквы в обозначении проекта означают:
ПА – процессы и аппараты; Т** - kz – номер и шифр задания.

8.2. Структура пояснительной записки

Титульный лист.

Задание на курсовое проектирование.

Содержание.

1. Введение (общие сведения о теплообменных процессах и о содержании выполненного курсового проекта).

2. Общие закономерности и особенности теплообмена для рассчитываемого процесса.

3. Свойства теплоносителей (теплофизические, взрывопожароопасные, токсикологические, коррозионные).

4. Тепловые расчеты.

4.1. Расчетная температурная схема (с цифровыми данными, наименованиями теплоносителей, рис. 7).

4.2. Предварительный расчет поверхности теплообменника и выбор стандартного аппарата.

4.3. Поверочный расчет аппарата (обеспечение запаса поверхности).

4.4. Схема движения теплоносителей и ее описание (вертикальное или горизонтальное размещение аппарата, направление движения теплоносителей, способ компенсации температурных деформаций, удаление газа при первом пуске, опорожнение аппарата перед ремонтом и др. (рис. 9)).

5. Гидравлические расчеты.

6. Механические расчеты.

7. Заключение (основные результаты).

Список использованной литературы.

8.3. Основные правила оформления записки

Пояснительную записку следует оформлять с соблюдением требований межгосударственного стандарта [2] с изменениями 1 от 2005 года. Данный стандарт распространяется на отчеты о научно-исследовательских работах по всем областям науки и техники. Ниже приведены выписки из отдельных пунктов.

Размеры полей: правое – не менее 10 мм, верхнее и нижнее – не менее 20 мм, левое – не менее 30 мм.

Заголовки структурных элементов «РЕФЕРАТ», «СОДЕРЖАНИЕ», «ЗАКЛЮЧЕНИЕ» и др. следует располагать в сере-

дине строки без точки в конце и печатать прописными буквами, не подчеркивая.

Разделы, подразделы, пункты следует нумеровать арабскими цифрами и записывать с абзацного отступа. После номера раздела, подраздела, пункта точку не ставят. Заголовки разделов, подразделов, пунктов следует печатать с абзацного отступа с прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Если заголовки состоят из двух предложений, их разделяют точкой.

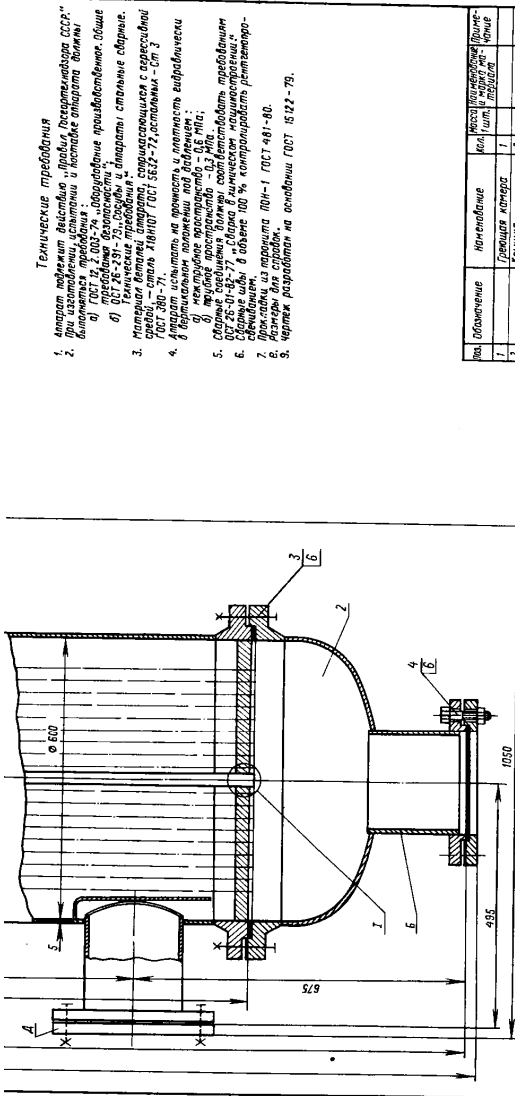
Страницы отчета следует нумеровать арабскими цифрами, соблюдая сквозную нумерацию по всему отчету. Номер страницы проставляют в центре нижней части листа без точки.

Иллюстрации (рисунки, схемы, графики и др.) следует располагать в отчете непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице. На все иллюстрации должны быть даны ссылки в отчете. Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1». Иллюстрации могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после пояснительных данных посередине строки. Пример: Рисунок 7 – Детали прибора.

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Наименование таблицы, при его наличии, должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Наименование таблицы следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа в одну строку с ее номером через тире. Пример: Таблица 2 – Свойства теплоносителей.

8.4. Состав графической части курсового проекта

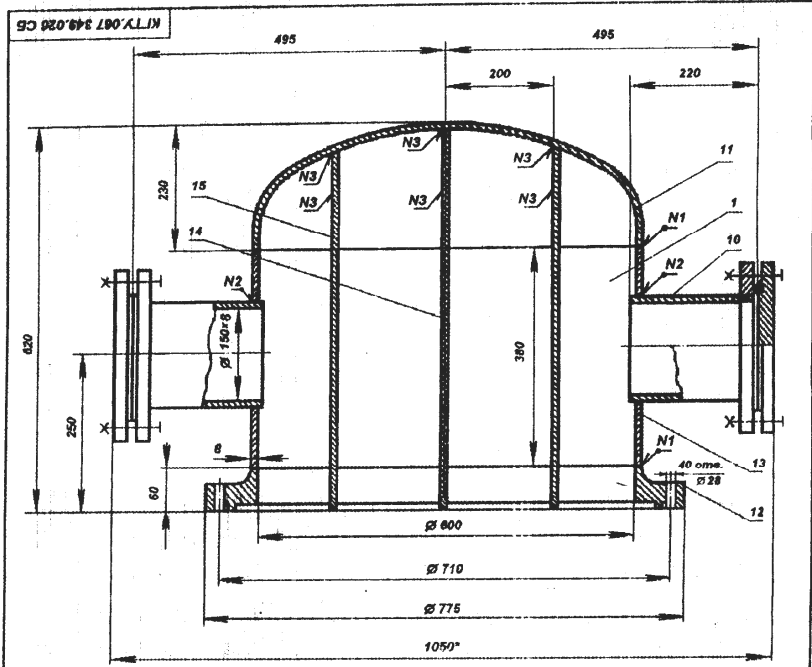
1. Чертеж общего вида теплообменника на листе формата А1.
2. Чертеж опоры или крышки на листе формата А2 или А3.



№, Обозначение	Наименование	Масса (кг)	Масса (кг)	Примечание
1	Головка котла	1	1	
2	Болты ГОСТ 7788-70	6,4	6,4	
3	М 20-50-46-05	3,2	3,2	
4	М 12-30-46-05	4	4	
5	Гайки ГОСТ 5915-70	56	56	
6	М 20-5-05	4	4	
7	М 12-3-06	4	4	

00.00.000 80	
Контур	Контур
Масштаб	1:4
Лист	1 из 1
Исполнитель	Чертеж общего вида
Проверенный	
Специалист	
Инженер	
Механик	
Конструктор	

- Технические требования**
- Аварийный клапан должен действовать при давлении до 0,2 МПа.
 - При испытании на прочность в течение 10 минут вlastаке отпарата должны выдерживаться требования:
 - ГОСТ 9, 2, 002-78 «Обработка прокатанных листов»
 - ГОСТ 25-231-73 «Соединительные аппараты: стальные сварные»
 - Материалы должны соответствовать требованиям:
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 7788-70 «Болты»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - Аварийный клапан должен соответствовать требованиям:
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - Сварочные швы должны соответствовать требованиям:
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - Аварийный клапан должен соответствовать требованиям:
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - Аварийный клапан должен соответствовать требованиям:
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»
 - ГОСТ 5915-70 «Гайки»



Технические требования:

- * размер для справок
- N1 сварка по ГОСТ 11533-75 - С4 - Δ7
- N2 сварка по ГОСТ 5264-80 - С4 - Δ5
- N3 сварка по ГОСТ 5264-80 - С4 - Δ57

				КГТУ.067 349.026 СБ				
				Распределительная камера	Лит.	Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.		Дата			1:2
Разраб.		Иванов			3.04.00			
Провер.		Петров			4.04.00			
Т.контр.								
Рук.					Лист 1 Листов 1			
Н.контр.		Сидоров		4.04.00	Каф. ПАХТ			
Уте.		Дьяконов		5.04.00	гр. 48-01			

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основные правила разработки курсовых проектов по процессам и аппаратам химической технологии и защиты окружающей среды: метод. указания / сост.: А.И. Козлов, П.М. Лукин, Н.И. Савельев, П.Н. Эндюсхийн; Чуваш. ун-т. – Чебоксары, 2005. – 32 с.
2. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления: ГОСТ 7.32-2001 с изм.1 от 2005 г. – М.: ФГУП «Стандартинформ», 2006.
3. ГОСТ 15119-79. Испарители кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979.
4. ГОСТ 15120-79. Холодильники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979.
5. ГОСТ 15121-79. Конденсаторы кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979.
6. ГОСТ 15122-79. Теплообменники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979.
7. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
8. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи: учеб. пособие / И.В. Доманский, В.П. Исаков, Г.М. Островский и др; под общ. ред. В.Н. Соколова. – Л.: Машиностроение, 1982. – 384 с.
9. Орлов В.Н. Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов: учеб. пособие. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2005. – 136 с.
10. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1991. – 352 с.
11. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / под ред. Ю.И. Дытнерского.– М.: Химия, 1991.– 496 с.
12. Лашинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов: справочник. – Л.: Машиностроение, 1981. –382 с.

Учебное-справочное издание

Савельев Николай Иванович
Лукин Петр Матвеевич

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Учебное пособие

Редактор Л.Г. Григорьева
Компьютерная правка Е.В. Шигильчевой

Подписано в печать 27. 05.10. Формат 60×84/16. Бумага газетная.
Печать офсетная. Гарнитура Times. Усл. печ. л. 4,65.
Уч.-изд. л. 4,75. Тираж 100 экз. Заказ № 296.

Издательство Чувашского университета
Типография университета
428015 Чебоксары, Московский просп., 15