

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Ивановский государственный химико-технологический университет

А.Г. Липин, А.А. Липин, Ю.Е. Романенко, А.В. Шибашов

## **РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Учебное пособие

Иваново 2016

УДК 66.045.1

Липин, А.Г. Расчет теплообменных аппаратов: учебное пособие. / А.Г. Липин, А.А. Липин, Ю.Е. Романенко, А.В. Шибашов; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2016. – 129 с.

В учебном пособии рассмотрены конструкции различных теплообменных аппаратов, изложены методики их расчета. Приведены примеры расчета типовых теплообменных аппаратов.

Предназначено студентам всех направлений подготовки ИГХТУ дневного и заочного отделений, выполняющим курсовой проект по дисциплинам «Процессы и аппараты химической технологии», «Процессы и аппараты защиты окружающей среды», «Процессы и аппараты биотехнологии», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Процессы и аппараты отрасли».

Табл. 17. Ил. 42. Библиогр.: 7 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

#### Рецензенты:

кафедра гидравлики, теплотехники и инженерных сетей Института информационных технологий и инженерных систем Ивановского государственного политехнического университета; доктор технических наук В.П. Жуков (Ивановский государственный энергетический университет)

© Липин А.Г., Липин А.А., Романенко Ю.Е.,  
Шибашов А.В., 2016

© ФГБОУ ВО «Ивановский государственный  
химико-технологический университет», 2016

## Оглавление

1. Классификация и конструкции теплообменных аппаратов	4
1.1. Основные понятия, виды теплоносителей	4
1.2. Классификация теплообменных аппаратов	5
1.3. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты	8
1.4. Теплообменники типа “труба в трубе”	16
1.5. Змеевиковые теплообменники	19
1.6. Спиральные теплообменники	21
1.7. Пластинчатые теплообменники	24
1.8. Оросительные теплообменники	29
1.9. Калориферы	30
1.10. Аппараты воздушного охлаждения	37
1.11. Блочные теплообменники	41
1.12. Смесительные теплообменники	43
1.13. Выбор конструкции теплообменного аппарата	46
2. Расчет спирального теплообменника	47
2.1. Методика расчета спирального теплообменника	47
2.1.1. Тепловой расчет теплообменника	47
2.1.2. Конструктивный расчет теплообменника	54
2.1.3. Гидравлический расчет теплообменника	59
2.2. Паропроводы, отвод конденсата и его использование	60
2.3. Пример расчета спирального теплообменника для нагрева жидкости насыщенным водяным паром	65
2.4. Пример расчета спирального теплообменника для охлаждения жидкости	74
3. Расчет теплообменника воздушного охлаждения	80
3.1. Расчет теплообменника типа АВГ для охлаждения метанола	80
3.2. Расчет теплообменника типа АВГ для конденсации паров метанола	90
4. Расчет пластинчатого теплообменника для охлаждения жидкости	96
4.1. Выбор конструкционного материала	96
4.2. Технологический расчет	96
4.3. Гидравлический расчет	105
Библиографический список	107
Приложение	108

# 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

## 1.1. Основные понятия, виды теплоносителей

**Теплообменниками** называют аппараты, предназначенные для передачи тепла от одних веществ к другим. Вещества, участвующие в процессе передачи тепла, называются **теплоносителями**. Теплоносители, имеющие более высокую температуру, чем нагреваемая среда, и отдающие тепло, принято называть нагревающими агентами, а теплоносители с более низкой температурой, чем среда, от которой они воспринимают тепло, — охлаждающими агентами. Таким образом, в теплообменных аппаратах один теплоноситель (теплоотдающий) передает теплоту другому теплоносителю (тепловоспринимающему). Если передача теплоты происходит при изменении агрегатного состояния какого-либо теплоносителя (кипение, конденсация, испарение), то его температура в процессе теплопередачи остается неизменной (постоянной). В остальных случаях температуры теплоносителей в теплообменных аппаратах изменяются вдоль поверхности теплообмена. Теплообменные аппараты могут применяться как самостоятельное оборудование, так и в виде отдельных элементов технологических и энергетических установок, образуя секционные (многоступенчатые) агрегаты.

В качестве прямых источников тепла в химической технологии используют главным образом топочные газы, представляющие собой газообразные продукты сгорания топлива, и электрическую энергию. Вещества, получающие тепло от этих источников и отдающие его через стенку теплообменника нагреваемой среде, носят название промежуточных теплоносителей. К числу распространенных промежуточных теплоносителей (нагревающих агентов) относятся водяной пар и горячая вода, а также так называемые высокотемпературные теплоносители — перегретая вода, минеральные масла, органические жидкости (и их пары), расплавленные соли, жидкие металлы и их сплавы. В качестве ох-

лаждающих агентов для охлаждения до обыкновенных температур (10—30 °С) применяют в основном воду и воздух.

Выбор теплоносителя зависит в первую очередь от требуемой температуры нагрева или охлаждения и необходимости ее регулирования. Кроме того, промышленный теплоноситель должен обеспечивать достаточно высокую интенсивность теплообмена при небольших массовых и объемных его расходах. Соответственно он должен обладать малой вязкостью, но высокими плотностью, теплоемкостью и теплотой парообразования. Желательно также, чтобы теплоноситель был негорюч, нетоксичен, термически стоек, не оказывал разрушающего влияния на материал теплообменника и вместе с тем являлся бы достаточно доступным и дешевым веществом.

## 1.2. Классификация теплообменных аппаратов

В основу классификации теплообменных аппаратов могут быть положены различные признаки: функциональные, конструктивные, схема тока (движения) теплоносителей [1] (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Классификация теплообменных аппаратов

№ п/п	Признак классификации	Тип теплообменника по признаку
1	2	3
Функциональные признаки		
1	По способу передачи тепла	Поверхностные (рекуперативные и регенеративные)
		Контактные (смесительные)
2	По роду теплоносителей	Жидкость – жидкость
		Пар – жидкость
		Газ – жидкость
		Пар – пар
		Пар – газ
		Газ – газ

1	2	3
3	В зависимости от изменения агрегатного состояния	Без изменения агрегатного состояния
		С изменением агрегатного состояния одного теплоносителя
		С изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей
4	По характеру движения теплоносителей относительно теплопередающей поверхности	С естественной циркуляцией
		С принудительной циркуляцией
		С движением жидкости под действием сил гравитации
5	По роду организации теплового режима	Работающие в стационарном режиме
		Работающие в нестационарном режиме
6	По назначению	Холодильники
		Подогреватели
		Конденсаторы
		Испарители
Конструктивные признаки		
7	По виду (конфигурации) поверхности теплообмена	С прямыми трубами
		С U-образными трубами
		С оребренными трубами
		Секционные типа «труба в трубе»
		Змеевиковые
		Спиральные
		Пластинчатые
		Пластинчато-ребристые
8	По способу компенсации температурных напряжений	С компенсацией
		Без компенсации
9	По виду кожуха, ограничивающего теплопередающую поверхность	С коробчатым кожухом
		Кожухотрубчатые
		Кожухотрубчатые с компенсатором
		Оросительные аппараты (не имеющие ограничивающего кожуха)
10	По ориентации теплопередающей поверхности в пространстве	Горизонтальные
		Вертикальные
		Наклонные

1	2	3
11	По числу теплоносителей	Двухпоточные
		Трехпоточные
		Многopotочные
По схеме движения теплоносителей		
12	По схеме тока (движения) теплоносителей	Прямotочные
		Противоточные
		С перекрестным током
		Со смешанным током

Основным функциональным признаком классификации теплообменников является способ передачи тепла между теплоносителями. По этому признаку можно выделить два типа теплообменных аппаратов: поверхностные и контактные. Поверхностные теплообменные аппараты в свою очередь делятся на рекуперативные и регенеративные.

В поверхностных рекуперативных аппаратах теплоперенос происходит через разделяющую теплоносители поверхность теплообмена – сплошную стенку. В поверхностных регенеративных теплообменниках поверхность теплообмена, образованная насадочными элементами (теплоаккумулирующей насадкой), омывается по очереди горячим и холодным теплоносителями. Такие аппараты применяются в основном в криогенной технике или когда допускается незначительное смешение теплоносителей. В качестве насадки применяются элементы, выполненные из металла или керамики в виде шаров, колец, сеток, решеток и т.д. Насадка образует каналы сложной формы для прохождения теплоносителей.

В контактных теплообменниках теплоперенос происходит при непосредственном соприкосновении теплоносителей.

В промышленности наиболее распространены поверхностные рекуперативные теплообменники. В зависимости от вида поверхности теплообмена их можно разделить на две большие группы:

- аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (кожухотрубчатые теплообменники, теплообменники «труба в трубе», оросительные теплообменники, змеевиковые теплообменники, ламельные теплообменники);
- аппараты с плоской поверхностью теплообмена (пластинчатые теплообменники, спиральные теплообменники, аппараты с рубашкой).

Рассмотрим конструкции этих теплообменных аппаратов.

### 1.3. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты

Кожухотрубчатые теплообменники различных конструкций – наиболее распространённый тип теплообменных аппаратов.

Конструкция классического кожухотрубчатого теплообменника представлена на рис. 1.1. Он состоит из следующих конструктивных элементов: корпуса (кожуха, обечайки), внутри которого помещается трубный пучок; двух трубных решеток, в которых закреплены теплообменные трубы; двух крышек, которыми по торцам закрывается корпус; прокладок, устанавливаемых между крышкой и трубной решеткой; штуцеров для ввода/вывода теплоносителей; опор.



Рис. 1.1. Кожухотрубчатый теплообменник



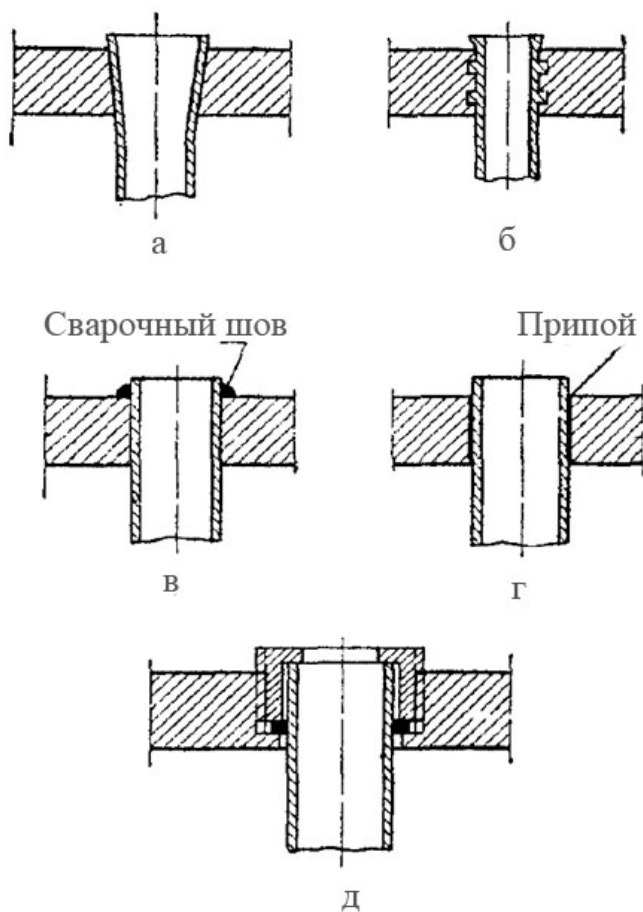


Рис. 1.2. Закрепление труб в трубных решетках: а – развальцовкой; б – развальцовкой с канавками; в – сваркой; г – пайкой; д – сальниковыми устройствами

В межтрубном пространстве могут быть установлены поперечные сегментные перегородки (рис. 1.3). Они предназначены для повышения прочности конструкции, а также для увеличения скорости движения теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, а следовательно, для интенсификации процесса теплообмена. Число сегментных перегородок в нормализованном кожухотрубчатом теплообменнике регламентируется.

В зависимости от числа ходов по трубному пространству различают одно-, двух- и многоходовые кожухотрубчатые теплообменники (рис. 1.4). Под многоходовыми подразумеваются четырех- и шестиходовые.

Трубные решетки устанавливаются по обеим сторонам трубного пучка. Трубы крепятся в трубной решетке тремя способами: развальцовкой, сваркой и пайкой (рис. 1.2). Крепление крышек к кожуху осуществляется фланцевыми соединениями. Для герметичности конструкции между фланцами устанавливается прокладка.

Теплоносители вводятся в трубное и межтрубное пространство через штуцеры. Для уменьшения теплопотерь в трубное пространство рекомендуется направлять более горячий теплоноситель, а в межтрубное – более холодный.

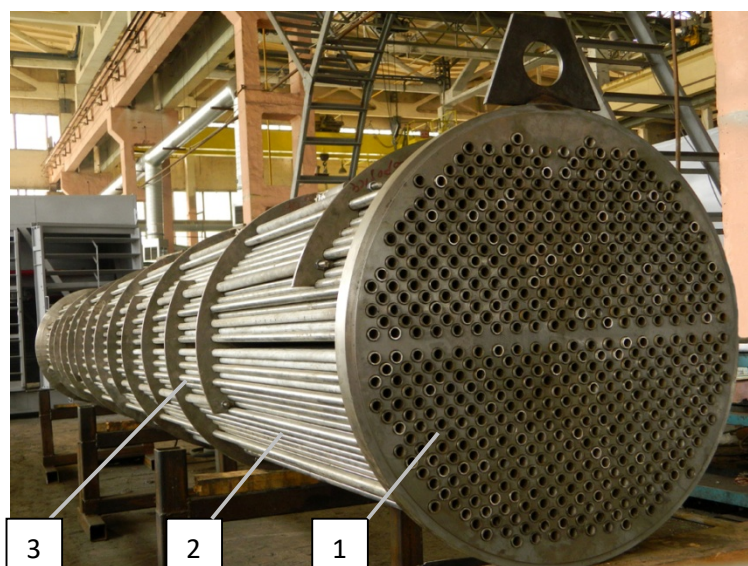


Рис. 1.3. Трубные пучки кожухотрубчатых теплообменников: 1 – трубная решетка с развальцованными трубами; 2 – теплообменные трубки; 3 – перегородки в межтрубном пространстве

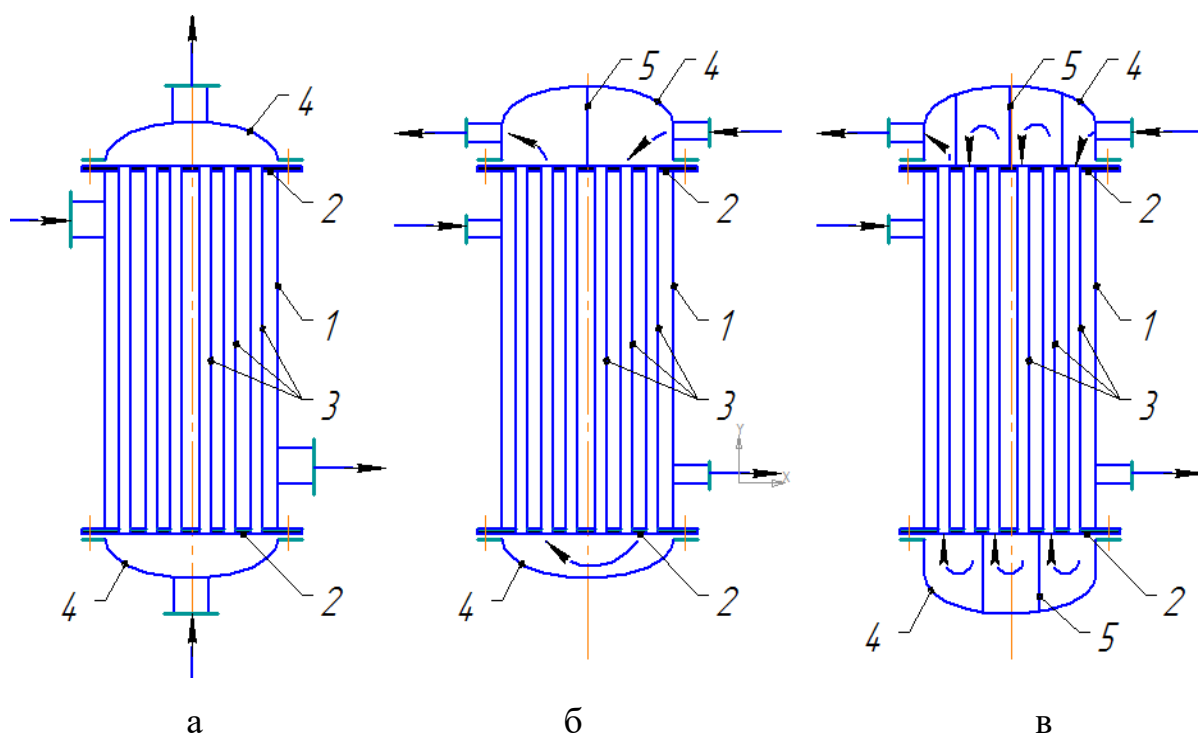


Рис. 1.4. Кожухотрубчатые теплообменники с неподвижными решетками: а – одноходовой; б – двухходовой; в – шестиходовой: 1 – корпус; 2 – трубные решетки; 3 – трубы; 4 – крышки; 5 – перегородки

Одноходовые и многоходовые теплообменники могут быть вертикальными или горизонтальными. Вертикальные теплообменники более просты в

эксплуатации и занимают меньшую производственную площадь. Горизонтальные теплообменники изготавливаются обычно многоходовыми и работают при больших скоростях участвующих в теплообмене сред, для того чтобы свести к минимуму расслоение жидкостей вследствие разности их температур и плотностей, а также устранить образование застойных зон.

Если средняя разность температур труб и кожуха в теплообменниках с неподвижными, приваренными к корпусу трубными решетками, становится большей  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то трубы и кожух удлиняются неодинаково. Это вызывает значительные напряжения в трубных решетках, может нарушить плотность соединения труб с решетками, привести к разрушению сварных швов, недопустимому смещению обменивающихся теплом сред. Поэтому при разностях температур труб и кожуха, больших  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , или при значительной длине труб применяют кожухотрубчатые теплообменники нежесткой конструкции, допускающей некоторое перемещение труб относительно кожуха аппарата. К ним относятся теплообменники: с линзовым компенсатором, плавающей головкой, U-образными трубками.

На рис. 1.5 представлен кожухотрубчатый теплообменник с линзовым компенсатором (гибким элементом), сваренным между двумя частями кожуха и подвергающимся упругой деформации. Такая конструкция отличается простотой, но применима при небольших избыточных давлениях в межтрубном пространстве, обычно не превышающих  $0,6\text{ МПа}$ .

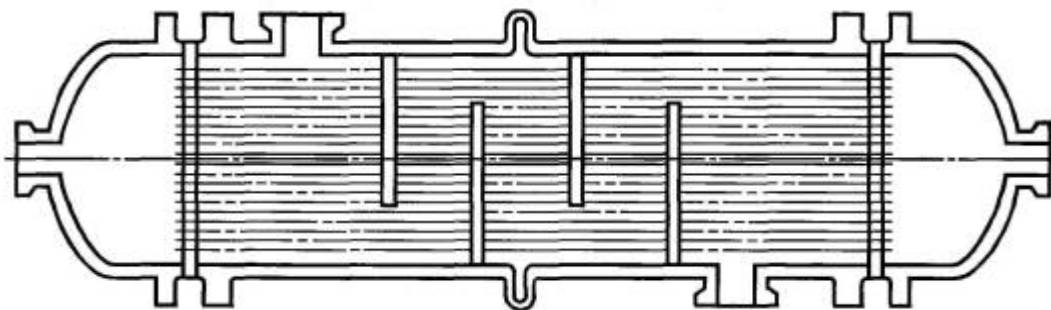


Рис. 1.5. Кожухотрубчатый теплообменник с линзовым компенсатором

При необходимости обеспечения больших перемещений труб и кожуха используют теплообменник с плавающей головкой (рис. 1.6). Одна из трубных решеток в нем является подвижной, что позволяет всему пучку труб свободно перемещаться независимо от корпуса аппарата. Однако компенсация температурных удлинений достигается в данном случае за счет усложнения и утяжеления конструкции теплообменника.

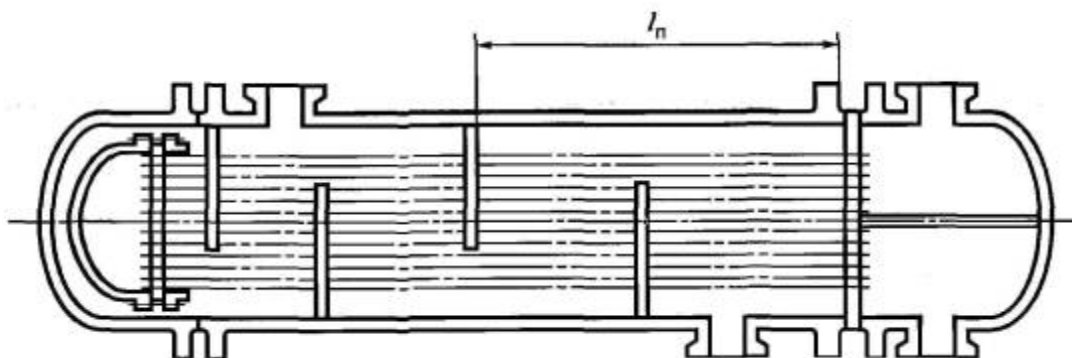


Рис. 1.6. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой

В кожухотрубчатом теплообменнике с U-образными трубами (рис. 1.7) сами трубы выполняют функцию компенсирующих устройств. При этом упрощается и облегчается конструкция аппарата, имеющего лишь одну неподвижную трубную решетку.

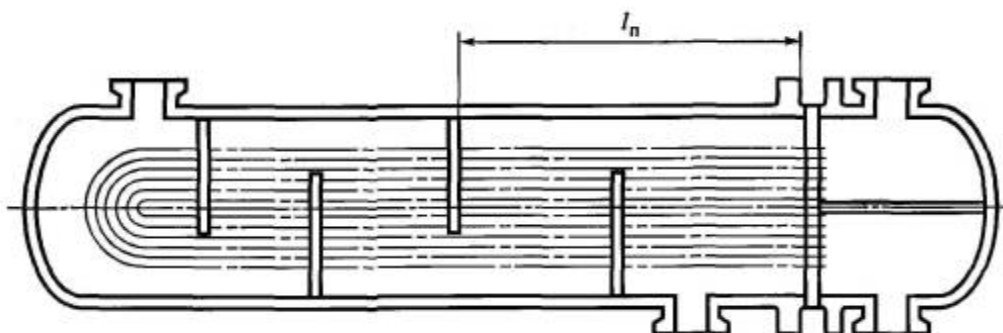


Рис. 1.7. Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами

С целью увеличения коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве теплообменные трубы делают с ребрами на наружной поверхности (рис. 1.8). Теплообменные трубки изготавливают также витыми, что увеличивает турбулентность потока (рис.1.9).

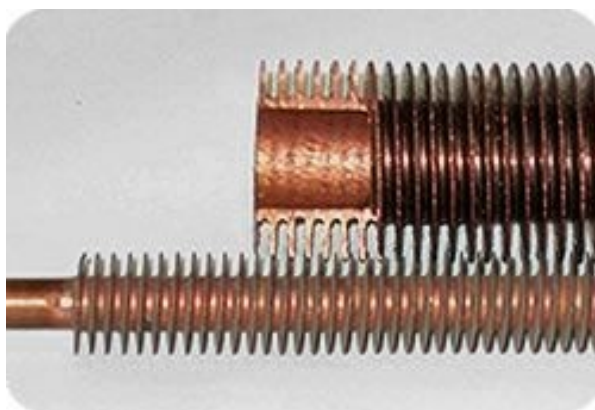


Рис.1.8. Оребрѐнные теплообменные трубы



Рис.1.9. Витые теплообменные трубы

Технология витых трубок позволяет создать оборудование на основе стандартных кожухотрубчатых теплообменников с характеристиками, на порядок лучшими, чем у стандартных. Трубки для трубного пучка закручиваются на специальном аппарате, что позволяет создать завихряющийся поток в теплообменнике и прикреплять трубки друг к другу через каждый дюйм. Это позволяет увеличить число трубок по сравнению с обычным кожухотрубным теплообменником на 40 % при одинаковом размере кожуха и устранить механические вибрации.

Преимущества теплообменников с витыми трубками перед обычными кожухотрубчатыми теплообменниками:

- улучшенные термодинамические характеристики;

- организация противотока теплообменивающихся сред;
- низкие потери давления;
- снижение загрязняемости и улучшенная очищаемость;
- устранение вибрации;
- отсутствие диафрагм.

Завихряющийся поток можно создать и другим способом: установив в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника спиральные перегородки. Теплообменники такого типа запатентованы под названием «Хеликсченджер» (рис. 1.10).

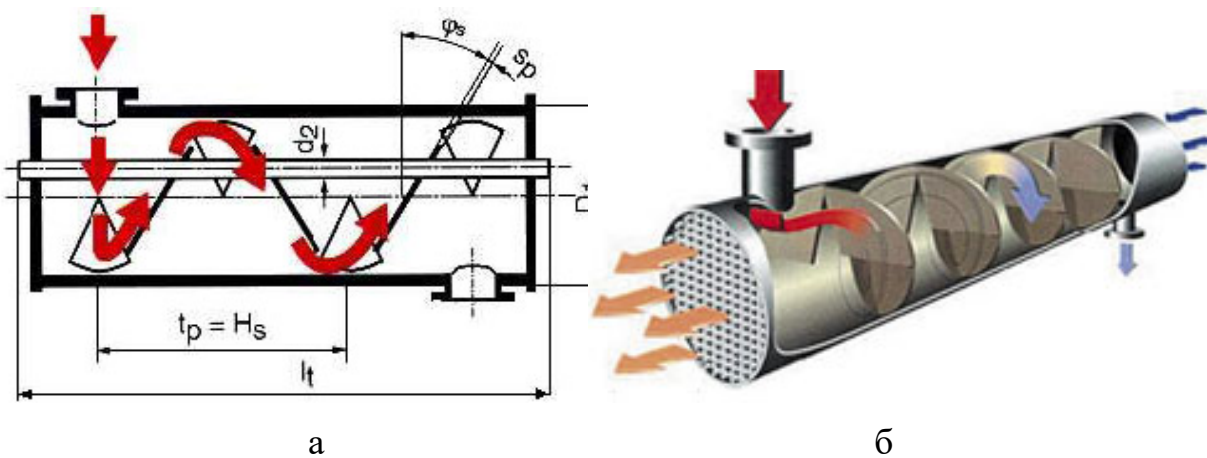


Рис. 1.10. Теплообменник со спиральной перегородкой «Хеликсченджер»:  
а – схема аппарата; б – схема потоков

Каждая перегородка такого теплообменника представляет собой сегмент размером в одну четверть круга, с определенным углом наклона по отношению к осевой линии теплообменника. Следующие друг за другом перегородки расположены таким образом, чтобы создать в межтрубном пространстве условия непрерывного спирального потока с режимом, близким к поршневому.

По сравнению со стандартными кожухотрубчатыми теплообменниками с перпендикулярными сегментными перегородками «Хеликсченджер» предлагает следующие преимущества:

- увеличенный коэффициент теплопередачи;
- сокращение загрязнения;

- уменьшенная опасность вибраций и, вследствие этого, более высокая безопасность;

- уменьшенная стоимость техобслуживания;
- увеличенная продолжительность работы.

Кожухотрубчатые теплообменники изготавливают с площадью теплообмена от 1 м<sup>2</sup> до 5000 м<sup>2</sup>, с диаметром кожуха от 159 мм до 3000 мм, длиной труб от 1 м до 9 м и диаметром теплообменных трубок 20×2 мм или 25×2 мм.

В табл. 1.2 представлены области применения кожухотрубчатых теплообменников.

Таблица 1.2. Характеристика теплообменных аппаратов общепромышленного назначения

Название	Обозначение	Температура теплоносителя, °С	Область применения
Теплообменник	ТН, ТК, ТП, ТУ	-30...+350 -30...+450	Для нагрева и охлаждения
Охладитель	Х, ХН, ХК, ХП, ХУ	0...+ 300 0...+400 -20...+60	Для охлаждения жидких и газообразных сред пресной, морской водой или хладагентами
Конденсатор	КН, КК, КП, КУ	Конденсируемого 0...+300 0...+400 Охлаждающего -20...+60	Для конденсации и охлаждения парообразных сред
Испаритель	ИН, ИК, ИП, ИУ	-30...+350 -30...+450	Для нагрева и испарения различных жидких сред
Холодильник-конденсатор	КТ	0...+100 (конденсация хладагента)	Для сжижения хладагентов в аммиачных и углеводородных холодильных установках
Холодильник-испаритель	ИТ	-20...+50 -40...+40 +40...-60	Для охлаждения воды и растворов в аммиачных и углеводородных установках

Основные преимущества кожухотрубчатых аппаратов: универсальность по назначению; простота конструкции; надежность; широкий диапазон давлений и температур рабочих сред.

Недостатком кожухотрубчатых теплообменников является низкий коэффициент унификации (отношение числа узлов и деталей, одинаковых для всего размерного ряда, к общему числу узлов и деталей в аппарате), который составляет всего 0,13. Поэтому кожухотрубчатые теплообменники малотехнологичны в условиях производства широкого ряда типоразмеров.

#### 1.4. Теплообменники типа «труба в трубе»

Теплообменники типа «труба в трубе», состоят из нескольких последовательно соединенных трубчатых элементов, образованных двумя концентрически расположенными трубами (рис. 1.11, а). Один теплоноситель движется по внутренним трубам 1, а другой – по кольцевому зазору между внутренними и наружными 2 трубами (рис. 1.11, б). Внутренние трубы (обычно диаметром 57 – 108 мм) соединяются калачами 3, а наружные трубы, имеющие диаметр 76 – 159 мм, – патрубками 4.

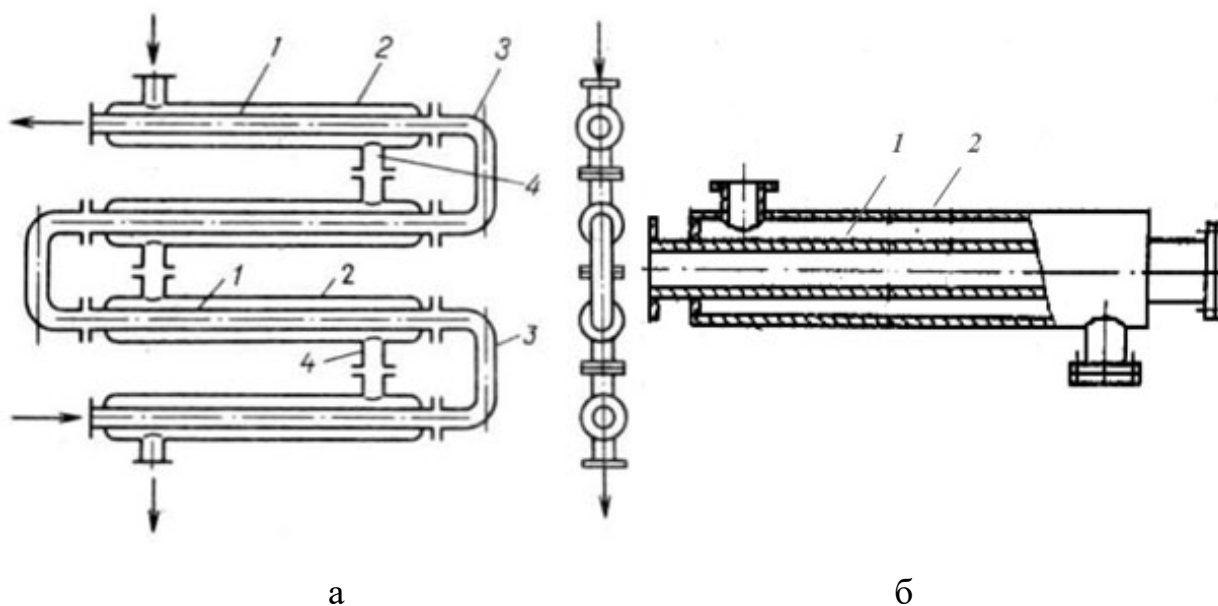


Рис. 1.11. Теплообменник "труба в трубе": а – секционный; б – одна секция; 1 – внутренние трубы; 2 – наружные трубы; 3 – калачи; 4 – соединительные патрубки



Благодаря небольшим поперечным сечениям трубного и межтрубного пространства в теплообменниках типа "труба в трубе" даже при небольших расходах достигаются довольно высокие скорости жидкости, равные обычно 1–1,5 м/с. Это позволяет получать более высокие коэффициенты теплопередачи и достигать более высоких тепловых нагрузок на единицу массы аппарата, чем в кожухотрубчатых теплообменниках. Кроме того, с увеличением скоростей теплоносителей уменьшается возможность отложения загрязнений на поверхности теплообмена.

Вместе с тем эти теплообменники более громоздки, чем кожухотрубчатые, и требуют большего расхода металла на единицу поверхности теплообмена, которая в аппаратах такого типа образуется только внутренними трубами.

Пространственная компоновка секционного теплообменника типа "труба в трубе" может быть любой, его иногда размещают вдоль стены помещения и т.п. (рис. 1.12).

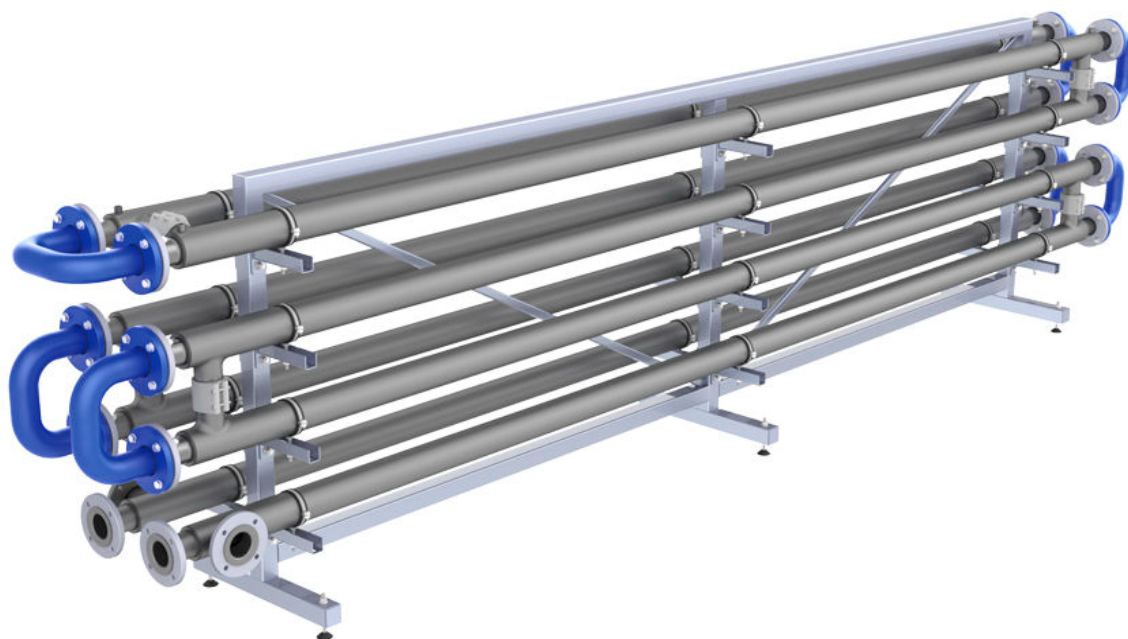


Рис. 1.12. Теплообменник "труба в трубе" в сборе

Теплообменники «труба в трубе» используют в основном для охлаждения или нагревания в системе жидкость–жидкость, когда расходы теплоносителей

невелики, и она не изменяет своего агрегатного состояния. Иногда такие аппараты применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например, в качестве конденсаторов в производстве метанола, аммиака и др.

Секционные аппараты типа «труба в трубе» могут быть разборными и неразборными, одно-, двух- — и многопоточными. Аппараты типа «труба в трубе» делятся на аппараты жесткой, полужесткой конструкции и с линзовыми компенсаторами, с сальниками на одном или обоих концах труб. Внутренние трубы могут иметь продольные ребра или поперечную винтовую насадку. Техническая характеристика теплообменников типа «труба в трубе» жесткой конструкции приведена в табл. 1.3.

Таблица 1.3. Техническая характеристика теплообменников типа "труба в трубе"

Основные параметры	Разборный одно-, двухпоточный малогабаритный	Неразборный однопоточный малогабаритный	Разборный однопоточный	Неразборный однопоточный	Разборный многопоточный
Наружный диаметр теплообменных труб, мм	25; 38	48; 57	76; 89; 108	133; 159	38; 48; 57
Наружный диаметр кожуховых труб, мм	57; 76	89; 108	108; 133; 159	219	89; 108
Длина кожуховых труб, мм	1,5; 3,0; 6,0	4,5	4,5; 6,0; 9,0	6,0; 9,0; 12,0	3,0; 6,0; 9,0
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	0,5÷5,0	0,1÷1,0	5,0÷18	1,5÷6,0	5,0÷93
Площадь проходных сечений, м <sup>2</sup> ·10 <sup>4</sup> : внутри труб, снаружи труб	0,25÷3,5 0,6÷10	0,25÷17,5 0,6÷6	5÷17 5÷19,5	4,5÷17 5÷19,5	3,5÷40 15÷100
Условное давление, МПа: внутри труб, снаружи труб	6,4; 10; 16 1,6; 4; 6,4	6,4; 10; 16 1,6; 4; 6,4; 10	1,6; 4 1,6; 4	1,6; 4; 6,4; 10; 16 1,6; 4; 6,4;10	1,6; 4 1,6; 4

## 1.5. Змеевиковые теплообменники

Конструкция змеевикового теплообменного аппарата показана на рис. 1.13. Аппарат имеет корпус 2, в котором размещен змеевик 1 или система змеевиков. В реакторах змеевики могут располагаться как внутри, так и снаружи обогреваемого корпуса. При большой поверхности теплообмена змеевики набирают из нескольких секций. Во избежание прогиба труб при большом числе витков и большом диаметре навивки каждый виток крепят болтами на стойках. Скорость входа пара принимают не более 50 м/с, а нагреваемой жидкости – не более 2 м/с.

Диаметр змеевика в зависимости от размера корпуса принимается в пределах от 200 до 2000 мм, а диаметр труб от 20 до 75 мм.

Зная из теплового расчета площадь теплообмена  $F$ , диаметр змеевика  $D_3$  и трубы  $d$ , легко определить общую длину змеевика.

$$L = F / (\pi d) \quad (1.1)$$

и число витков

$$n = L / (\pi D_3). \quad (1.2)$$

Задаваясь шагом между витками  $t = 1,5 - 2d$ , можно найти высоту змеевика

$$H_3 = nd + (n+1)t + 2a, \quad (1.3)$$

где  $a$  – расстояние от змеевика до нижней и верхней стенки кожуха, принимается:  $a = 100..300$  мм.

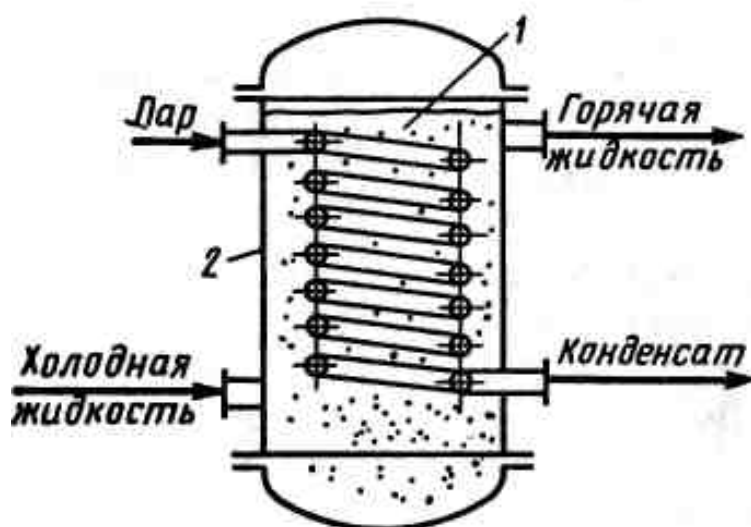


Рис. 1.13 . Конструкция змеевикового теплообменника:

1 – змеевик; 2 – корпус

Основные размеры змеевиковых теплообменников общепринятого назначения представлены в табл. 1.4.

Таблица 1.4. Техническая характеристика змеевиковых теплообменников

Основные параметры	Площадь теплообмена, м <sup>2</sup>							
	1	2	3	5	7	10	13	15
Диаметр труб змеевика, мм	32	32	32	32	44,5	44,5	44,5	44,5
Длина трубы, м	11,4	22,4	32,4	54,5	63,8	75,8	98,5	113,5
Диаметр витка, м	0,35	0,5	0,6	0,75	0,85	1,0	1,15	1,2
Шаг витков, мм	50	50	50	50	65	65	65	65
Число витков	10	14	17	20	23	24	27	30
Диаметр обечайки, мм	450	600	700	850	1000	1150	1300	1350
Длина обечайки, мм	755	905,1	1050	1300	1550	1800	2000	2200
Масса змеевика	20,7	40,7	59	99	139	195	255	294

## 1.6. Спиральные теплообменники

Поверхность теплообмена в спиральном теплообменнике образуется двумя металлическими листами 1 и 2, свернутыми в спирали (рис. 1.14). Внутренние концы листов приварены к глухой перегородке – 3 (керну), а их наружные концы сварены друг с другом. С торцов спирали закрыты установленными на прокладках крышками 4. Таким образом, внутри аппарата образуются два изолированных один от другого канала прямоугольного сечения, по которым движутся теплоносители.

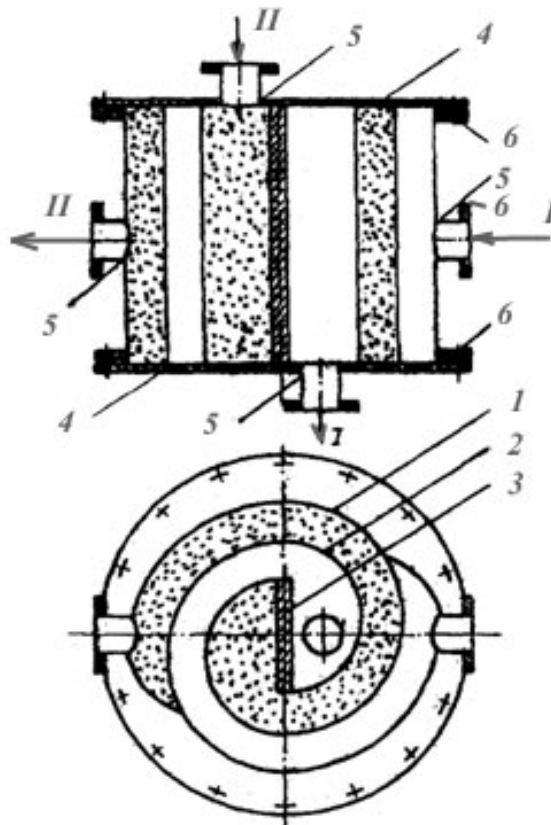


Рис. 1.14. Принципиальная схема спирального теплообменника:

1, 2 – спирали; 3 – керн; 4 – крышка; 5 – штуцер; 6 – фланец

Благодаря тому, что площадь поперечного сечения каналов по всей длине остается неизменной, загрязнения на стенках в работающем аппарате лучше смываются потоком рабочей среды, и теплообменник может продолжительно

работать без чистки. Конструкцией теплообменников со съемными крышками (рис. 1.15) предусмотрена механическая чистка каналов.

Гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников (при одинаковой скорости движения рабочих сред) меньше, чем у кожухотрубчатых. Для придания спиральям достаточной устойчивости против смятия под действием одностороннего наружного давления на поверхности ленты предусмотрены упорные штифты. Расстояние между упорными штифтами выбирают в соответствии с прочностным расчетом. При навивке ленты в спираль по торцам каналов закладывают дистанционные проставки, которые вместе с упорными штифтами обеспечивают заданный зазор между стенками.



Рис. 1.15. Спиральный теплообменник со съемной крышкой

При отложении загрязнений на теплопередающей поверхности со стороны одной из рабочих сред и при растворимости этих загрязнений во второй среде можно периодически переключать каналы. Геометрические размеры каналов в аппарате для I и II рабочих сред одинаковы, поэтому их взаимное переключение не нарушает гидродинамический процесс.

В зависимости от технологического назначения предусмотрены два типа спиральных теплообменников: с тупиковыми (тип 1) и сквозными (тип 2) каналами [СТО 00220256-003-2006]. Теплообменники с тупиковыми каналами изготавливаются в двух, а теплообменники со сквозными каналами – в трех конст-

руктивных исполнениях. Типы и основные параметры спиральных теплообменников приведены в табл. 1.5, 1.6.

Таблица 1.5. Типы, основные параметры и область применения спиральных теплообменников

Параметры	Тип 1		Тип 2		
	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Конструкция	С тупиковыми каналами с плоской крышкой	С тупиковыми каналами с конической крышкой	Со сквозными каналами с плоской крышкой	Со сквозными каналами со сферической крышкой	Со сквозными каналами с плоской крышкой
Область применения	Для теплообмена между средами: жидкость–жидкость, газ–газ, жидкость–газ	Для конденсации паров и теплообмена парогазовой смеси	Для подогрева сточных вод и других загрязненных сред	Для высоковязких жидкостей и газов	Для охлаждения нитрозной серной кислоты
Номинальная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100		20		50; 100
Избыточное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	До 1,0 (10)		0,8 (8)	0,6 (6)	
Температура рабочих сред, °С	От -20 до +200		От -20 до +200		До 80

Спиральные теплообменники, в зависимости от среды и поверхности теплообмена, могут быть изготовлены из углеродистых сталей Ст3сп4, Ст3сп 5

(ГОСТ 14637) или из коррозионно-стойких сталей 12Х18Н10Т и 10Х17Н13М2Т (ГОСТ 7350). Толщина ленты для углеродистых сталей 6 мм, для коррозионно-стойких сталей 3,5–3,9 мм.

Таблица 1.6. Поверхности теплообмена и основные параметры спиральных теплообменников

F, м <sup>2</sup>	Толщина листа, мм	Ширина листа, м	Длина канала, м	Площадь сечения канала, 10 <sup>4</sup> м <sup>2</sup>	Масса теплообменника, кг, не более	d штуцеров для жидких теплоносителей, мм
10,0	3,5	0,4	12,5	48	1170	65
12,5	3,5	0,4	15,6	60	1270	65
16,0	3,5	0,5	16,0	60	1480	65
20,0	3,5	0,4	25,0	48	1770	100
20,0	4,0	0,7	14,3	84	1620	100
25,0	3,5	0,5	25,0	60	2270	100
25,0	4,0	0,7	17,9	84	1970	100
31,5	3,5	0,5	31,5	60	2560	100
31,5	4,0	0,7	22,5	84	2560	100
40,0	3,9	1,0	20,0	120	2760	100
40,0	4,0	0,7	28,6	84	3160	100
50,0	3,9	1,0	25,0	120	3460	150
50,0	6,0	1,1	22,7	138	3960	150
63,0	3,9	1,0	31,5	120	4260	150
63,0	6,0	1,1	28,6	138	4760	150
80,0	3,9	1,0	40,0	120	5450	150
80,0	6,0	1,1	36,4	138	5450	150
100,0	3,9	1,0	50,0	120	5960	150
100,0	4,0	1,25	40,0	150	5960	150

### 1.7. Пластинчатые теплообменники

Поверхность теплообмена пластинчатых теплообменников представляет собой набор тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью. Поток рабочей среды в каналах подвергается искусственной турбулизации при



сравнительно малых затратах энергии. Оптимальные размеры каналов для рабочих сред, а также различные варианты оптимальной компоновки этих каналов позволяют интенсифицировать процесс теплопередачи в 2–3 раза по сравнению с трубчатыми теплообменниками.

Пластинчатые теплообменники по своей конструкции бывают различных типов: разборные, паяные и сварные.

Разборные пластинчатые теплообменники – оптимальное решение для систем теплоснабжения. Широкое применение они нашли и в пищевой промышленности, в том числе в качестве пастеризаторов, а также в технологических процессах различных отраслей промышленности: на предприятиях коммунальной, тепловой и атомной энергетики, нефтегазового комплекса и химической промышленности, в судостроении и металлургии. Одним из преимуществ разборных пластинчатых теплообменников является возможность изменения тепловой нагрузки уже используемых теплообменников за счет добавления некоторого количества пластин.

Основными компонентами разборных пластинчатых теплообменников являются (рис. 1.16):

- Пакет пластин. Количество пластин в теплообменнике, их компоновка, материал, форма и размер определяются конкретной задачей теплообмена. В зависимости от области применения пластины могут быть изготовлены из хромоникелевых, хромоникелемолибденовых нержавеющей сталей, титана и других материалов.

- Уплотнения. По периметру пластины расположены прессованные канавки для уплотнений. Уплотнения предназначены для отделения каналов друг от друга, предотвращения протечек и смешивания сред. Они также определяют направление потока внутри разборного теплообменника. Уплотнения изготавливаются из нитриловой резины, этиленпропиленовой резины. Выбор материала зависит главным образом от применяемых сред, а также их рабочих температур и давлений.

- Рама состоит из неподвижной плиты 3, прижимающей плиты 8, верхней и нижней направляющих 7, задней стойки 9. Шпильки стягивают пластины, размещенные между плитами в пакет.

- Штуцеры предназначены для ввода (1,12) и вывода (2,11) теплоносителя.

Смежные пластины формируют каналы, в которых через пакет пластин движутся попеременно горячий и холодный теплоносители.

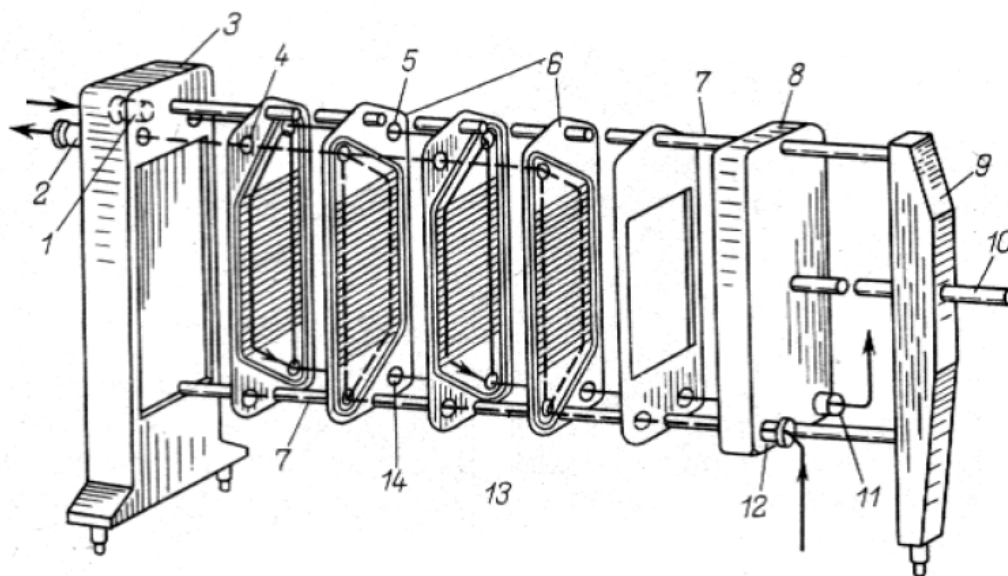


Рис.1.16. Конструкция разборного пластинчатого теплообменника: 1,12 – штуцера ввода и вывода (2,11) теплоносителей; 3,9 – неподвижные и прижимающая (8) плиты; 6 – пластины; 7 – штанги; 10 – зажимной механизм; 4,5,13,14 – каналы

Паяные пластинчатые теплообменники (рис. 1.17) применяются в тех случаях, когда установка разборных теплообменников невозможна или нежелательна. Паяные теплообменники обладают более широким диапазоном рабочих температур и давлений, однако более требовательны к качеству теплоносителей. Пластины паяных пластинчатых теплообменников производятся из нержавеющей стали и имеют гофрированную поверхность – V-образные гофры. При сборке пластин в пакет каждая последующая пластина повернута относительно предыдущей на 180°. При этом образуются проточные каналы, попеременно заполняемые движущимися в противотоке средами. Собранный пакет пластин паяется медью или никелем в термовакуумной печи. При этом гарантируется

полная герметичность теплообменника и надежное разделение потоков. Отсутствие уплотнений позволяет достигнуть высоких значений рабочих давлений и температур.

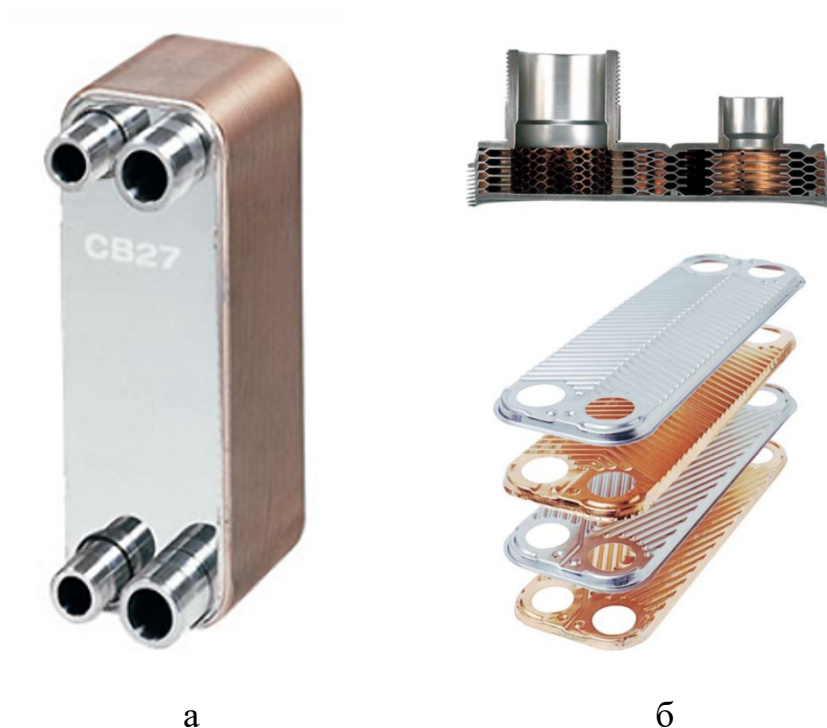


Рис. 1.17. Паяный пластинчатый теплообменник: а – внешний вид;  
б – пластины

Гофрированные поверхности пластин, образующих каналы, способствуют значительной турбулизации потоков, которая и определяет высокую эффективность теплопередачи даже при низких скоростях потоков. Большая турбулентность потоков также является причиной ярко выраженного эффекта самоочистки поверхностей теплообмена.

Сварные пластинчатые теплообменники – это надежное решение теплообмена для процессов с высокой температурой и давлением. Данные теплообменники нашли широкое применение в первую очередь в энергетике и нефтегазовой отрасли.

Сварной пластинчатый теплообменник состоит из пакета гофрированных теплопередающих пластин и рамы (рис. 1.18). Одним из главных преимуществ является отсутствие уплотнений, имеющих ограничение максимальной темпе-

ратуры и давления. Специальное рифление пластин обеспечивает широкий диапазон рабочих температур. Регулируемые съемные перегородки позволяют легко менять величину перепада давления для соответствия заданной теплопроизводительности.

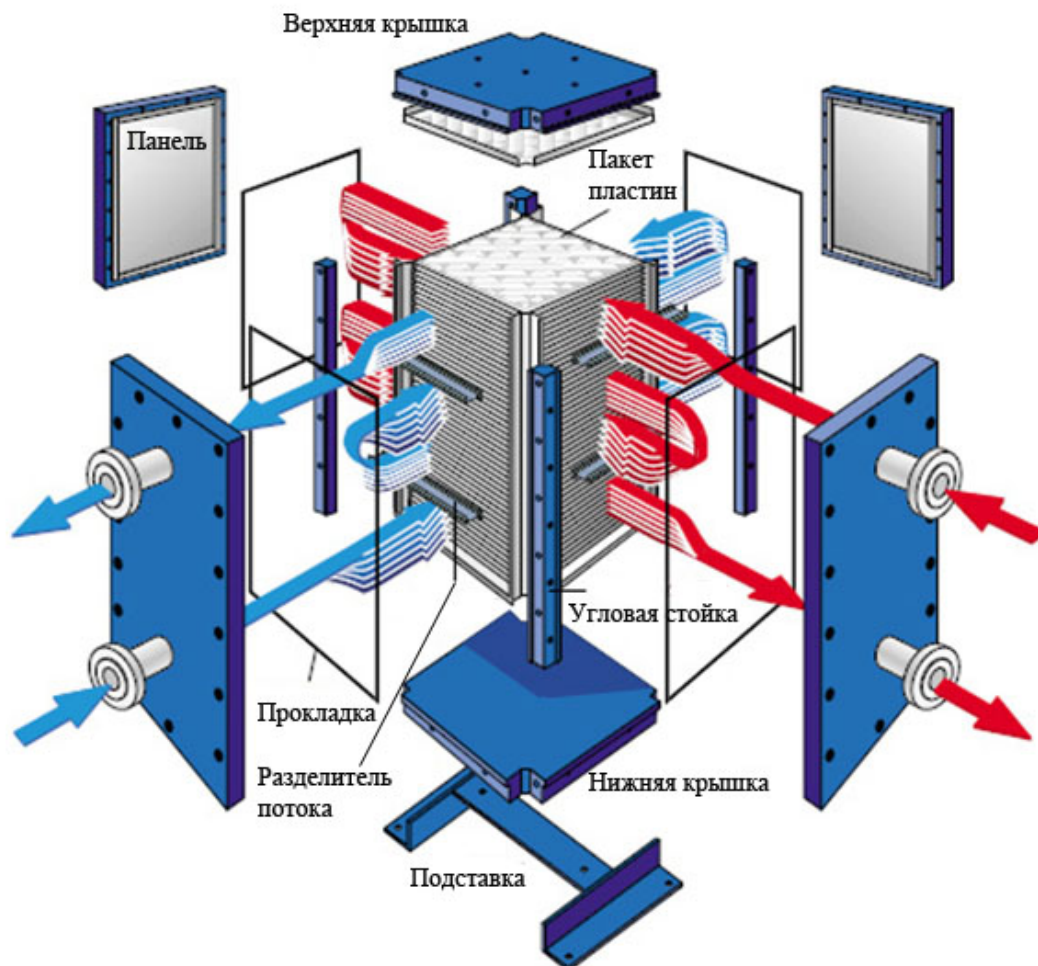


Рис. 1.18. Цельносварной пластинчатый теплообменник

Разборные аппараты работают при давлениях от 0,002 до 1 МПа и температурах от -2 до +180°C с площадью теплообмена от 1 до 800 м<sup>2</sup>. Неразборные (сварные) – при давлении от 0,002 до 4 МПа и температурах рабочих сред от -7 до +300 °С при поверхностях теплообмена от 100 до 500 м<sup>2</sup>. Разборные со сдвоенными пластинами (полуразборные) – при давлении от 0,002 до 1,6 МПа по сварной полости, по разборной полости от 0,002 до 1 МПа и температурах рабочих сред от -20 до +200 °С. Пластинчатые теплообменники можно использовать для теплоносителей с кинематической вязкостью от  $2 \cdot 10^{-7}$  до  $6 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

Разборные теплообменники можно применять для тепловой обработки суспензий с твердыми частицами не более 0,4 мм. При отложении загрязнений каналы нужно периодически переключать на такие рабочие среды, которые очищают поверхность теплообмена без разборки аппарата. Разборные теплообменники не предназначены для работы со взрывоопасными средами группы 1 по ГОСТ 12.1.007-76. Неразборные пластинчатые теплообменники служат для работы со средами, которые не образуют на теплопередающей поверхности труднорастворимых отложений и подвергаются химической очистке.

### 1.8. Оросительные теплообменники

Оросительный теплообменник, представленный на рис.1.19, состоит из параллельных горизонтальных труб, соединенных калачами. Сверху трубы орошаются охлаждаемой водой, распределяемой в виде струек или капель при помощи желоба с зубчатыми краями. Теплообменник обычно состоит из ряда параллельных секций, внизу которых установлен поддон, куда собирается орошающая вода.

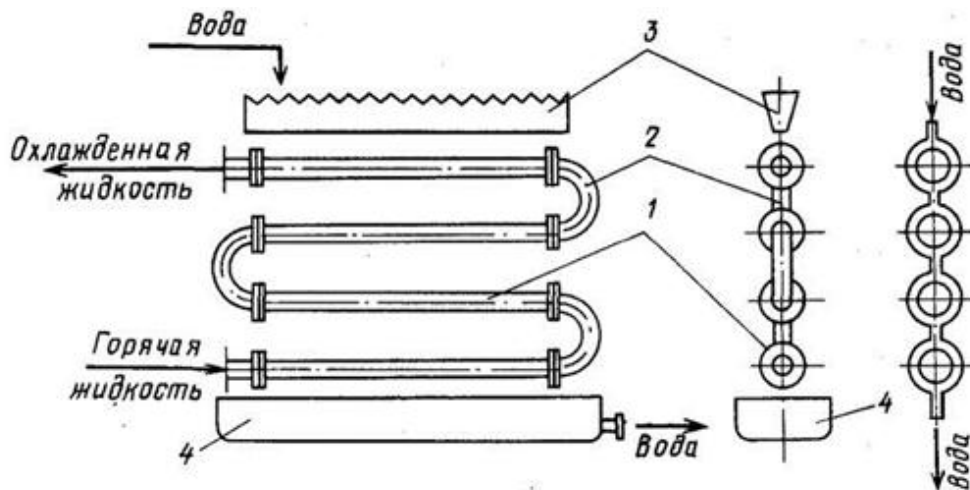


Рис. 1.19. Оросительный теплообменник: 1 – секция прямых труб; 2 – калачи; 3 – распределительный желоб; 4 – поддон

Оросительные теплообменники применяются в основном только как холодильники и конденсаторы, причем до половины теплоты отводится при испа-

рении охлаждающей воды. В результате расход охлаждающей воды значительно снижается по сравнению с холодильниками других типов.

Несмотря на то, что коэффициенты теплопередачи в оросительных теплообменниках, работающих при перекрестном токе, выше, чем у погружных, их существенными недостатками являются: громоздкость, неравномерность смачивания наружной поверхности труб. Такие теплообменники устанавливают чаще всего на открытом воздухе, ограждая их деревянными решетками (жалюзи) с целью снижения потерь охлаждаемой воды.

Простота конструкции и технического обслуживания при ремонте и очистке внутренней поверхности труб, а также невысокое гидравлическое сопротивление позволяют широко использовать данные аппараты в различных отраслях промышленности.

### **1.9. Калориферы**

Для нагревания воздуха в системах воздушного отопления, приточной вентиляции, в различных технологических процессах, например сушки, наибольшее распространение получили паровые калориферы различной конструкции. Это объясняется широкой доступностью энергоносителя, развитой поверхностью теплообмена, низким гидравлическим сопротивлением по газовому потоку и стоимостью.

Однако давление горячей воды и насыщенного пара в калориферах не должно превышать 1,2 МПа, поэтому температура воздуха на выходе из калорифера не превышает 190 °С.

Отечественные калориферы выпускаются из биметаллических труб с винтовыми накатными ребрами типа КСк3 и КСк4, стальных труб с коллективным оребрением пластинками типа КВС и КВБ (КПС и КПБ, если теплоноситель – сухой насыщенный пар), а также со спирально-винтовым оребрением типа КФМ, КФС, КФБ.

Калориферы КФМ, КФС, КФБ являются одноходовыми по горячему теплоносителю с коридорным расположением греющих труб, а КВС и КВБ – многоходовыми с шахматным расположением труб. Калорифер одной серии имеет несколько типоразмеров. Буквы М,С и Б означают маркировку малой, средней и большой моделей соответственно.

Основной задачей расчета калорифера является определение его поверхности теплообмена  $F$ . Этот расчет аналогичен расчету любого рекуперативного теплообменника:

$$F = Q / (K \Delta t_{cp}), \quad (1.4)$$

где  $Q$  – количество теплоты, необходимое для нагревания воздуха, Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур, °С.

$$Q = Lc(t_k - t_n), \quad (1.5)$$

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m), \quad (1.6)$$

где  $t_6$  и  $t_m$  – большая и меньшая разность температур;  $t_k$  и  $t_n$  – конечная и начальная температуры воздуха, °С;  $L$  – расход воздуха, кг/с;  $c$  – теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К).

Коэффициент теплопередачи  $K$  для рекуперативных теплообменников определяется следующим образом. В стальных калориферах КВБ и КФБ, можно использовать эмпирические формулы:

- для паровых калориферов

$$K = A(v\rho)^n, \quad (1.7)$$

- для водяных калориферов

$$K = A(v\rho)^n(v_B)^m, \quad (1.8)$$

где  $A$ ,  $m$ ,  $n$  – коэффициенты, значения которых приведены в табл. 1.7;  $v$ ,  $\rho$  – скорость и плотность воздуха при средней температуре;  $v_B$  – скорость воды.

Скорость воздуха  $v$  в живом сечении калорифера (без учета площади труб и оребрения) определяется из уравнения расхода:

$$v = L / (\rho N F_{ж}), \quad (1.9)$$

где  $N$  – число параллельных секций с площадью живого сечения  $F_{ж}$ ;  $L$  – массовый расход воздуха, кг/с.

Массовая удельная скорость воздуха в калорифере ( $v_p$ ) должна находиться в пределах  $8 \div 11$  кг/(с·м<sup>2</sup>). В случае снижения величины ( $v_p$ ) до значений менее 8 кг/(с·м<sup>2</sup>) секции калорифера устанавливаются последовательно, а при 11 кг/(с·м<sup>2</sup>) – параллельно. Таким образом достигается приемлемое гидравлическое сопротивление калорифера при удовлетворительных значениях коэффициентов теплопередачи.

Техническая характеристика промышленных калориферов и их конструктивные размеры представлены в табл. 1.7–1.10, рис. 1.20–1.22.

Таблица 1.7. Значения коэффициентов А, n, m для уравнений (1.7 и 1.8)

Коэффициенты	Паровой обогрев		Водяной обогрев			
			Скорость воды $v_B$ , м/с			
	КВБ	КФБ	0,02÷0,25		0,25÷1,0	
			КВБ	КФБ	КВБ	КФБ
А	17,750	16,470	21,410	20,760	17,750	14,730
n	0,351	0,456	0,257	0,381	0,340	0,517
m	-		0,192	0,178	0,390	0,133



Рис. 1.20. Калориферы различной конструкции



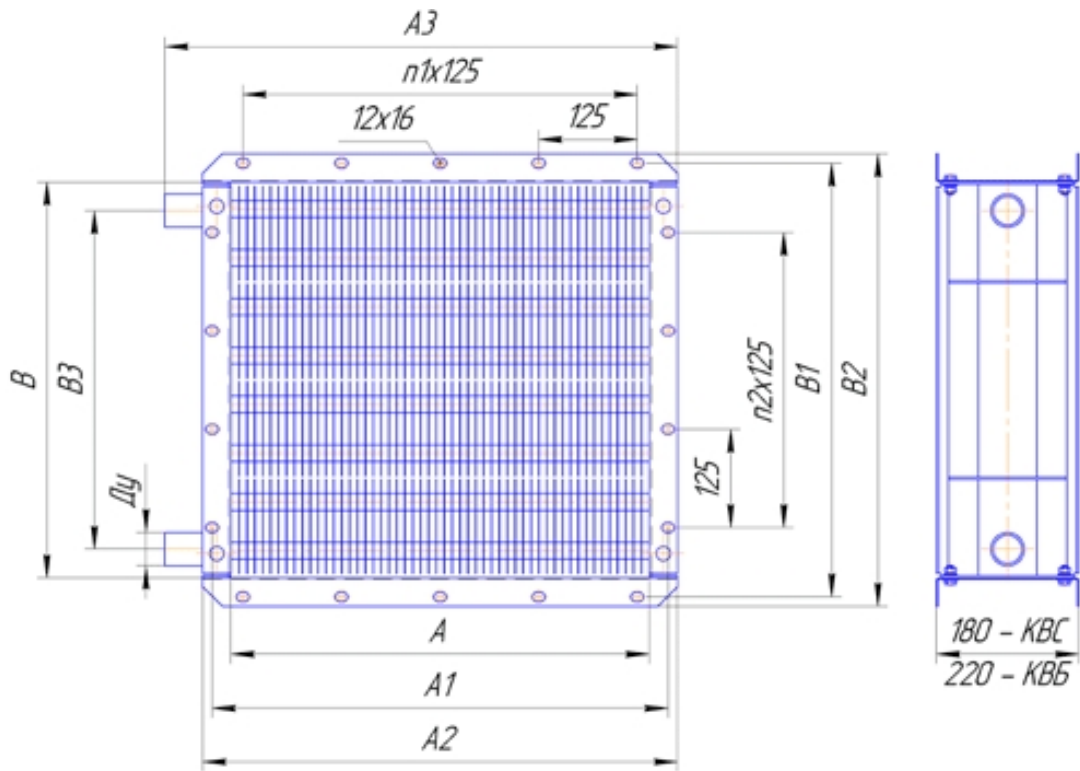


Рис. 1.21. Конструктивные размеры калориферов КВС, КВБ (КПС, КПБ)

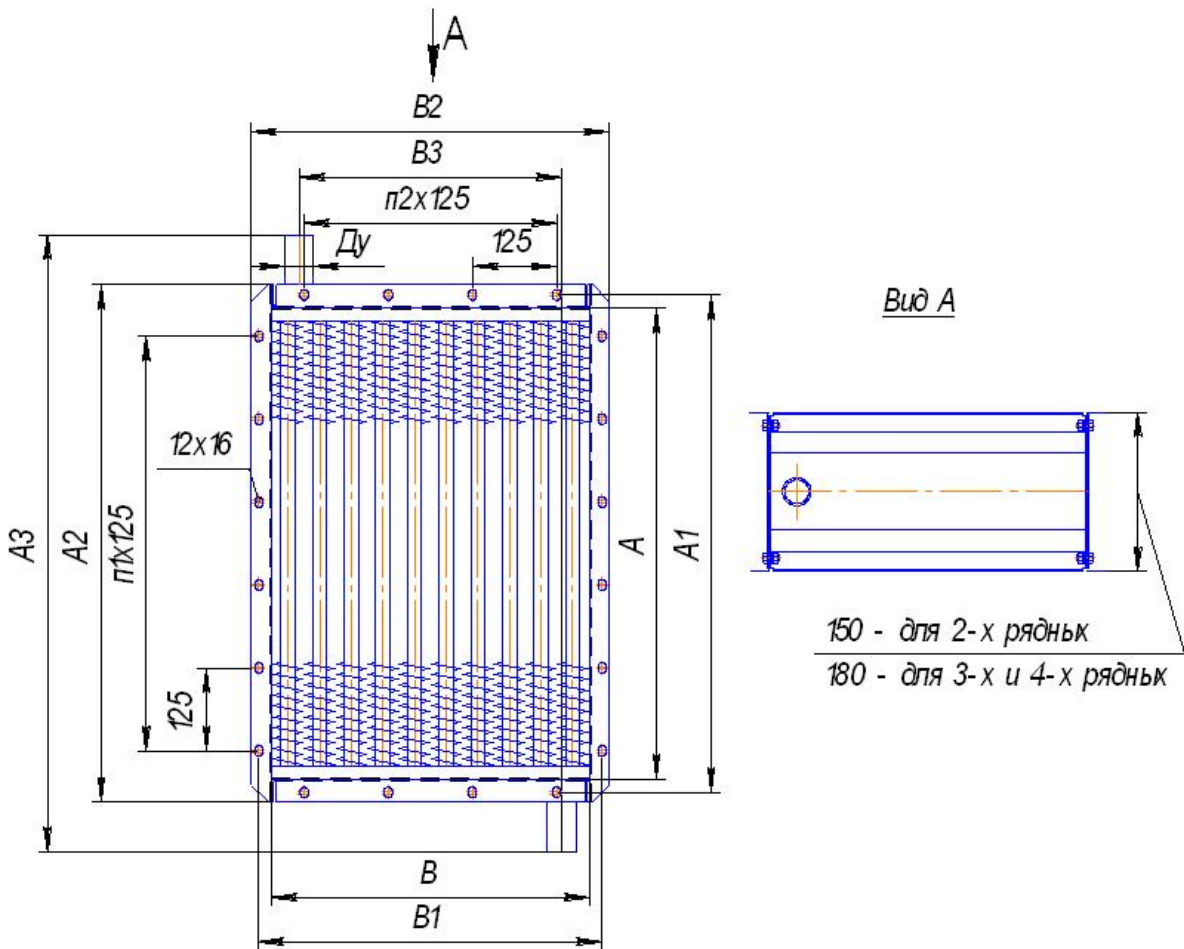


Рис. 1.22. Конструктивные размеры калориферов КФС, КФБ

Таблица 1.8. Техническая характеристика промышленных калориферов

Тип калорифера	Площадь теплообмена $F_{ж}, \text{м}^2$	Число секций $n_c$	Число оребренных труб $n_{тр}$	Живое сечение $F_{ж}, \text{м}^2$	Высота А, мм	Ширина В, мм
КФМ-1	4,1	2	8	0,08	510	240
КФМ-2	6,4	3	12	1,115	560	360
КФМ-3	8,5	4	16	0,154	560	480
КФМ-4	10,8	4	16	0,195	710	480
КФМ-5	14	5	20	0,244	710	600
КФМ -6	20	6	24	0,354	860	720
КВБ-2, КФС-2	9,9	3	18	1,115	560	360
КВБ-3, КФС-3	13,2	4	24	0,154	560	480
КВБ-4, КФМ-4	16,7	4	24	0,195	710	480
КВБ-5, КФС-5	20,9	5	30	0,244	710	600
КВБ-6, КФС-6	25,3	5	30	0,195	860	600
КВБ-7, КФС-7	30,4	6	36	0,354	860	720
КВБ-8, КФС-8	35,7	6	36	0,416	1010	720
КВБ-9, КФС-9	41,6	7	42	0,486	1010	840
КВБ-10, КФС-10	47,8	7	42	0,558	1160	840
КВБ-11, КФС-11	54,2	8	48	0,638	1160	960
КФБ-2	12,7	3	24	0,115	560	360
КФБ -3	16,9	4	32	0,154	560	480
КФБ-4	21,4	4	32	0,195	710	480
КФБ -5	26,8	5	40	0,144	710	600
КФБ -6	32,4	5	40	0,295	860	600
КФБ -7	38,9	6	48	0,354	860	720
КФБ -8	45,7	6	48	0,416	1010	720
КФБ -9	53,3	7	56	0,484	1010	840
КФБ -10	61,2	7	56	0,558	1160	840
КФБ-11	69,9	8	64	0,638	1160	960

Таблица 1.9. Технические данные и конструктивные размеры калориферов КВБ

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения, м <sup>2</sup>		Масса с оцинковкой, кг	Размеры, мм								Размеры штуцеров, мм	n <sub>i</sub>	n <sub>T</sub>
		по воздуху	по теплоносителю		A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>			
КВБ-2	9,9	0,115	0,0046	55	560	600	624	760	360	390	412	290	32	3	4
КВБ-3	13,2	0,154	0,0061	69	560	600	624	780	480	510	532	390	38	4	4
КВБ-4	16,7	0,195	0,0061	85	710	750	774	930	480	510	532	390	38	4	5
КВБ-5	20,9	0,244	0,0076	106	710	750	774	930	600	640	662	520	50	5	5
КВБ-6	25,3	0,295	0,0076	125	860	900	924	1080	600	640	662	520	50	5	6
КВБ-7	30,4	0,354	0,0092	152	860	900	924	1100	720	760	782	630	63	6	6
КВБ-8	35,7	0,416	0,0092	174	1010	1050	1074	1250	720	760	782	630	63	6	7
КВБ-9	41,6	0,486	0,0107	201	1010	1050	1074	1250	840	880	901	750	63	7	7
КВБ-10	47,8	0,558	0,0107	224	1160	1200	1224	1400	840	880	902	750	63	7	9

Таблица 1.10. Технические данные и конструктивные размеры калориферов КФБ

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения, м <sup>2</sup>		Масса с оцинков- кой, кг	Размеры								Размеры штуце- ров, мм	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>
		по воздуху	по тепло- носителю		A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>			
КФБ-2	13,02	0,0913	0,0081	62,65	560	600	620	760	375	390	412	290	38	3	4
КФБ-3	16,28	0,112	0,0100	77,8	560	600	620	780	500	510	532	390	50	4	4
КФБ-4	20,68	0,143	0,0110	94,5	710	750	770	930	500	510	532	390	50	4	5
КФБ-5	26,88	0,182	0,0132	121,0	710	750	770	930	625	640	662	520	50	5	5
КФБ-6	32,55	0,222	0,0132	142,0	860	900	920	1080	625	640	662	520	50	5	6
КФБ-7	40,06	0,271	0,0163	152,2	860	900	920	1100	720	760	782	630	63	6	6
КФБ-8	47,04	0,318	0,0163	174,8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	63	6	7
КФБ-9	55,86	0,375	0,0193	206,5	1010	1050	1080	1250	842	880	902	652	75	7	7
КФБ-10	64,26	0,431	0,0193	230,2	1160	1200	1230	1400	842	880	902	752	75	7	9
КФБ-11	71,06	0,475	0,0213	258,0	1160	1200	1230	1420	926	1010	1032	870	75	7	9

## 1.10. Аппараты воздушного охлаждения

Аппараты воздушного охлаждения – это теплообменное оборудование, в котором в качестве охлаждающей среды используется атмосферный воздух, вентилятор заставляет воздух проходить снаружи ребренных труб, и среда с высокой температурой внутри труб охлаждается или конденсируется.

Аппарат воздушного охлаждения (АВО) состоит из следующих основных частей (рис. 1.23): теплообменной поверхности (теплообменная секция); системы подачи воздуха, включающей вентилятор с приводом от электродвигателя, диффузор с коллектором; опорной металлоконструкции.

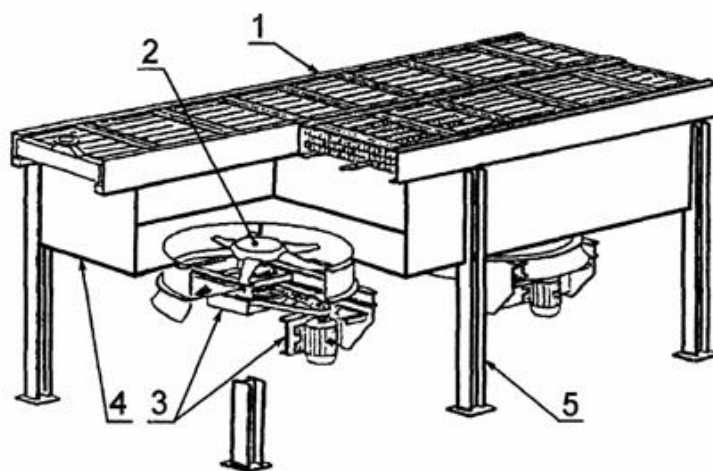


Рис. 1.23. АВО нагнетательного вида: 1 – теплообменная секция; 2 – колесо вентилятора; 3 – привод вентилятора; 4 – диффузор с коллектором; 5 – металлоконструкция

По способу принудительной подачи охлаждающего воздуха на теплообменную поверхность АВО подразделяют на два вида: нагнетательный (рис. 1.23) и вытяжной (рис. 1.24). По расположению теплообменных секций в пространстве АВО подразделяют на горизонтальные, вертикальные, зигзагообразные и дельтаобразные. По условиям эксплуатации АВО могут быть снабжены дополнительными устройствами, обеспечивающими рециркуляцию нагретого в теплообменных секциях воздуха, для предотвращения переохлаждения продукта в зимнее время. По этому признаку аппараты подразделяют следующим об-

разом: без рециркуляции (рис. 1.23, 1.24); с внутренней рециркуляцией через соседний вентилятор (рис. 1.25, а); с внешним коробом для рециркуляции (рис.1.25, б).

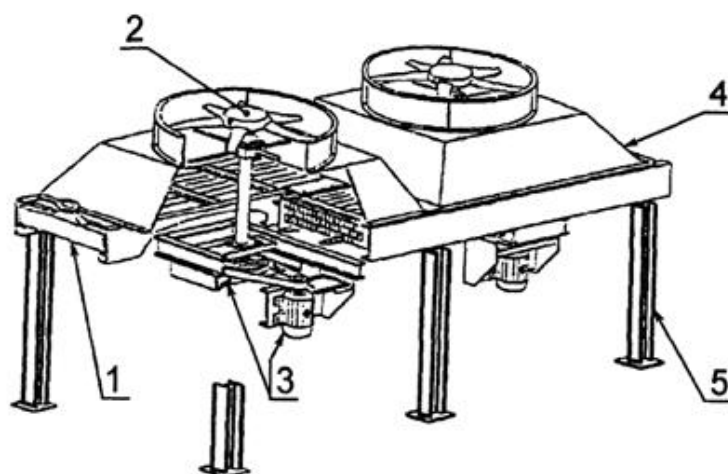


Рис. 1.24. АВО вытяжного вида: 1 – теплообменная секция; 2 – колесо вентилятора; 3 – привод вентилятора; 4 – диффузор с коллектором; 5 – металлоконструкция

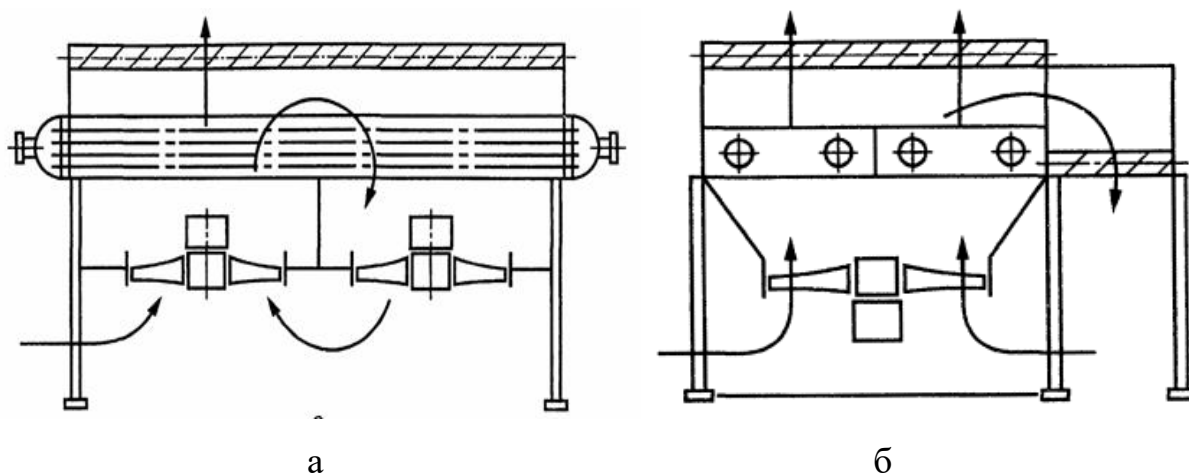


Рис. 1.25. Аппараты воздушного охлаждения: а – с внутренней рециркуляцией; б – с внешней рециркуляцией

Типичная конструкция теплообменной секции приведена на рис. 1.26. Дополнительно аппараты могут быть оснащены: увлажнителем воздуха, необходимым для снятия пиковых нагрузок в летнее время; подогревателем воздуха, устанавливаемым перед теплообменной секцией в потоке воздуха; жалюзийным устройством; приводами изменения угла наклона лопаток жалюзи и лопастей вентилятора.

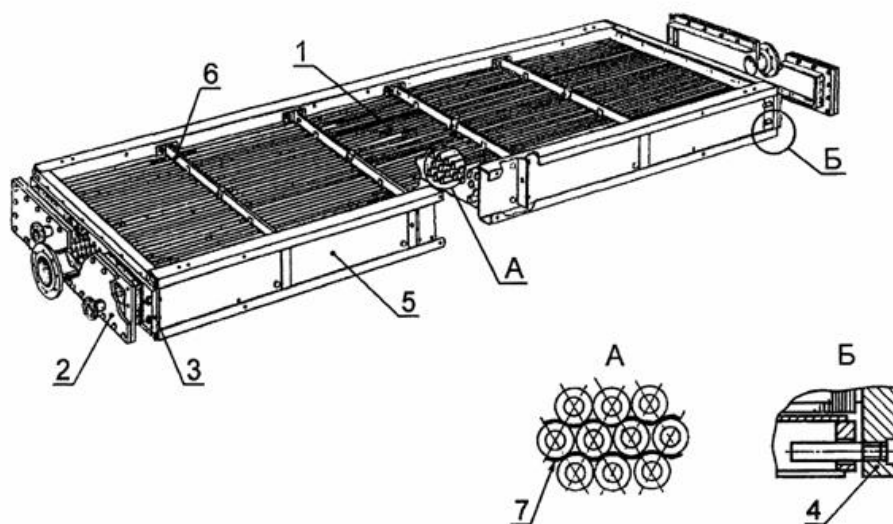


Рис. 1.26. Конструкция теплообменной секции: 1 – трубный пучок; 2 – крышка камеры; 3 и 4 – неподвижная и подвижная трубные доски; 5 – боковая стенка; 6 – балка; 7 – дистанционирующий элемент

Серийно выпускаемые АВО имеют оребренные поверхности площадью от 100 до 20000 м<sup>2</sup>, рассчитаны на давление от 0,6 до 1,4 МПа и температуры сред от –40 до 475 °С. К стандартным АВО общего назначения относятся аппараты типа АВМ (малопоточные, вертикальные секции), АВГ (горизонтальные секции), АВЗ (зигзагообразно расположенные секции, с одним вентилятором) и АВЗ–Д (зигзагообразно расположенные секции, с двумя вентиляторами); к специальным – аппараты для охлаждения воды АВОВ с шатрообразным расположением секций; для охлаждения вязких и высоковязких продуктов – типа АВГ–В и АВГ–ВВ и другие. Техническая характеристика аппаратов воздушного охлаждения представлена в табл. 1.11.

Аппараты воздушного охлаждения применяют для конденсации паров и охлаждения сред технологических, энергетических и транспортных систем. Примеры: конденсация водяного пара, охлаждение воды в системах оборотного водоснабжения, конденсация и охлаждение сред в системах транспорта нефти и газа.

Таблица 1.11. Техническая характеристика аппаратов воздушного охлаждения общего назначения

Тип АВО	Число рядов труб	Число ходов по трубам	Поверхность теплообмена м <sup>2</sup> при длине труб, м					Отношение расхода воздуха и поверхности теплообмена, м/ч
			1,5	3	4	6	8	
АВМ	4	1;2;4	105/550	220/310	-	-	-	228/146
	6	1;2;3;6	160/225	325/465	-	-	-	136/84
	8	1;2;4;8	210/300	440/600	-	-	-	95/55
АВГ	4	1;2;4	-	-	875/1250	-	1770/2500	286/188
	6	1;2;3;6	-	-	1320/1870	-	2640/3800	170/110
	8	1;2;4;8	-	-	1740/2500	-	3500/5100	118/112
АВЗ	4	1;2;4;8	-	-	-	2650/3750	-	272/176
	6	1;2;4;8	-	-	-	4000/5650	-	272/176
	8	1;2;4;8	-	-	-	5300/7500	-	110/65

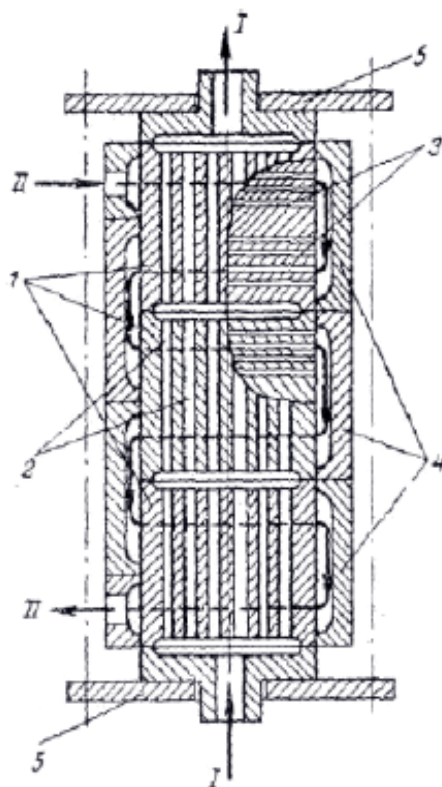
Примечание: В числителе даны значения при коэффициенте оребрения  $\phi = 9$ ; в знаменателе – при  $\phi = 14$



К этой же группе теплообменных аппаратов относятся охладители наружного воздуха дизелей, радиаторы транспортных двигателей внутреннего сгорания, радиаторно-вентиляционные установки для охлаждения компримруемого газа, масла и воды газомотокомпрессоров, аппараты воздушного охлаждения трансформаторных подстанций, промышленные и бытовые кондиционеры и другие аппараты, трубные пучки которых скомпонованы из труб с высокими ребрами.

### 1.11. Блочные теплообменники

Блочные теплообменники применяются для теплообмена химически агрессивных сред. Изготавливаются из неметаллических материалов: стекло, керамика, графит, тефлон и др.



а



б

Рис. 1.27. Блочный графитовый теплообменник: а – схема; б – внешний вид; 1 – графитовый блок; 2 – вертикальные каналы; 3 – горизонтальные каналы; 4 – корпус; I, II – входы и выходы теплоносителей

Такие материалы обладают меньшей теплопроводностью по сравнению с металлами. Предпочтение отдается графиту, пропитанному фенолоформальдегидными смолами, химически стойкому к растворам серной, соляной, фосфорной и других кислот. Типовым аппаратом из графита является блочный теплообменник, состоящий из отдельных графитовых блоков, имеющих сквозные вертикальные каналы круглого сечения и перпендикулярные им горизонтальные каналы (рис. 1.27). Теплоносители движутся отдельно по указанным каналам в перекрестном токе. Графитовые блоки уплотняются между собой прокладками из резины или тефлона и стягиваются торцовыми крышками при помощи стержней (длинных болтов).

Таблица 1.12. Поверхности теплообмена и основные параметры блочных графитовых теплообменников

F, м <sup>2</sup>	Число блоков, шт.	Каналы в блоке			
		Горизонтальные		Вертикальные	
		Диаметр, мм	Число, шт.	Диаметр, мм	Число, шт.
Блоки 350x515x350 мм					
5,4	2	12	126	28	84
7,2	2	12	180	12	252
10,8	4	12	126	28	84
14,4	4	12	180	12	252
16,2	6	12	126	28	84
21,6	6	12	180	12	252
Блоки 350x700x350 мм; 2 вертикальных хода					
14,6	4	12	126	28	108
19,6	4	12	180	12	324
21,9	6	12	126	28	108
29,4	6	12	180	12	324
Блоки 350x700x350 мм; 4 вертикальных хода					
13,4	4	12	126	28	96
19,0	4	12	180	12	324
20,1	6	12	126	28	96
28,5	6	12	180	12	324

## 1.12. Смесительные теплообменники

В промышленности нашли широкое применение смесительные теплообменные аппараты, в которых происходит одновременно тепло– и массообмен при непосредственном контакте между теплоносителями. Такие теплообменники широко используются для конденсации паров, охлаждения воздуха, нагревания и охлаждения жидкостей газами, мокрой очистки воздуха и газов. В химической промышленности используются смесительные аппараты: теплообменники «жидкость–жидкость»; теплообменники с трехфазными системами, например, для абсорбции легких углеводородов из природных газов тяжелыми углеводородами при их непосредственном соприкосновении с охлаждающим теплоносителем.

Интенсивность работы смесительных теплообменников определяется поверхностью раздела фаз и их турбулентностью. Поэтому в конструкциях аппаратов предусматривается диспергирование жидкой фазы в потоке газа или газа в жидкости.

Передача тепла в смесительных теплообменниках происходит не только за счет теплообмена, но и путем обмена массой, причем возможен переход теплоты от холодного к горячему теплоносителю, например, при испарении.

По направлению переноса массы смесительные аппараты подразделяются на две группы:

1) аппараты с конденсацией пара из газовой фазы, при этом происходит осушка, охлаждение газа и нагревание жидкости (конденсаторы, кондиционеры, скрубберы);

2) аппараты с испарением жидкости в поток газа, при этом происходит увлажнение газа, его охлаждение и нагревание жидкости или нагревание газа и охлаждение жидкости (градирни, скрубберы, кондиционеры, распылительные сушилки).

По принципу создания поверхности фазового контакта смесительные аппараты делятся на насадочные (с неподвижной и подвижной «псевдооживлен-

ной» насадками), полочные, каскадные, барботажные, полые (разбрызгивающие), струйные и пленочные.

В химической и других отраслях промышленности с небольшим объемом производства в системах охлаждения оборотной воды нашли широкое применение компактные высокоэффективные холодильные установки – градирни с псевдооживленным («кипящим») слоем легких инертных полимерных шарообразных тел. Псевдооживление и охлаждение оборотной воды в таких аппаратах осуществляется атмосферным воздухом. В результате активного перемешивания воды и воздуха наблюдается интенсивное испарение и охлаждение, что позволяет использовать малогабаритные, сравнительно недорогие и экономичные холодильные установки в системах локального водооборота. На рис. 1.28 представлена схема градирни с псевдооживленным («кипящим») слоем, а ее техническая характеристика дана в табл. 1.13.

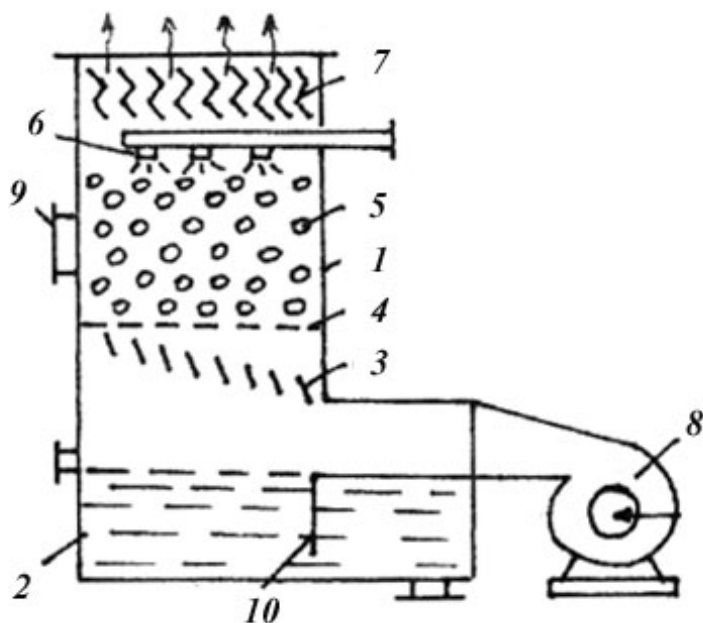


Рис. 1.28. Схема градирни с псевдооживленным слоем: 1 – корпус; 2 – поддон; 3 – распределительная решетка; 4 – опорная решетка; 5 – шаровая насадка; 6 – форсунки; 7 – брызгоотделитель; 8 – вентилятор; 9 – люк; 10 – перегородка

Градирня состоит из корпуса 1, в верхней части которого над трубами водораспределительной системы расположен брызгоотделитель (каплеотбойник) 7, установленный на кронштейнах. В трубах водораспределительной системы

установлены форсунки 6. В нижней части корпуса находится поддон 2 и камера с поворотной воздухораспределительной решеткой 3. Поддон снабжен поплавковым клапаном и соединен с насосом для подачи свежей воды. Поддон разделен перегородкой 10, выполняющей роль гидравлического затвора. Над решеткой 3 установлена опорная решетка 4, на которой расположены элементы подвижной насадки 5 (шары из вспененной пластмассы). Для засыпки шаров имеется люк 9. Воздух из атмосферы подается вентилятором 8.

Таблица 1.13. Техническая характеристика градирни

Показатель	Марка градирни				
	50	100	150	250	500
1. Количество охлаждаемой воды, м <sup>3</sup> /ч:					
а) номинальное,	10	20	30	50	100
б) наибольшее,	16	32	50	60	160
в) наименьшее.	6	11	16	21	50
2. Номинальный расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч.	7500	12000	20000	27000	54000
3. Номер центробежного вентилятора.	6,3	8	8	10	10
4. Количество вентиляторов.	1	1	1	1	2
5. Номинальная мощность электродвигателя, кВт.	2,2	4	5,5	11	11
6. Сопротивление градирни, Па.	500	500	500	608	608
7. Габариты, мм:					
длина,	2772	3254	3504	4794	5360
ширина,	1050	1269	1394	2063	3202
высота.	2825	3225	3275	3703	3708
8. Масса, кг:					
без воды,	735	1190	1440	1960	3073
с водой.	1900	2500	3100	5000	5500
9. Давление перед форсунками, кПа.	38	38	38	38	38
10. Расход свежей воды, м <sup>3</sup> /ч.	0,2	0,3	0,5	0,7	1,5
11. Количество форсунок.	2	4	6	12	24
12. Объем воды в поддоне, м <sup>3</sup> .	1,16	1,31	1,66	3,04	2,5

Скорость воздуха рекомендуется выбирать до 5–6 м/с в расчете на свободное сечение корпуса, а диаметр шаров  $d_n = 20\text{--}40$  мм. Для организации рационального режима работы аппарата следует принимать удельную плотность орошения в пределах  $(0,5\text{--}0,7)10^{-3}$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, свободное сечение опорно-распределительной решетки  $0,5\text{--}0,6$  м<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

### 1.13. Выбор конструкции теплообменного аппарата

При выборе конструкции теплообменного аппарата необходимо исходить из конкретных условий его работы и основных требований, предъявляемых к теплообменникам, а также руководствоваться следующими основными положениями:

1) при теплообмене между теплоносителями без изменения агрегатного состояния целесообразно выбирать секционные аппараты, а там, где габариты ограничены, применять многоходовой кожухотрубчатый теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве;

2) в случае обогрева паром рекомендуется использовать многоходовые теплообменники по трубному пространству с подачей пара в межтрубное пространство;

3) для агрессивных химических сред и при небольших производительностях целесообразно применять аппараты с рубашками, оросительные и погружные змеевиковые теплообменники;

4) если условия теплообмена по обе стороны теплопередающей поверхности сильно отличаются друг от друга (например, системы газ–жидкость, газ–пар), то рекомендуются ребренные теплообменники;

5) если габариты и вес аппарата ограничены, то целесообразно применение пластинчатых ребристых или штампованных теплообменников;

6) во всех случаях следует выбирать наиболее простые по конструкции коррозионно–стойкие и дешевые по материалам теплообменники; к сложным аппаратам (с плавающей головкой, с сильфонным компенсатором, спиральные), а также с трубами из цветных металлов следует прибегать в случаях необходимости.

## **2. Расчет спирального теплообменника**

### **2.1. Методика расчета спирального теплообменника**

Проектный и поверочный расчеты теплообменных аппаратов имеют много общего и, по существу, базируются на одних и тех же уравнениях курса теплопередачи. Задачей курсового проектирования является разработка и определение конструктивных размеров теплообменника, обеспечивающего заданную тепловую нагрузку. Поэтому в предлагаемой методике рассмотрены основные вопросы проектного расчета спирального теплообменника.

По своему целевому назначению теплообменный аппарат может быть предназначен для нагревания или охлаждения какого-либо вещества. Принципы расчета теплообменника для первого и второго случая совершенно одинаковы. С целью сокращения текста и упрощения терминологии ниже приводится лишь методика расчета спирального теплообменника, предназначенного для нагревания вещества.

#### **2.1.1. Тепловой расчет теплообменника**

Исходными данными к проектному расчету теплообменника являются: производительность по нагреваемому веществу, начальная и конечная температура нагреваемого вещества, начальная температура греющего теплоносителя.

К основным задачам теплового расчета относятся определение требуемого расхода греющего теплоносителя и площади поверхности теплообмена, обеспечивающей заданную тепловую нагрузку.

При проведении проектных расчетов, как правило, приходится задаваться значениями некоторых величин. Для спиральных теплообменников, согласно [1], предварительно можно принимать:

скорость движения жидких теплоносителей 1,0 – 3,0 м/с;

пара 30 – 70 м/с; газа 15 – 30 м/с;

ширину канала 8 – 12 мм; высоту канала 200 – 1500 мм;

толщину разделяющей стенки  $\delta = 2 - 4$  мм;

радиус первого витка спирали  $r_1 = 150 - 400$  мм;  
 рабочее давление греющего пара до 0,6 МПа.

**Расход греющего теплоносителя.** Требуемый расход греющего теплоносителя находится из уравнения теплового баланса теплообменника. В том случае, если греющим теплоносителем является жидкость или газ, уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_1 c_1 (t_1^H - t_1^K) = G_2 c_2 (t_2^K - t_2^H) + Q_n, \quad (2.1)$$

где  $G_1, G_2$  – массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителя, кг/с;  $c_1, c_2$  – массовые теплоемкости при постоянном давлении для греющего и нагреваемого теплоносителя, Дж/(кг·К);  $t_1^H, t_1^K$  – начальная и конечная температуры греющего теплоносителя, °С;  $t_2^H, t_2^K$  – начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, °С;  $Q_n$  – тепловые потери, Вт.

При нагревании насыщенным водяным паром уравнение теплового баланса теплообменника записывается в виде:

$$G \cdot r = G_2 c_2 (t_2^K - t_2^H) + Q_n, \quad (2.2)$$

где  $G$  – расход греющего пара, кг/с;  $r$  – скрытая теплота парообразования, значение которой находится по справочным данным [2] в зависимости от давления пара, Дж/кг.

В уравнении (2.1) содержатся две неизвестные величины – расход греющего теплоносителя  $G_1$  и его конечная температура  $t_1^K$ . При проведении практических расчетов конечной температурой греющего теплоносителя обычно задаются. Тогда требуемый расход греющего теплоносителя можно рассчитать по уравнениям:

$$G = \frac{G_2 c_2 (t_2^K - t_2^H) + Q_n}{c_1 (t_2^H - t_2^K)} \quad (2.3)$$

при использовании в качестве греющего теплоносителя жидкости,

$$G = \frac{G_2 c_2 (t_2^K - t_2^H) + Q_n}{r} \quad (2.4)$$



при использовании насыщенного пара.

В том случае, если средняя температура теплоносителя, движущегося по внешнему каналу, близка к температуре окружающей среды, значениями тепловых потерь  $Q_n$  можно пренебречь. Если разность между средней температурой теплоносителя, движущегося по внешнему каналу, и окружающей средой более  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , тепловые потери для теплообменников рассчитываются по следующим формулам:

$$Q_n = (0,05 - 0,15)G \cdot c(t^k - t^h) \quad (2.5)$$

без изоляции;

$$Q_n = (0,01 - 0,05) \cdot G \cdot c(t^k - t^h) \quad (2.6)$$

с изоляцией.

В уравнениях (2.5), (2.6):  $G$ ,  $c$ ,  $t^k$ ,  $t^h$  – массовый расход, теплоемкость, конечная и начальная температуры теплоносителя, движущегося по внешнему каналу соответственно.

**Требуемая поверхность теплообмена.** Требуемую поверхность теплообмена находят из основного уравнения теплопередачи:

$$Q = K \cdot \Delta t_{cp} \cdot F, \quad (2.7)$$

откуда

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (2.8)$$

В уравнениях (2.7), (2.8)  $F$  – требуемая поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ;  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника,  $\text{Вт}$ ;  $K$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\Delta t_{cp}$  – движущая сила процесса теплопередачи,  $^{\circ}\text{C}$ .

**Тепловая нагрузка.** Под тепловой нагрузкой понимают количество теплоты, передаваемое холодному теплоносителю от горячего в единицу времени. В общем случае тепловую нагрузку следует рассчитывать по формулам:

$$Q = G_2 c_2 (t_2^k - t_2^h) \quad (2.9)$$

для теплообменников, в которых холодный теплоноситель движется по внутреннему каналу,

$$Q = G_2 c_2 (t_2^k - t_2^h) + Q_n \quad (2.10)$$

для теплообменников, в которых холодный теплоноситель движется по внешнему каналу.

В целях уменьшения тепловых потерь в спиральных теплообменниках холодный теплоноситель рекомендуется пропускать по внешнему каналу. Поэтому тепловую нагрузку следует рассчитывать по уравнению (2.10).

**Коэффициент теплопередачи.** Коэффициент теплопередачи характеризует количество теплоты, переданное от одного теплоносителя к другому через единицу поверхности, разделяющей их стенки, в единицу времени при разности температур между теплоносителями в один градус.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по уравнению:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_1^n r_i + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.11)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителя соответственно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $r_i$  – термическое сопротивление отдельных слоев разделяющей стенки, м<sup>2</sup>·К/Вт.

Для однослойной стенки сумма термических сопротивлений теплопроводности с учетом загрязнений может быть определена как

$$\sum_1^3 r_i = \frac{1}{r_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{r_2}, \quad (2.12)$$

где  $\delta$  – толщина разделяющей стенки, м;  $\lambda$  – теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К);  $\frac{1}{r_1}, \frac{1}{r_2}$  – термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей соответственно.

Значения термических сопротивлений загрязнений могут быть выбраны из справочной литературы [1, 2].

**Коэффициент теплоотдачи.** Под коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$  понимают количество теплоты, переданное от жидкости к стенке (или наоборот от стенки к жидкости) в единицу времени, через единицу площади поверхности

теплообмена при разности температур между теплоносителем и стенкой в один градус.

Значение коэффициента теплоотдачи зависит от многих факторов, прежде всего, от режима движения теплоносителя, его физико-химических свойств, геометрических размеров системы и т.д. В том случае, если теплоноситель в процессе теплообмена не меняет своего агрегатного состояния, методика расчета коэффициента теплоотдачи заключается в следующем.

По значению критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{экв}} \rho}{\mu} = \frac{w \cdot d_{\text{экв}}}{\nu} \quad (2.13)$$

определяют режимы движения теплоносителя.

В формуле (2.13)  $W$  – скорость движения теплоносителя, м/с;  $d_{\text{экв}}$  – эквивалентный диаметр проходного сечения канала, по которому движется теплоноситель, м;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости теплоносителя, Па·с;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, м<sup>2</sup>/с.

Для спирального теплообменника эквивалентный диаметр рассчитывается по формуле:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4bh}{2(b+h)} = \frac{2bh}{b+h}, \quad (2.14)$$

где  $F$  – площадь сечения проходного канала, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  – смоченный периметр канала, м;  $b$  – ширина канала, м;  $h$  – высота канала, м.

Значения физико-химических констант, входящих в уравнение (2.13), принимают по справочным данным, например [2], [3], при средней температуре теплоносителя:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}, \quad (2.15)$$

где  $t_{\text{н}}$ ,  $t_{\text{к}}$  – начальная и конечная температуры теплоносителя, °С.

После определения режима движения теплоносителя выбирается критериальное уравнение, характеризующее зависимость критерия Нуссельта  $Nu$  от

определяющих критериев подобия. Для спиральных теплообменников, согласно данным, приведенным в [1], рекомендуются следующие уравнения:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.16)$$

при  $2000 < Re < 100000$ ,

$$Nu = 1,86 Re^{0,33} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad \text{при } 2000 > Re. \quad (2.17)$$

При расчете коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара можно использовать следующее выражение [2]:

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{g \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot r}{\mu \cdot h \cdot \Delta t}} \quad (2.18)$$

В уравнениях (2.16) – (2.18)  $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}$  – критерий Прандтля;

$g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ ;  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $kg/m^3$ ;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости,  $Pa \cdot c$ ;  $c$  – теплоемкость теплоносителя,  $Dj/(kg \cdot K)$ ;  $\lambda$  – теплопроводность теплоносителя,  $W/(m \cdot K)$ ;  $r$  – скрытая теплота парообразования,  $Dj/kg$ ;  $h$  – высота канала,  $m$ ;  $\Delta t$  – разность между температурой конденсирующегося пара и температурой стенки,  $^{\circ}C$ ;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности теплоносителя,  $m^2/c$ .

В выражения (2.16), (2.17) входят значения критериев  $Pr$  и  $Pr_{ст}$ . При расчете критерия  $Pr$  берутся значения физико-химических констант теплоносителя, при его средней температуре. Расчет критерия  $Pr_{ст}$  осуществляется по значениям физико-химических констант теплоносителя, взятым при температуре стенки. В уравнении (2.18) все физико-химические константы, кроме скрытой теплоты парообразования  $r$ , определяются для конденсата (воды) при температуре насыщения.

При проектных расчетах, как правило, температура стенки как со стороны холодного, так и со стороны горячего теплоносителя является неизвестной. По-

этому ей предварительно задаются, а затем уточняют. Правильность выбранного значения температур поверхностей стенки определяется по уравнению:

$$K \cdot \Delta t_{cp} = \alpha_1 (t_{ж1} - t_{ст1}) = \alpha_2 (t_{ст2} - t_{ж2}), \quad (2.19)$$

где  $\Delta t$  – средняя разность температур между теплоносителями, °С;  $t_{ж1}, t_{ж2}$  – средняя температура первого и второго теплоносителей, °С;  $t_{ст1}, t_{ст2}$  – средняя температура стенки со стороны горячего теплоносителя и со стороны холодного теплоносителя, °С.

Для практических расчетов расхождение между членами уравнения (2.19) не должно превышать 5 %. В том случае, если это расхождение более 5 %, значениями температур поверхностей стенки следует перезадаваться.

Движущая сила процесса теплопередачи. Движущая сила процесса теплопередачи характеризует среднюю разность температур между теплоносителями.

Расчет движущей силы процесса теплопередачи рекомендуется иллюстрировать температурным графиком, отражающим изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис. 2.1).

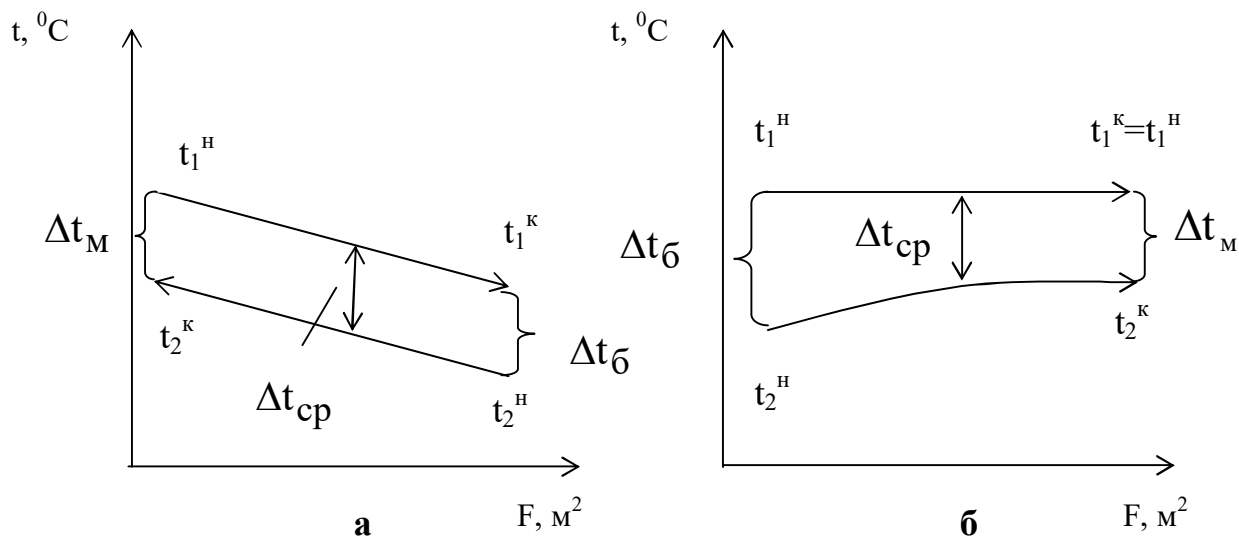


Рис. 2.1. Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена: а – греющий теплоноситель – жидкость; б – греющий теплоноситель – водяной пар

При расчете движущей силы процесса теплопередачи используются следующие формулы:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} \quad (2.20)$$

при  $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 2$ ,

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (2.21)$$

при  $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \geq 2$ .

Здесь  $\Delta t_{\text{б}}$  – наибольшая разность температур между теплоносителями на входе или выходе теплообменника,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{м}}$  – наименьшая разность температур между теплоносителями.

Зная значения тепловой нагрузки  $Q$ , коэффициента теплопередачи  $K$  и движущей силы процесса  $\Delta t_{\text{ср}}$ , по уравнению (2.8) определяют требуемую площадь теплообмена  $F$ , после чего тепловой расчет теплообменника считается законченным.

### 2.1.2. Конструктивный расчет теплообменника

Задачей конструктивного расчета является определение основных размеров аппарата.

При известной поверхности теплообменника  $F$  длина спиралей определяется по выражению:

$$l = \frac{F}{2h}, \quad (2.22)$$

где  $F$  – требуемая поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ;  $h$  – высота канала,  $\text{м}$ .

Количество полувитков для каждой спирали ( $n'$  и  $n''$ ) находят из равенств:

$$l = \pi n' [r_1' + 0,5(n' - 1)t_2]; \quad (2.23)$$

$$l = \pi n'' [r_1' + 0,5(n'' + 1)t_2 - t_1], \quad (2.24)$$

где  $r_1'$  – радиус первого полувитка внутренней спирали, м;  $n'$ ,  $n''$  – число полувитков первой и второй спиралей;  $t_1$  и  $t_2$  – шаги первой и второй спиралей, м.

Шаг каждой из спиралей определяют из выражения:

$$t = b + \delta, \quad (2.25)$$

где  $b$  – ширина канала;  $\delta$  – толщина листа спирали.

Радиус первого полувитка спирали выбирают конструктивно с учетом размера штуцеров для подвода и отвода теплоносителей, которые должны быть установлены на крышке внутри полувитка.

Диаметр штуцеров рассчитывают по уравнению:

$$d = \sqrt{\frac{G}{0,785\rho \cdot w}}, \quad (2.26)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – скорость теплоносителя в штуцере, м/с.

Поскольку наружный полувиток второй спирали не участвует в теплообмене, конструктивное число полувитков этой спирали принимают равным  $n = n'' + 1$ .

Диаметр корпуса аппарата определяют по формуле:

$$D = 2(r_1' + nt_2 - t_1) + 2\delta. \quad (2.27)$$

Ширину керна вычисляют по выражению:

$$b_k = 2r_1' - t_1. \quad (2.28)$$

**Построение спиралей на чертеже.** Построение спиралей теплообменника показано на рис. 2.2. Ось аппарата делит керна на две части:

$$OA' = r_1' - \frac{t_2}{2}, \quad (2.29)$$

$$OA'' = b_k - OA'. \quad (2.30)$$

Центры радиусов полувитков спиралей смещены от центра аппарата в обе стороны по ширине керна на расстояние, равное половине шага спирали,

имеющей большую ширину канала. Ниже приведены формулы для определения радиусов для каждого полувитка первой и второй спирали:

$$1 \text{ спираль} \quad r'_n = r'_1 + (n - 1)t_2; \quad (2.31)$$

$$2 \text{ спираль} \quad r''_n = r''_1 + t_2 n - t_1. \quad (2.32)$$

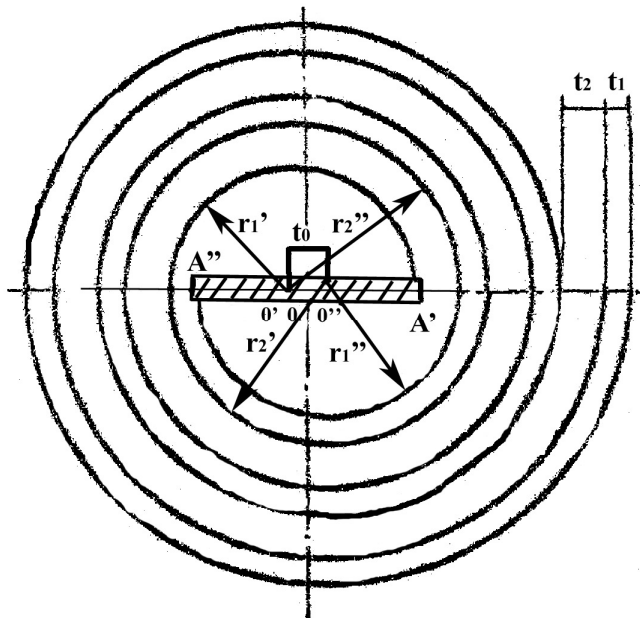


Рис.2.2. Схема построения спиралей теплообменника:

$r'_1, r'_2$  – первый и второй радиусы полувитков I спирали;

$r''_1, r''_2$  – первый и второй радиусы полувитков II спирали;

$t_1, t_2$  – шаг первой и второй спирали

Спиральные теплообменники, в которых процесс теплопередачи протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителей, имеют плоские крышки. Если процесс теплообмена проходит с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей, то одна из крышек выполняется эллиптической. Использование такой крышки позволяет направить пар сразу во все витки спирали, что улучшает теплоотдачу при конденсации пара на вертикальной поверхности.

Для герметизации в спиральных теплообменниках используют прокладки из резины, паронита, асбеста или мягкого металла. Уплотнение каналов в спиральном теплообменнике осуществляют различными способами (рис. 2.3).



Наиболее часто применяют уплотнение, представленное на рис.2.3 а. Каждый канал с одной стороны заваривают, а с другой уплотняют плоской прокладкой. Такой способ предотвращает смешение теплоносителей в случае неплотности в прокладке. Кроме того, этот тип уплотнения позволяет легко очистить каналы при их загрязнении.

По другому способу (рис. 2.3 б) один канал заваривают с обеих сторон (глухой канал), а другой уплотняют плоской прокладкой. Этот способ применяют в тех случаях, когда не удается подобрать прокладку, химически стойкую по отношению к одному из теплоносителей.

На рис. 2.3 в показано уплотнение с открытыми каналами (сквозными каналами). Оба канала уплотняют плоской прокладкой. Этот способ применяют в тех случаях, когда смешение рабочих сред (при нарушении герметичности) является безопасным.

При выполнении конструктивного расчета также требуется выбрать опоры для аппарата. Вертикальные аппараты обычно устанавливаются или на стойках, когда их размещают внизу помещения, или на подвесных лапах, когда аппарат размещают между перекрытиями в помещении или на специальных стальных конструкциях.

Все опоры для стальных сварных аппаратов стандартизированы.

Конструкции стандартных опор для вертикальных аппаратов приведены на рис. 8 приложения, а их основные характеристики – в табл. 12 и 13 приложения. Тип 1 (лапы) служит для аппаратов без теплоизоляции, тип 2 (лапы) – для аппаратов с теплоизоляцией. В зависимости от толщины стенки корпуса аппарата лапы привариваются или непосредственно к корпусу, или к накладному листу (табл. 13 приложения).

Материал деталей опор выбирается из условий эксплуатации. Накладной лист приваривается к корпусу аппарата сплошным швом. Если опоры выполнены из углеродистой стали, а аппарат – из коррозионно-стойкой стали, накладные листы должны выполняться из стали той же марки, что и корпус аппарата.

Число опор определяется расчетом и конструктивными соображениями: лап должно быть не менее двух, стоек – не менее трех.

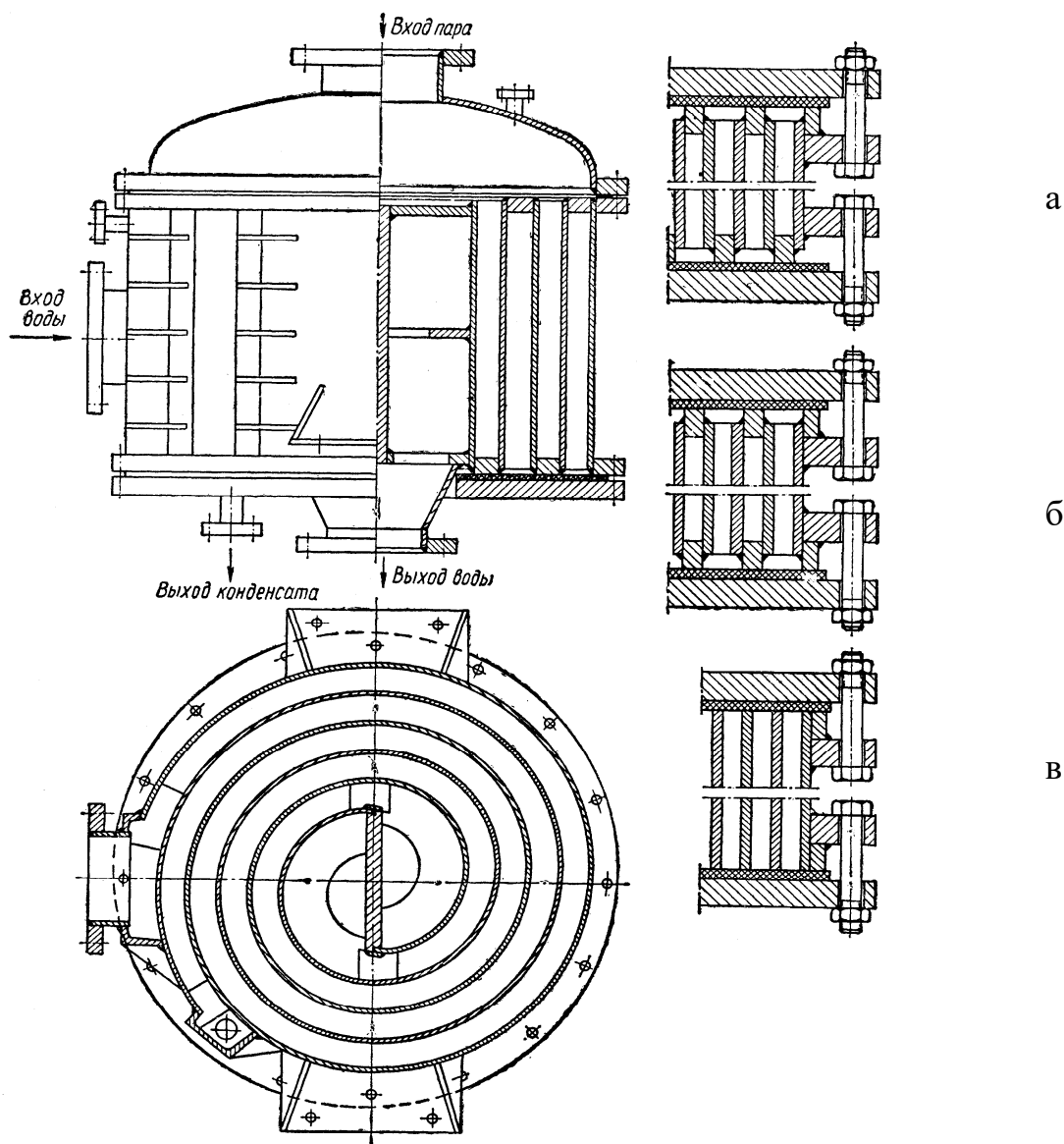


Рис. 2.3. Спиральный теплообменник и способы укрепления каналов (а, б, в) в спиральных теплообменниках: 1 - крышка; 2- прокладка; 3 и 4 - каналы; 5- спиральная металлическая прокладка

Для выбора опор рассчитывается вес аппарата. Различают: монтажный вес, т.е. вес металлоконструкции аппарата, не заполненного средой; рабочий вес – вес аппарата, заполненного рабочей средой в условиях эксплуатации, и

вес при гидравлических испытаниях – вес аппарата, полностью заполненного водой. По максимальному весу аппарата (в рабочих условиях или при гидроиспытаниях) по табл. 12 приложения выбирают опоры в виде лап.

### 2.1.3. Гидравлический расчет теплообменника

Целью гидравлического расчета является определение гидравлического сопротивления теплообменника и выбор вспомогательного оборудования: насоса в случае подачи в аппарат жидкого теплоносителя или газодувной машины для подачи газа.

При движении жидкостей и газов в трубопроводах и аппаратах различают потери энергии на трение по длине канала и на местных сопротивлениях.

Потеря давления на преодоление трения определяется по уравнению:

$$\Delta p = \lambda \frac{\ell}{d_{\text{эКВ}}} \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (2.33)$$

где:  $\Delta p$  – потеря давления на прямых участках, Па;  $\ell$  – длина прямого участка, м;  $d_{\text{эКВ}}$  – эквивалентный диаметр канала, м;  $w$  – средняя скорость потока, м/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  – коэффициент трения.

Значение коэффициента трения зависит от режима движения жидкости. Для потока, движущегося в каналах спирального теплообменника, коэффициент  $\lambda$  определяют по формулам [1]:

$$\lambda = \frac{0,856}{\text{Re}^{0,25}} \quad \text{при } \text{Re} = 2000 - 10000; \quad (2.34)$$

$$\lambda = \frac{357}{\text{Re}} \quad \text{при } \text{Re} < 2000. \quad (2.35)$$

Под местными сопротивлениями понимают сужения и расширения трубопроводов, отводы, угольники, краны, задвижки, вентили и др. Потерю давления на преодоление местных сопротивлений рассчитывают по уравнению:

$$\Delta p = \xi_1 \frac{w_1^2 \rho}{2} + \xi_2 \frac{w_2^2 \rho}{2} + \dots + \xi_n \frac{w_n^2 \rho}{2}, \quad (2.36)$$

где  $w_1 \dots w_n$  – средняя скорость потока в соответствующем сопротивлении, м/с;  
 $\xi_1 \dots \xi_n$  – коэффициент местного сопротивления.

Численные значения коэффициентов местных сопротивлений определяют по справочным таблицам [2].

Полные потери давления в спиральном теплообменнике определяют по формуле:

$$\Delta P_{\Pi} = \lambda \frac{1}{d_{\text{ЭКВ}}} \frac{W^2 \rho}{2} + \sum_1^n \xi_i \frac{W_i^2 \rho}{2}, \quad (2.37)$$

где первый член уравнения характеризует потерю давления в канале, а второй – в штуцерах теплообменника.

Мощность, затрачиваемая на перемещение теплоносителя в теплообменнике:

$$N = \frac{G \cdot \Delta P_{\Pi}}{\rho}, \quad (2.38)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $\Delta P_{\Pi}$  – полная потеря давления в спиральном теплообменнике, Па;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

По расходу теплоносителя и потере давления в теплообменнике выбирают насос, который обеспечит перемещение теплоносителя по каналам и штуцерам теплообменника (табл. 14 – 16 приложения).

## 2.2. Паропроводы, отвод конденсата и его использование

Водяной пар на химических заводах используют для нагревания в различных аппаратах, для осуществления процессов сушки, ректификации и т.д. Кроме того, его применяют для паровых насосов и компрессоров, работающих во взрывоопасных цехах.

Для нагревания обычно используют насыщенный пар с давлением не более 1 МПа. На заводе даже в пределах одного цеха часто необходим пар с различным давлением. Котельная вырабатывает пар наибольшего потребного давления, при получении пара более низкого давления его дросселируют через ре-

дукционные клапаны. Для прокладки паропроводов обычно используют бесшовные трубы. При давлении пара менее 0,6 МПа и диаметрах паропровода до 75 мм допускается применение водопроводных и газопроводных труб. В качестве запорных приспособлений применяют вентили и задвижки.

Конденсат, отводимый из змеевиков, паровых рубашек аппаратов, теплообменников и т.д. содержит в себе большое количество теплоты. Конденсат из отопительных приборов и калориферов используют для бытовых целей и для питания паровых котлов. Конденсат, поступающий из теплообменников, паровых рубашек и змеевиков химических аппаратов, для бытовых целей и для питания котлов не используют, т.к. в случае повреждения поверхностей нагрева в него могут попасть ядовитые или агрессивные вещества из аппарата. Этот конденсат обычно используют для отопления и других вспомогательных целей.

На линиях конденсата устанавливают конденсатоотводчики, назначение которых – пропускать образующийся конденсат и не пропускать пар. Конденсатоотводчики работают при различном режиме давлений и температур. По принципу действия их можно разделить на две группы:

1) с гидравлическим затвором. Это простейшее устройство для отвода конденсата. Высота затвора должна быть больше давления пара, выраженного в мм вод.ст. Гидравлический затвор применяют только для малых давлений, т.к. при давлении 0,1 МПа высота гидравлического затвора составляет 10 метров;

2) с механическим затвором. Часто используют конденсатоотводчики поплавкового типа, в которых открытие и закрытие выпускного отверстия управляется поплавком, движущимся либо вверх, либо вниз в зависимости от уровня конденсата в корпусе водоотводчика. На рис. 2.4 представлен конденсатоотводчик с закрытым поплавком. Это водоотводчик непрерывного действия.

При скоплении конденсата в корпусе, шарообразный поплавок поднимается, открывая отверстие для выхода конденсата. При опорожнении корпуса поплавок опускается, и находящийся внизу его клапан закрывает выпускное отверстие.

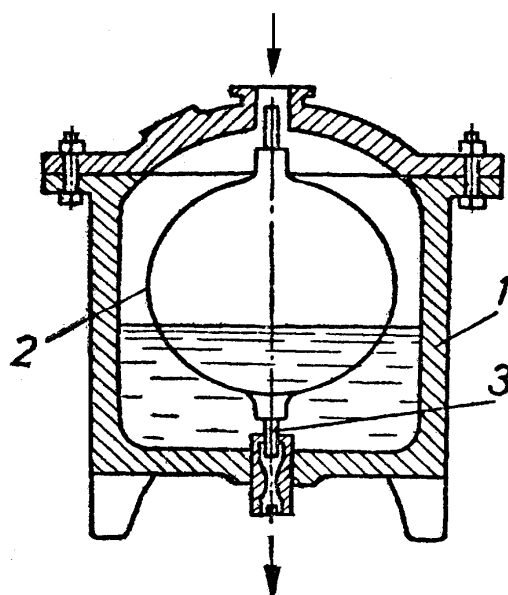


Рис. 2.4. Конденсатоотводчик с закрытым шаровым поплавком для повышенного давления: 1 – корпус; 2 – поплавок; 3 – клапан

При непрерывном поступлении конденсата поплавок приподнят и входное отверстие открыто, причем в зависимости от положения поплавка площадь проходного отверстия изменяется. Этот конденсатоотводчик надежно работает до тех пор, пока направляющие поплавок и клапана обеспечивают центрированное движение поплавка и плотное закрывание выходного отверстия. Клапан надо периодически притирать, а направляющие втулки заменять, т.к. при работе имеет место их естественный износ.

В случае повышенного давления пара, чтобы не увеличивать чрезмерно габариты поплавка и корпуса, используют рычажную передачу для воздействия поплавка на клапан. Конденсатоотводчик с рычажной передачей и двухседельным клапаном представлен на рис. 2.5. Конденсатоотводчик состоит из корпуса 1, поплавка 2, рычагов 3, двухседельного клапана 4. Поплавок, всплывая при помощи рычагов, поворачивает шпindel, на конце которого имеется винт с многоходовой крутой резьбой. При повороте винта в ту или другую сторону происходит открытие или закрытие уравновешенного клапана.

Открытие тем больше, чем больше угол поворота, который зависит от уровня конденсата в корпусе конденсатоотводчика. Основным недостатком конденсатоотводчиков этого типа является то, что они работают с частично от-

крытым выпускным отверстием, причем клапан непрерывно омывается конденсатом, протекающим с большой скоростью, что действует разрушающе на седло и клапан, особенно, при наличии взвешенных частиц в конденсате.

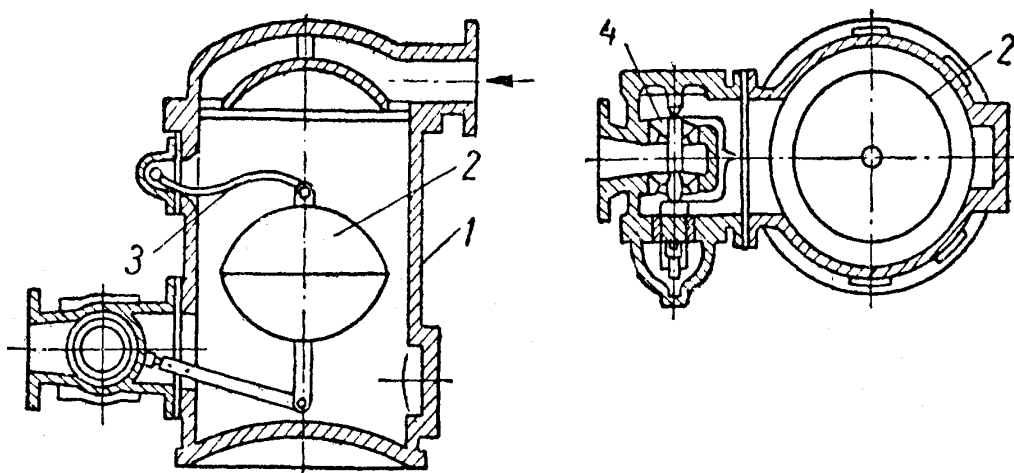


Рис. 2.5. Конденсатоотводчик с рычажной передачей и двухседельным клапаном: 1 – корпус; 2 – поплавок; 3 – рычаг; 4 – двухседельный клапан

На практике часто используют конденсатоотводчики с открытым поплавком (Рис. 2.6). Клапан, запирающий выходное отверстие, соединяется с поплавком в виде стакана. Когда конденсат попадает в горшок, поплавок всплывает и запирает выходное отверстие. При наполнении горшка конденсат переливается в стакан и топит его. Выходное отверстие открывается и часть конденсата за счет давления пара выбрасывается из горшка. По мере опорожнения стакана он снова всплывает, и клапан закрывает отверстие.

Одним из простейших конденсатоотводчиков является подпорная шайба, представляющая собой стальной или бронзовый диск толщиной 3 – 5 мм с отверстием в центре. Диаметр отверстия подбирают в зависимости от расхода конденсата и перепада давления. При правильном выборе диаметра отверстия через него прорывается не более 1 – 3% пара. Конденсатоотводчики необходимо располагать ниже аппаратов, от которых они принимают конденсат. В противном случае часть поверхности теплообмена может быть залита конденсатом, что резко ухудшает теплоотдачу в аппарате.

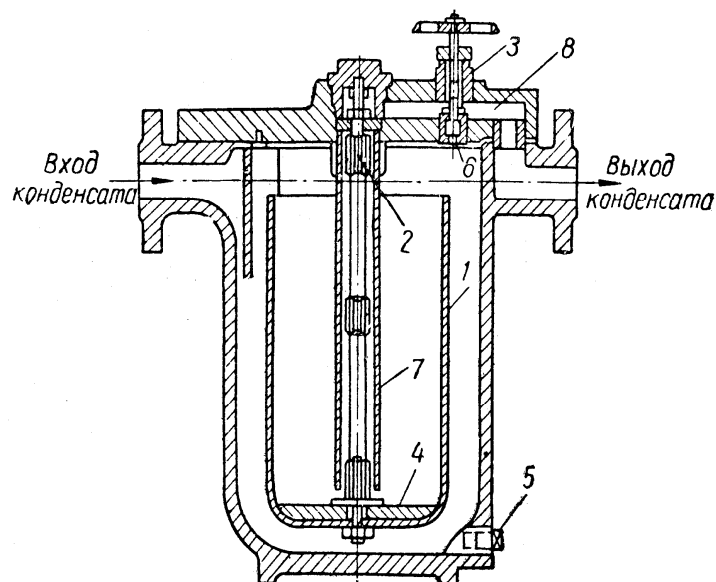


Рис. 2.6. Конденсатоотводчик с открытым поплавком:

1 – стакан; 2 – клапан; 3 – обходной канал; 4 – сменный груз; 5 – отверстие для продувки; 6 – клапанное гнездо; 7 – труба; 8 – выходной канал

Линии конденсата после отводчика могут быть проложены с повышением, и конденсат по ним будет двигаться за счет остаточного давления пара. В этом случае можно избежать установки специального устройства для перекачки конденсата и подавать его прямо к месту потребления. Такая схема требует тщательного надзора за состоянием отводчиков и надежных обратных клапанов. При самотечном сборе конденсата в самой нижней части цеха устанавливают сборник, в который сходятся все линии от теплоиспользующих аппаратов. Из сборника конденсат подается к месту потребления с помощью сжатого воздуха. На случай переполнения сборник снабжен переливом. При падении давления конденсата после конденсатоотводчика часть его испаряется и образует значительное количество пара вторичного вскипания, который используют для отопления и для выпарных установок.

Самотечные конденсационные линии следует прокладывать с уклоном 0,005 – 0,01 и без "мешков". Для уменьшения теплопотерь и во избежание получения ожогов конденсатопроводы необходимо теплоизолировать. Правильно организованное конденсатоотводное хозяйство позволяет сберечь большое количество теплоты и повышает общую культуру производства.



### 2.3. Пример расчета спирального теплообменника для нагрева жидкости насыщенным водяным паром

**Исходные данные.** Рассчитать спиральный теплообменник для нагрева 25000 кг/ч водного раствора  $K_2CO_3$  с концентрацией 20 % от 25 °С до 80 °С. Греющий агент – насыщенный водяной пар с давлением 2 ата.

#### Технологический расчет

Принимаем для пара индекс – п; для конденсата – 1; для раствора – 2.

По таблицам [2, с.549–550] находим параметры насыщенного водяного пара, соответствующие заданному давлению  $P_p = 2$  ата: температура греющего пара  $t_p = 119,7$  °С, плотность  $\rho_p = 1,109$  кг/м<sup>3</sup>, теплосодержание  $i_p = 2710$  кДж/кг, теплота парообразования  $r_p = 2208$  кДж/кг.

Рассчитываем среднюю разность температур между теплоносителями в соответствии с температурной схемой рис. 2.7.

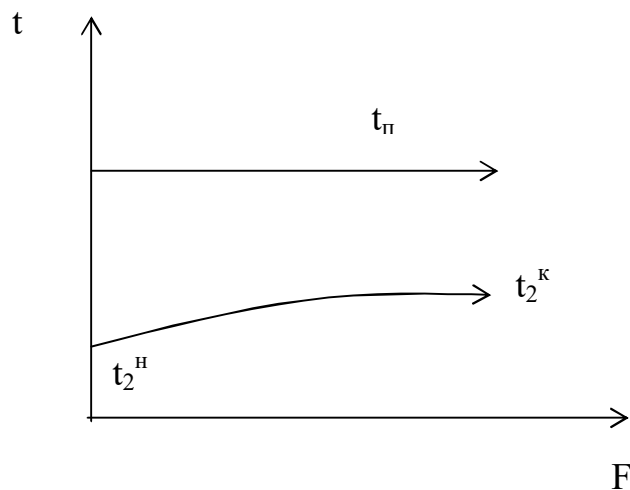


Рис. 2.7. Температурная схема теплоносителей

Разности температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_p - t_{2\text{H}} = 119,7 - 25 = 94,7 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_n - t_{2к} = 119,7 - 80 = 39,7 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{94,7 - 39,7}{\ln \frac{94,7}{39,7}} = 63,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура раствора:

$$t_{2cp} = t_n - \Delta t_{cp} = 119,7 - 63,3 = 56,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По справочным данным [3, с. 94–107] находим теплофизические свойства раствора при его средней температуре:

теплопроводность  $\lambda_2 = 0,629 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ; плотность  $\rho_2 = 1172 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; кинематический коэффициент вязкости  $\nu_2 = 1,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ; критерий Прандтля  $Pr = 7,6$ ; теплоёмкость  $c_2 = 3503 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Расход раствора

$$G_2 = 25000/3600 = 6,94 \text{ кг}/\text{с}.$$

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 6,94/1172 = 0,00592 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход теплоты на нагрев раствора

$$Q = G_2 \cdot c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = 6,94 \cdot 3503 \cdot (80 - 25) = 1,337 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Из теплового баланса определяем расход греющего пара с учетом 1 % потерь теплоты.

$$G_1 = \left(1 + \frac{1}{100}\right) \frac{Q}{r_n} = 1,01 \cdot 1,337 \cdot 10^6 / 2208 \cdot 10^3 = 0,61 \text{ кг}/\text{с}.$$

Задаемся скоростью движения раствора в канале теплообменника в пределах рекомендуемых значений:  $w_2 = 1 \text{ м}/\text{с}$ .

Определяем площадь поперечного сечения канала, обеспечивающего движение раствора с заданной скоростью:

$$w_2 = V_2 / S_2;$$

$$S_2 = V_2 / w_2 = 0,00592 / 1 = 0,00592 \text{ м}^2.$$

При ширине канала  $b_2 = 12 \text{ мм}$  высота ленты должна быть:

$$h = S_2 / b_2 = 0,00592 / 0,012 = 0,493 \text{ м}.$$

Принимаем ближайшее, стандартное значение  $h = 0,5$  м. Действительная скорость раствора в канале

$$w_2 = V_2 / (h \cdot b_2) = 0,00592 / (0,5 \cdot 0,012) = 0,99 \text{ м/с.}$$

Определяем значение критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_2 \cdot d_{\text{экв}2} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{w_2 \cdot d_{\text{экв}2}}{\nu_2}.$$

Эквивалентный диаметр канала:

$$d_{\text{экв}2} = \frac{4S_2}{\Pi_2} = \frac{4hb_2}{2(h + b_2)} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 0,012}{2(0,5 + 0,012)} = 0,0234 \text{ м.}$$

$$Re = \frac{0,99 \cdot 0,0234}{1,28 \cdot 10^{-6}} = 18098,4.$$

$Re > 2000$  – режим турбулентный. Для расчета теплоотдачи справедлива формула:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{\text{ст}})^{0,25}.$$

В первом приближении принимаем  $(Pr / Pr_{\text{ст}})^{0,25} = 1$ , тогда

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 18098,4^{0,8} \cdot 7,6^{0,43} = 128.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к раствору

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв}}} = \frac{128 \cdot 0,629}{0,0234} = 3440,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{g \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3 \cdot r_n}{\mu_1 \cdot h \cdot \Delta t_1}}.$$

Теплофизические свойства конденсата должны подставляться в формулу при средней температуре пленки конденсата. Поскольку она неизвестна, определяем их при температуре конденсации  $t_n = 119,7$  °С по таблицам [2, с. 537]:

плотность  $\rho_1 = 943$  кг/м<sup>3</sup>; теплопроводность  $\lambda_1 = 0,686$  Вт/(м·К); динамический коэффициент вязкости  $\mu_1 = 0,231 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

Разность температур конденсации пара и стенки (со стороны пара) принимаем в первом приближении  $\Delta t_1 = 0,1 \Delta t_{\text{ср}} = 0,1 \cdot 63,3 = 6,33$  °С.

$$\alpha_1 = 1,154 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 943^2 \cdot 0,686^3 \cdot 2208 \cdot 10^3}{0,231 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 6,33}} = 11044 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Принимаем толщину ленты  $\delta_{\text{ст}} = 4$  мм, теплопроводность углеродистой стали [2, с.529]  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$  Вт/(м·К). Термические сопротивления загрязнений находим по [2, с.531]: со стороны пара  $r_{31} = 0,00017$ ; раствора  $r_{32} = 0,00017$  м<sup>2</sup>К/Вт.

Термическое сопротивление стенки и загрязнений:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = r_{31} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{32} = 0,00017 + \frac{0,004}{46,5} + 0,00017 = 0,00043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{11044} + 0,00043 + \frac{1}{3440,7}} = 1233 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитаем температуру стенки со стороны:

жидкости

$$t_{\text{ст}2} = t_{2\text{cp}} + \frac{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\alpha_2} = 56,4 + \frac{1233 \cdot 63,3}{3440,7} = 79,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

пара

$$t_{\text{ст}1} = t_n + \frac{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\alpha_1} = 119,7 - \frac{1233 \cdot 63,3}{11044} = 112,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Находим критерий Прандтля для раствора при температуре стенки (79,1 °C):  $Pr_{\text{ст}2} = 7,2$ .

Уточняем значение коэффициента теплоотдачи для раствора:

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{ст}2}} \right)^{0,25} = 3440,7 \cdot (7,6/7,2)^{0,25} = 3487,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Рассчитываем среднюю температуру пленки конденсата:

$$t_{\text{пл}} = (t_n + t_{\text{ст}1})/2 = (119,7 + 112,6)/2 = 116,15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем свойства конденсата (воды) при этой температуре:

$$\rho_1 = 946,2 \text{ кг/м}^3; \lambda_1 = 0,686 \text{ Вт/мК}; \mu_1 = 0,241 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Уточняем коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара:

$$\Delta t_1^* = t_n - t_{\text{ст}1} = 119,7 - 112,6 = 7,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\alpha_1^* = 1,154 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 946,2^2 \cdot 0,686^3 \cdot 2208 \cdot 10^3}{0,241 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 7,1}} = 10636 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K^* = \frac{1}{1/10636 + 0,00043 + 1/3487,5} = 1233,4 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Проверяем значение температур стенки со стороны пара и раствора:

$$t_{\text{ст}2}^* = t_{2\text{cp}} + \frac{K^* \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\alpha_2^*} = 56,4 + \frac{1233,4 \cdot 63,3}{3487,5} = 78,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст}1}^* = t_n - \frac{K^* \cdot \Delta t_{\text{cp}}}{\alpha_1^*} = 119,7 - \frac{1233,4 \cdot 63,3}{10636} = 112,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Относительная ошибка в определении температур стенки:

$$\varepsilon_1 = \left| \frac{t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}1}^*}{t_{\text{ст}1}} \right| 100 = \left| \frac{112,6 - 112,4}{112,6} \right| 100 = 0,2 \text{ } \%$$

$$\varepsilon_2 = \left| \frac{t_{\text{ст}2} - t_{\text{ст}2}^*}{t_{\text{ст}2}} \right| 100 = \left| \frac{79,1 - 78,8}{79,1} \right| 100 = 0,4 \text{ } \%$$

Расхождение полученных и рассчитанных ранее значений температур стенки не превышает 5 %. Расчет коэффициента теплопередачи заканчиваем:

$$K = 1233,4 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Требуемая площадь поверхности теплопередачи:

$$F = Q / K \cdot \Delta t_{\text{cp}} = 1,337 \cdot 10^6 / (1233,4 \cdot 63,3) = 17,12 \text{ м}^2.$$

## Конструктивный расчет

Длина листов спиралей:

$$l = F/2h = 17,12/(2 \cdot 0,5) = 17,12 \text{ м.}$$

Определим диаметры штуцеров для подвода теплоносителей.

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{G/0,785 \cdot \rho \cdot w_{\text{шт}}}.$$

В штуцерах для ввода и вывода раствора принимаем скорость движения жидкости 1 м/с.

$$d_{\text{шт}_2} = \sqrt{6,94/(0,785 \cdot 1172 \cdot 1)} = 0,087 \text{ м.}$$

Принимаем стандартное значение  $d_{\text{шт}_2} = 100$  мм [4]. Скорость пара в штуцере принимаем 20 м/с.

$$d_{\text{шт}_\Pi} = \sqrt{0,61/(0,785 \cdot 1,109 \cdot 20)} = 0,187 \text{ м.}$$

Принимаем стандартное значение  $d_{\text{шт}_2} = 200$  мм. Скорость конденсата в штуцере принимаем 1 м/с.

$$d_{\text{шт}_\kappa} = \sqrt{0,61/(0,785 \cdot 943 \cdot 1)} = 0,029 \text{ м.}$$

Принимаем стандартное значение  $d_{\text{шт}_2} = 32$  мм.

Рассчитываем число витков спиралей.

Шаг спирали  $t = b + \delta$ .

Пусть пар подводится через эллиптическую крышку и движется поперек спиралей. Тогда шаги спиралей можно взять одинаковыми:

$$t_1 = t_2 = b_2 + \delta = 0,012 + 0,004 = 0,016 \text{ (м).}$$

Принимаем радиус полувитка внутренней спирали с учетом располагаемых на крышках штуцеров  $r_1 = 0,3$  м.

Число полувитков для первой спирали:

$$n' = \left(0,5 - \frac{r_1}{t_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{r_1}{t_2} - 0,5\right)^2 + \frac{2l}{\pi t_2}} = \left(0,5 - \frac{0,3}{0,016}\right) + \sqrt{\left(\frac{0,3}{0,016} - 0,5\right)^2 + \frac{2 \cdot 17,12}{3,14 \cdot 0,016}} = 13,6.$$

Число полувитков для второй спирали:

$$n'' = \frac{t_1 - 0,5t_2 - r_1}{t_2} + \sqrt{\left(\frac{r_1 + 0,5t_2 - t_1}{t_2}\right)^2 + \frac{2l}{\pi t_2}} = \frac{0,016 - 0,5 \cdot 0,016 - 0,3}{0,016} +$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{0,3 + 0,5 \cdot 0,016 - 0,016}{0,016}\right)^2 + \frac{2 \cdot 17,12}{3,14 \cdot 0,016}} = 13,6.$$

Наружный полувиток второй спирали не участвует в теплообмене, а служит корпусом аппарата. Поэтому диаметр аппарата определяем с учетом увеличения числа полувитков второй спирали на 1.

$$D = 2(r_1 + (n'' + 1)t_2 - t_1) + 2\delta = 2(0,3 + (13,6 + 1)0,016 - 0,016) + 2 \cdot 0,004 = 1,0432 \text{ м.}$$

Ширина керна:

$$b_k = 2r_1 - t_1 = 2 \cdot 0,3 - 0,016 = 0,584 \text{ м.}$$

Построение спиралей на чертеже.

$$OA' = r_1 - \frac{t_2}{2} = 0,3 - \frac{0,016}{2} = 0,292 \text{ м.}$$

$$OA'' = b_k - OA' = 0,584 - 0,292 = 0,292 \text{ м.}$$

Радиусы для каждого полувитка определяем по формулам:

$$1 \text{ спираль} - r_n' = r_1 + (n - 1)t_p;$$

$$2 \text{ спираль} - r_n'' = r_1 + t_p \cdot n - t_1.$$

Например

$$r_2' = 0,3 + (2 - 1) \cdot 0,016 = 0,316 \text{ м;}$$

$$r_2'' = 0,3 + 0,016 \cdot 2 - 0,016 = 0,316 \text{ м.}$$

Произведем выбор опор для аппарата. Для этого рассчитаем массу теплообменника.

Масса аппарата в рабочих условиях:

$$m_p = m_1 + m_{cp} + m_2,$$

где  $m_1$  – масса спиралей, кг;

$m_{cp}$  – масса рабочей среды в аппарате, кг;

$m_2$  – масса неучтенных элементов конструкции (фланцев, штуцеров и т.д.);

$(m_1+m_2)$  представляет собой монтажный вес аппарата;

$$m_1=2hL \delta \rho_{\text{стали}}=2 \cdot 0,5 \cdot 17,12 \cdot 0,004 \cdot 7900=541 \text{ кг};$$

$$m_{cp}=2hLb_2 \rho_{\text{раствора}}=2 \cdot 0,5 \cdot 17,12 \cdot 0,012 \cdot 1172=241 \text{ кг};$$

$m_2$  принимаем 5 % от основного веса аппарата. Тогда

$$m_p=1,05(m_1+m_{cp})=1,05 \cdot (541+241)=821 \text{ кг}=0,821 \text{ т.}$$

Масса аппарата при гидравлических испытаниях:

$$m_{ги}=1,05(m_1+m_b).$$

Масса воды в аппарате:

$$m_b=(0,785D^2b - 2bL \delta) \rho_{\text{воды}}=(0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 0,5 \cdot 17,12 \cdot 0,004)1000=634 \text{ кг};$$

$$m_{ги}=1,05(541+634)=1174 \text{ кг}=1,174 \text{ т.}$$

Максимальным весом в данном случае будет являться вес при гидроиспытаниях:

$$m_{\text{max}}=m_{ги}=1,174 \text{ т.}$$

Принимаем для аппарата две опоры в виде лап. Нагрузка на одну опору

$$G=m/z=1,174/2=0,587 \text{ т};$$

$z=2$ – число опор.

По рассчитанной нагрузке по табл. 12 и 13 приложения выбираем размеры опор.

При выполнении конструктивного расчета теплообменника также необходимо выбрать:

фланцы для разъемного соединения крышки и днища к корпусу аппарата, а также фланцы для штуцеров;

эллиптическое отбортованное днище;

толщину стенок [4]. Подбор производить по давлению в аппарате и наружному диаметру.



## Гидравлический расчет

Задачей гидравлического расчета является определение гидравлического сопротивления аппарата и выбора насоса для подачи жидкого теплоносителя.

Определяем сопротивление по раствору.

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L}{d_{\text{экв}2}} \frac{W_2^2 \rho_2}{2} + \sum \xi W_{\text{шт}2}^2 \cdot \rho_2 / 2.$$

Коэффициент сопротивления при турбулентном режиме движения ( $Re > 2000$ ):

$$\lambda_2 = \frac{0,856}{Re_2^{0,25}} = \frac{0,856}{18098,4^{0,25}} = 0,074.$$

Скорость раствора в штуцере:

$$W_{\text{шт}2} = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_{\text{шт}2}^2} = \frac{0,00592}{0,785 \cdot 0,1^2} = 0,754 \text{ м/с.}$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений [2]:

$$\sum \xi = 2(\xi_{\text{вход}} + \xi_{\text{выход}}) = 2 \cdot 1,5 = 3.$$

Потери давления в теплообменнике:

$$\Delta P_2 = 0,074 \frac{17,12}{0,0234} \frac{0,99^2 \cdot 1172}{2} + 3 \frac{0,754^2 \cdot 1172}{2} = 32094 \text{ Па.}$$

Потери напора в теплообменнике:

$$h_{\text{пт}} = \frac{\Delta P_2}{\rho g} = \frac{32094}{1172 \cdot 9,81} = 2,8 \text{ м.}$$

Потери напора в подводящем трубопроводе принимаем  $h_{\text{пт тр}} = 2 \text{ м.}$

Требуемый напор:

$$H = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} + (h_{\text{пт}} + h_{\text{пт тр}}).$$

Геометрическую высоту подъема жидкости примем

$$H_r = b + 1,5 = 0,8 + 1,5 = 2,3 \text{ м.}$$

Примем, что раствор перекачивается в теплообменник из открытой емкости, т.е.  $P_1 = 1$  атм, тогда пьезометрический напор

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = 0.$$

Примем диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковыми, тогда  $W_2 = W_1$  и разность скоростных напоров

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} = 0.$$

$$H = 2,3 + 2,8 + 2 = 7,1 \text{ м.}$$

$$\text{Подача } Q = V_2 = 0,592 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя,

$$N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_2}{\rho_2} = \frac{8,33 \cdot 44189}{1093} = 337 \text{ Вт.}$$

По табл. 14 приложения по подаче  $Q$  и напору  $H$  выбираем центробежный насос марки X 45/21, который имеет следующие характеристики:

$$Q = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}; \quad H = 13,5 \text{ м.}$$

## **2.4. Пример расчета спирального теплообменника для охлаждения жидкости**

**Исходные данные.** Рассчитать спиральный теплообменник для охлаждения уксусной кислоты (100 %) в количестве 20 т/ч от  $80^\circ\text{C}$  до  $30^\circ\text{C}$  артезианской водой с температурой  $10^\circ\text{C}$ , которая нагревается до  $20^\circ\text{C}$ .

### **Технологический расчет**

Принимаем индексы: для уксусной кислоты – 1, для воды – 2.

Рассчитаем среднюю разность температур между теплоносителями. Примем взаимное направление теплоносителей – противоток (рис. 2.8).

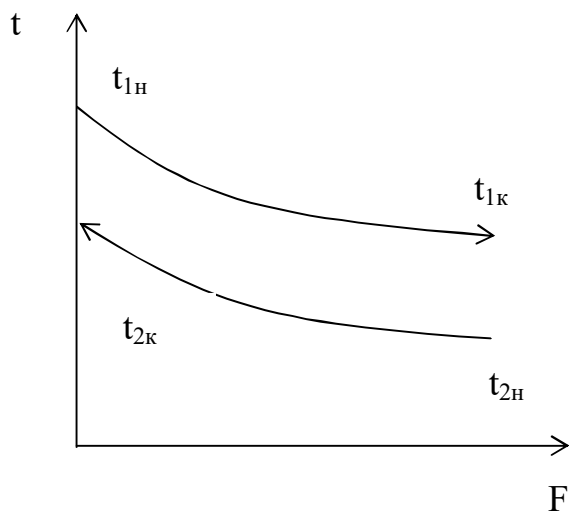


Рис. 2.8. Температурная схема теплоносителей

$$\Delta t_6 = t_{1H} - t_{2K} = 80 - 20 = 60 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_{1K} - t_{2H} = 30 - 10 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} = \frac{60}{20} = 3 > 2, \text{ поэтому среднюю движущую силу процесса опреде-}$$

лим как среднюю логарифмическую величину.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{60 - 20}{\ln \frac{60}{20}} = 36,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средние температуры теплоносителей:

$$\text{воды } t_{cp2} = \frac{10 + 20}{2} = 15 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\text{кислоты } t_{cp1} = t_{cp2} + \Delta t_{cp} = 15 + 36,4 = 51,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По справочной литературе находим физико-химические свойства теплоносителей при их средних температурах.

Свойства кислоты при  $51,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$\text{плотность } \rho_1 = 1011,5 \text{ кг/м}^3 \quad [2, \text{ с. } 512].$$

$$\text{теплопроводность: } \lambda_1 = 0,169 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \quad [2, \text{ с. } 561].$$

$$\text{динамическая вязкость: } \mu_1 = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \quad [2, \text{ с. } 529].$$

теплоемкость:  $c_1=2178,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  [2, с. 562].

критерий Прандтля:  $Pr_1= 12$  [2, с. 564].

Свойства воды при  $15^\circ\text{C}$ :

плотность  $\rho_2=999 \text{ кг/м}^3$  [2 с. 537].

теплопроводность  $\lambda_2=58,7 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  [2, с. 537].

динамическая вязкость  $\mu_2 = 1,155 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  [2, с. 537].

теплоемкость  $c_2=4190 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  [2, с. 537].

критерий Прандтля  $Pr_2= 8,27$  [2, с. 537].

Расход кислоты:

массовый  $G_1 = 20 \cdot 10^3 / 3600 = 5,55 \text{ кг/с}$ ;

объемный  $V_1 = G_1 / \rho_1 = 5,55 / 1011,5 = 0,00549 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Расход теплоты на нагрев кислоты

$$Q = G_1 \cdot c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 5,55 \cdot 2178,8 (80 - 30) = 604617 \text{ Вт.}$$

Из теплового баланса определяем расход охлаждающей воды с учетом 1 % потерь теплоты:

$$G_2 = \frac{1,01Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{1,01 \cdot 604617}{4190(20 - 10)} = 14,57 \text{ кг/с}.$$

Задаемся скоростью движения кислоты в канале теплообменника в пределах рекомендуемых значений:  $W_1 = 1 \text{ м/с}$ .

Определяем площадь поперечного сечения канала, обеспечивающего движение кислоты с заданной скоростью:

$$S_1 = \frac{V_1}{W_1} = \frac{0,00549}{1} = 0,00549 \text{ м}^2.$$

При ширине канала  $b_1 = 12 \text{ мм}$  высота ленты составит:

$$h = \frac{S_1}{b_1} = \frac{0,00549}{0,012} = 0,457 \text{ м.}$$

Принимаем стандартное значение  $h = 0,5 \text{ м}$ .

Действительная скорость кислоты в канале:

$$W_1 = \frac{V_1}{h \cdot b_1} = \frac{0,00549}{0,5 \cdot 0,012} = 0,915 \text{ м/с.}$$

Значение критерия Рейнольдса для кислоты:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_{\text{экв1}} \cdot \rho_1}{\mu_1}.$$

Эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{экв1}} = \frac{4S_1}{\Pi_1} = \frac{4hb_1}{2(h + b_2)} = 2 \frac{0,5 \cdot 0,012}{0,5 + 0,012} = 0,0234 \text{ м.}$$

$$Re_1 = \frac{0,915 \cdot 0,0234 \cdot 1011,5}{0,8 \cdot 10^{-3}} = 27071.$$

$Re_1 > 2000$  – режим турбулентный. В этом случае справедливо критериальное уравнение:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}.$$

В первом приближении принимаем комплекс  $\left( \frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = 1$ .

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 27071^{0,8} \cdot 12^{0,43} \cdot 1 = 214,8.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кислоте

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{экв1}}} = \frac{214,8 \cdot 0,169}{0,0234} = 1551,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Скорость воды в канале

$$W_2 = V_2 / (h \cdot b_2).$$

Объемный расход воды

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 14,57 / 999 = 0,0146 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$W_2 = 0,0146 / (0,5 \cdot 0,012) = 2,43 \text{ м/с.}$$

Эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{экв2}} = d_{\text{экв1}} = 0,0234 \text{ м};$$

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_{\text{экв2}} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{2,43 \cdot 0,0234 \cdot 999}{1,155 \cdot 10^{-3}} = 49182.$$

$Re_1 > 2000$  – режим турбулентный. В этом случае справедливо критериальное уравнение:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ct})^{0,25}.$$

Принимаем в первом приближении комплекс  $(Pr/Pr_{ct})^{0,25} = 1$ .

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 49182^{0,8} \cdot 8,27^{0,43} \cdot 1 = 295,3.$$

Коэффициент теплоотдачи от охлаждающей воды к стенке

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв}2}} = \frac{295,3 \cdot 58,7 \cdot 10^{-2}}{0,0234} = 7406,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Принимаем толщину ленты  $\delta_{ct} = 4$  мм. В качестве материала теплообменника, стойкого к кислоте, принимаем сталь марки X18H12M2T. Ее теплопроводность  $\lambda_{ct} = 17,5$  Вт/(м·К).

Термические сопротивления загрязнений со стороны:

кислоты  $r_{31} = 0,000172$  м<sup>2</sup>·К/Вт;

воды  $r_{32} = 0,0005$  м<sup>2</sup>·К/Вт [2, с. 531].

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = r_{31} + \frac{\delta}{\lambda} + r_{32} = 0,000172 + \frac{0,004}{17,5} + 0,0005 = 0,0009 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

$$K = \frac{1}{1/1551,3 + 0,0009 + 1/7406,5} = 595,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Рассчитываем значения температур стенок со стороны кислоты и воды:

$$t_{ct1}^* = t_{cp1} - \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_1} = 51,4 - \frac{595,3 \cdot 36,4}{1551,3} = 37,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ct2}^* = t_{cp2} + \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2} = 15 + \frac{595,3 \cdot 36,4}{7406,5} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При этом  $Pr_{ct1} = 12,8$  [2, с. 564],

$Pr_{ct2} = 7,52$  [2, с. 537],

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 27071^{0,8} \cdot 12^{0,43} (12/12,8)^{0,25} = 211,4.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кислоте

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{эКВ1}}} = \frac{211,4 \cdot 0,169}{0,0234} = 1526,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 49182^{0,8} \cdot 8,27^{0,43} (8,27/7,52)^{0,25} = 302,3.$$

Коэффициент теплоотдачи от охлаждающей воды к стенке

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{\text{эКВ2}} = 302,3 \cdot 58,7 \cdot 10^{-2} / 0,0234 = 7583,3 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/1526,8 + 0,0009 + 1/7583,3} = 593 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Проверяем принятые значения температур стенок со стороны кислоты и воды:

$$t_{\text{ст1}}^* = t_{\text{ср1}} - K \cdot \Delta t_{\text{ср}} / \alpha_1 = 51,4 - 593 \cdot 36,4 / 1526,8 = 37,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}}^* = t_{\text{ср2}} + K \cdot \Delta t_{\text{ср}} / \alpha_2 = 15 + 593 \cdot 36,4 / 7583,3 = 17,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Относительная ошибка:

$$\varepsilon_1 = \frac{37,4 - 37,3}{37,4} 100 = 0,26 \%; \quad \varepsilon_2 = \frac{18 - 17,8}{18} 100 = 1,1 \%.$$

Расхождение принятых и полученных значений температур не превышает 5 %. Расчет коэффициента теплопередачи заканчиваем.  $K = 593 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Поверхность теплопередачи

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{ср}}) = 604617 / (593 \cdot 36,4) = 28 \text{ м}^2.$$

**Конструктивный расчет** выполняется аналогично расчету примера 1. Поскольку в данном случае теплообмен происходит без изменения агрегатного состояния теплоносителей, то крышки принимаем плоскими.

В гидравлическом расчете определяется гидравлическое сопротивление по обоим жидким теплоносителям (см. пример 1) и производятся выборы насосов для подачи теплоносителей в аппарат.

### 3. Расчет теплообменника воздушного охлаждения

#### 3.1. Расчет теплообменника типа АВГ для охлаждения метанола

Исходные данные для проектирования.

Рассчитать теплообменник воздушного охлаждения типа АВГ горизонтального исполнения для охлаждения метанола. Охлаждающий агент – атмосферный воздух с начальной температурой 20 °С. Начальная температура метанола 65 °С, конечная температура 40 °С. Теплообменник горизонтального исполнения с длиной труб 4 м, односекционный, трехходовой в пределах секции, шестирядный по направлению движения воздуха. Трубы эллиптические оребренные, меньшая ось эллипса поперечного сечения  $d_1=18$  мм, большая  $d_2=55$  мм, шаг ребер  $s=3$  мм.

Цель расчета модернизируемого аппарата заключается в определении расчетной площади поверхности теплообмена из эллиптических оребренных труб и в сравнении ее с установленной площадью из этих же труб в известных габаритных размерах аппарата АВГ. Расхождение в значениях площадей не должно превышать  $\pm 1$  %. Расчет выполняется методом последовательных итераций и сочетает на отдельных этапах элементы теплового конструкторского и теплового поверочного расчетов. Переменным параметром является расход метанола по трубному пространству, что реализуется заданием различной скорости метанола  $W_1$  внутри труб до тех пор, пока не будет достигнута сходимость площадей теплообмена.

Для удобства расчетов примем  $d_1=2b$ ,  $d_2=2a$ , откуда  $b=18/2=9$  мм;  
 $a=55/2=27,5$  мм.

Число ребер на 1 м трубы  $n=1000/s=1000/3=333$  шт. Здесь  $s=3$  мм – шаг ребер.

Длина внешнего эллипса несущей трубы

$$L_{\text{IH}} = \pi[1,5(a+b) - \sqrt{ab}] = 3,14[1,5(27,5+9) - \sqrt{27,5 \cdot 9}] = 123 \text{ мм} = 0,123 \text{ м.}$$



Наружная площадь поверхности 1 м эллиптической несущей трубы

$$F_0 = L_H \cdot 1 = 0,123 \text{ м}^2 .$$

Площадь поверхности 1 м несущей трубы, занятая ребрами в их основании при толщине ребра  $\Delta=0,5$  мм,

$$F_{po} = L_H n \Delta = 0,123 \cdot 333 \cdot 0,0005 = 0,0205 \text{ м}^2 .$$

Площадь поверхности межреберных участков 1 м несущей трубы

$$F_{Tp} = F_0 - F_{po} = 0,123 - 0,0205 = 0,1025 \text{ м}^2 .$$

Площадь поверхности торцов эллиптических ребер на 1 м трубы

$$F_T = \pi [1,5(a + h + b + h) - \sqrt{(a + h)(b + h)}] n \Delta .$$

Площадь боковой поверхности эллиптических ребер на 1 м трубы

$$F_6 = \pi [(a + h)(b + h) - ab] 2n .$$

Площадь поверхности эллиптических ребер на 1 м трубы

$$F_p = F_6 + F_T = (2\{[3,14(27,5+13)(9+13)] - [3,14 \cdot 27,5 \cdot 9]\} + 3,14[1,5(27,5 + 13 + 9 + 13) - \sqrt{(27,5+13)(9+13)}]) 0,5 \cdot 333 = 13790 \text{ мм}^2 = 1,379 \text{ м}^2 .$$

Полная площадь поверхности оребрения 1 м трубы

$$F = F_p + F_{Tp} = 1,379 + 0,1025 = 1,49 \text{ м}^2 .$$

Коэффициент оребрения трубы

$$\varphi = \frac{F}{F_0} = \frac{1,49}{0,123} = 12,04 .$$

Длина внешнего эллипса ребра

$$L'_H = \pi [1,5(a + h + b + h) - \sqrt{(a + h)(b + h)}] = 3,14 [1,5(27,5 + 13 + 9 + 13) - \sqrt{(27,5 + 13)(9 + 13)}] = 200,5 \text{ мм} \approx 0,2 \text{ м} .$$

Площадь поверхности торцов эллиптических ребер на 1 м трубы

$$F_T = L'_H n \Delta = 0,2 \cdot 333 \cdot 0,0005 = 0,0333 \text{ м}^2 .$$

Площадь боковой поверхности эллиптических ребер на 1 м трубы

$$F_6 = F_p - F_T = 1,379 - 0,0333 = 1,346 \text{ м}^2 .$$

По данным главы 2 книги [5] ширина в свету одной стандартизованной теплообменной секции  $B = 1218$  мм .

Для расположения наибольшего количества оребренных труб в одном поперечном ряду теплообменной секции при одновременном учете возможности расчета теплоаэродинамических характеристик из-за наличия критериальных уравнений принимаем поперечный шаг в шахматном пучке  $S_1=46,8$  мм, продольный шаг  $S_2=72$  мм.

Число эллиптических труб в первом ряду секции

$$n_1=B/S_1=1218/46,8=26 \text{ шт.}$$

Число эллиптических труб во втором ряду

$$n_2=n_1-1=26-1=25 \text{ шт.}$$

Общее число труб в секции

$$n_c=3(n_1+n_2)=3(26+25)=153 \text{ шт.}$$

Общее число труб в аппарате

$$n_a=z_c n_c=3 \cdot 153=459 \text{ шт.}$$

Число труб в одном ходу секции

$$n_x=n_c/z_x=153/3=51 \text{ шт.},$$

где  $z_x$  – число ходов метанола в секции.

Установленная площадь поверхности теплообмена секции

$$F_c = F \cdot L_{\text{тр}} n_c = 1,48 \cdot 4 \cdot 153 = 907 \text{ м}^2,$$

где  $L_{\text{тр}}$  – длина трубы в секции.

Установленная площадь поверхности теплообмена аппарата

$$F_a = F_c z_c = 907 \cdot 1 = 907 \text{ м}^2,$$

где  $z_c$  – число теплообменных секций в аппарате.

Площадь внутреннего поперечного сечения несущих труб одного хода

$$f_x = \pi(a - \delta)(b - \delta) n_x = 3,14(27,5-1,5)(9-1,5) \cdot 51 = 312 \text{ мм}^2 = 0,0312 \text{ м}^2.$$

Аэродинамическую характеристику теплообменной шестирядной секции строим для нормальных условий воздуха, так как для них приводятся аэродинамические характеристики вентилятора.

Теплофизические константы воздуха при нормальных условиях

$$(t_{н.у} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, p_{н.у} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101325 \text{ Па}): \rho_{н.у} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$c_{н.у} = 1.005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}; \vartheta_{н.у} = 15,06 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Для назначенных значений шагов по разделу 5.3 в [5] выбираем критериальное уравнение аэродинамического сопротивления шахматного пучка из эллиптических оребренных труб:

$$Eu = 206zRe_1^{-0.59},$$

где  $Eu = \Delta p_2 / (\rho_2 w_2^2)$ ;  $Re_1 = w_2 l \vartheta_2$ ;  $l$  - определяющий линейный размер;  $z$  - число поперечных рядов в пучке.

Определяющий размер для числа Рейнольдса

$$l = \frac{F_{тр}}{F} d_1 + \frac{F_p}{F} \sqrt{\frac{F_6}{2n}} = \frac{0,1025}{1,48} 0,018 + \frac{1,381}{1,48} \sqrt{\frac{1,348}{2 \cdot 333}} = 0,0431 \text{ м.}$$

Задаемся значениями скорости воздуха в сжатом поперечном сечении пучка  $w_2$ : 3, 8 и 12 м/с.

Число Рейнольдса для воздуха при нормальных условиях

$$Re_l = \frac{w_2 l}{\vartheta_{н.у}},$$

тогда

$$Re_{1l} = \frac{3 \cdot 0,0431}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 8586; Re_{2l} = \frac{8 \cdot 0,0431}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 22895;$$

$$Re_{3l} = \frac{12 \cdot 0,0431}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 34343.$$

Потери давления при нормальных условиях на шестирядном ( $z=6$ ) пучке секции составят

$$\Delta p_2 = H_2 = 206 \cdot 6 Re_l^2 \cdot \rho_{н.у} \cdot w_2^2;$$

$$\Delta p_1 = H_1 = 206 \cdot 6 \cdot 8586^{-0.59} \cdot 1,205 \cdot 3^2 = 64 \text{ Па};$$

$$\Delta p_2 = H_2 = 206 \cdot 6 \cdot 22895^{-0.59} \cdot 1,205 \cdot 8^2 = 255,2 \text{ Па};$$

$$\Delta p_3 = H_3 = 206 \cdot 6 \cdot 34343^{-0.59} \cdot 1,205 \cdot 12^2 = 452 \text{ Па.}$$

Коэффициент загромождения поперечного сечения пучка

$$\chi = 1 - \frac{1}{s_1} \left( d_1 + \frac{2h\Delta}{s} \right) = 1 - \frac{1}{46,8} \left( 0,018 + \frac{2 \cdot 0,013 \cdot 0,0005}{0,003} \right) = 0,523.$$

Фронтальное сечение аппарата АВГ с длиной труб 4 м [5]  $f_{\text{фр}} = 14,6 \text{ м}^2$ .

Сжатое сечение для прохода воздуха

$$f_2 = \chi f_{\text{фр}} = 0,523 \cdot 14,6 = 7,633 \text{ м}^2.$$

Расход воздуха через аппарат

$$V = 3600 f_2 w_2 : \quad V_1 = 3600 \cdot 7,633 \cdot 3 = 82430 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}};$$

$$V_2 = 3600 \cdot 7,633 \cdot 8 = 219825 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}; \quad V_3 = 3600 \cdot 7,633 \cdot 12 = 329754 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

По рассчитанным значениям и сопряженным им значениям строится аэродинамическая характеристика теплообменной секции модернизируемого аппарата (кривая 2), которая совмещается с напорной характеристикой вентилятора для заданных частоты вращения колеса и угла установки лопастей (рис.3.1). Характеристики вентилятора приняты по данным главы 2 книги [5].

Точка пересечения кривой 2 с напорной характеристикой вентилятора (кривая 1) соответствует расчетному расходу охлаждающего воздуха при нормальных условиях  $V_p = 71,7 \text{ м}^3/\text{с}$  через аппарат.

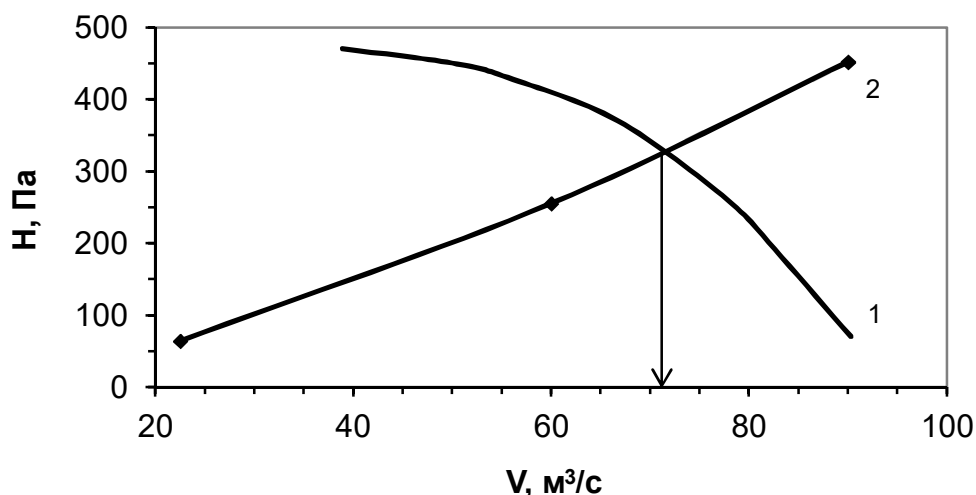


Рис. 3.1. Характеристика вентилятора (1) и аэродинамическая характеристика (2) теплообменной секции из эллиптических ребристых труб

Средняя температура метанола

$$t_1 = 0,5(t'_1 + t''_1) = 0,5(65 + 40) = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофизические константы метанола выбираем из приложений [2] по значению  $t_1$ :

$$\text{коэффициент кинематической вязкости } \vartheta_1 = 0,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\text{коэффициент теплопроводности } \lambda_1 = 0,207 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}};$$

$$\text{удельная теплоемкость } c_1 = 2,681 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}; \text{ плотность } \rho_1 = 765 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\text{число Прандтля } Pr_1 = 4,51.$$

Назначаем скорость метанола  $w_1=0,3$  м/с. Массовый расход бензина через секцию  $G_1 = 3600w_1\rho_1f_x = 3600 \cdot 0,3 \cdot 765 \cdot 0,0312 = 25813$  кг/ч.

Тепловой поток одной секции

$$Q_c = G_1c_1(t'_1 - t''_1) = 25813 \cdot 2,681(65 - 40)/3,6 = 480697 \text{ Вт}.$$

Подогрев охлаждающего воздуха в аппарате

$$\Delta t_2 = \frac{z_c Q_c}{V_p \rho_{н.у} c_{н.у}} = \frac{480697 \cdot 3,6}{258000 \cdot 1,205 \cdot 1,005} = 5,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура воздуха на выходе из аппарата

$$t''_2 = t'_2 + \Delta t_2 = 20 + 5,5 = 25,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воздуха

$$t_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(20 + 25,5) = 22,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофизические константы воздуха при его средней температуре  $t_2$ :

$$\vartheta_2 = 15,34 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 2,61 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}; \rho_2 = 1,177 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; Pr_2 = 0,702.$$

Рабочий расход воздуха через аппарат

$$V_2 = \frac{V_p \rho_{н.у}}{\rho_2} = \frac{258000 \cdot 1,205}{1,177} = 264137 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

Скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка труб теплообменных секций

$$w_2 = \frac{V_2}{3600f_2} = \frac{264137}{3600 \cdot 7,504} = 9,61 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Рейнольдса для воздуха

$$Re_{2l} = \frac{w_2 l}{\vartheta_2} = \frac{9,61 \cdot 0,0431}{15,34 \cdot 10^{-6}} = 27011.$$

Критериальное уравнение для расчета среднего приведенного коэффициента теплоотдачи шахматного пучка из эллиптических оребренных труб по данным раздела 5.3 [5] имеет вид:

$$Nu_2 = 0,93 Re_{2l}^{0,45} Pr_2^{0,33} = 0,93 \cdot 27011^{0,45} \cdot 0,702^{0,33} = 81,6 .$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи к воздуху

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{l} = 81,6 \frac{2,61 \cdot 10^{-2}}{0,0431} = 49,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$$

Длина внутреннего эллипса несущей трубы

$$\begin{aligned} L_B &= \pi \left[ 1,5(a - \delta + b - \delta) - \sqrt{(a - \delta)(b - \delta)} \right] = \\ &= 3,14 \left[ 1,5(27,5 - 1,5 + 9 - 1,5) - \sqrt{(27,5 - 1,5)(9 - 1,5)} \right] = \\ &= 113,9 \text{ мм} = 0,114 \text{ м} . \end{aligned}$$

Эквивалентный диаметр внутреннего поперечного сечения эллиптической несущей трубы

$$\begin{aligned} d_3 &= \frac{4f_1}{\Pi} = \frac{4\pi(a - \delta)(b - \delta)}{L_B} = \frac{4 \cdot 3,14(27,5 - 1,5)(9 - 1,5)}{113,9} = \\ &= 21,5 \text{ мм} = 0,021 \text{ м} . \end{aligned}$$

Здесь  $f_1$  – площадь поперечного сечения для прохода метанола эллиптической несущей трубы;  $\Pi$  – смоченный периметр поперечного сечения трубы. Число Рейнольдса для метанола

$$Re_1 = \frac{w_1 d_3}{\nu_1} = \frac{0,3 \cdot 0,021}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 12897 > 10^4 .$$

Критериальное уравнение для расчета теплоотдачи при турбулентном движении метанола внутри трубы имеет вид:

$$Nu_1 = 0,023 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,4} = 0,023 \cdot 12897^{0,8} 4,51^{0,4} = 81,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$$

Коэффициент теплоотдачи метанола

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_3} = 83,76 \frac{0,297}{0,021} = 786 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Коэффициент теплопередачи эллиптической оребренной трубы, отнесенный к полной наружной площади поверхности теплообмена

$k = \left[ \frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст} F_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}$ , где  $F_1 = L_B \cdot 1 = 0,114 \cdot 1 = 0,114 \text{ м}^2$  – площадь внутренней поверхности несущей трубы длиной 1 м;  $\lambda_{ст} = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  – коэффициент теплопроводности стальной стенки трубы.

$$k = \left[ \frac{1}{786} \frac{1,49}{0,114} + \frac{0,0015}{50} \frac{1,49}{0,114} + \frac{1}{49,4} \right]^{-1} = 26,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Примем коэффициент загрязнения трубы  $\eta_3 = 0,93$ . Коэффициент теплопередачи загрязненной трубы

$$k_{заг} = k \eta_3 = 26,9 \cdot 0,93 = 25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Среднелогарифмическое значение температурного напора для противотока

$$\Delta t_{л} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \left( \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'} \right)} = 28,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Безразмерные температурные коэффициенты

$$p = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{25,5 - 20}{65 - 20} = 0,12; R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{65 - 40}{25,5 - 20} = 4,5.$$

По рис. 3.2 [5] находим значение поправочного коэффициента для однократного перекрестного тока  $\varepsilon_{\Delta t, n=1} = 0,5$ .

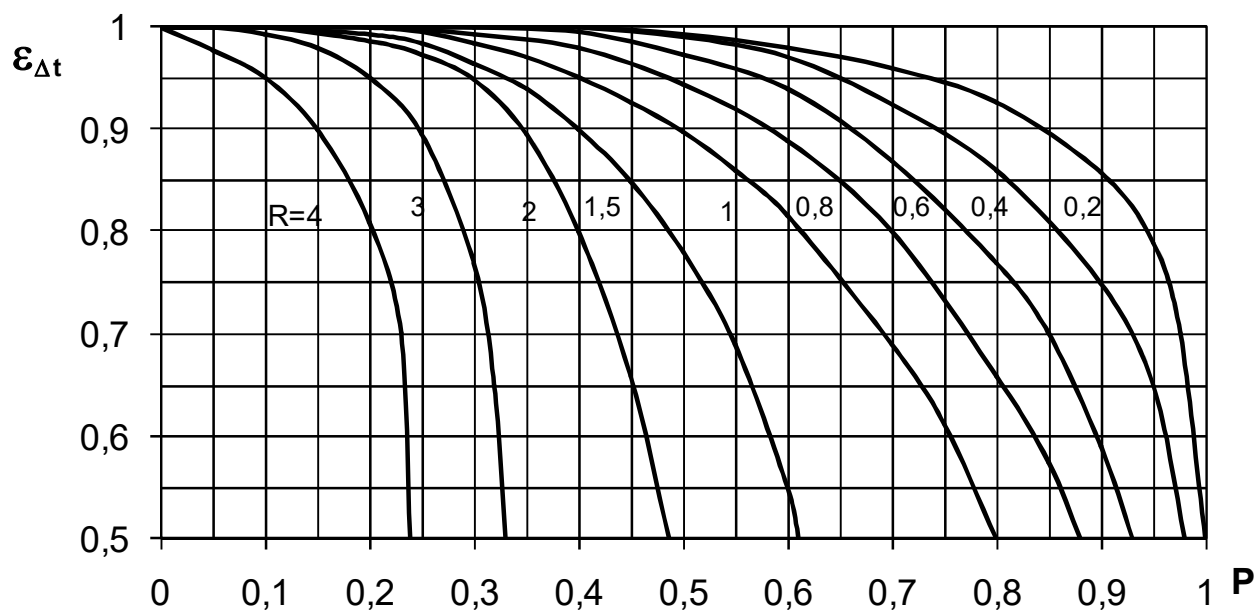


Рис. 3.2. График поправочного коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t, n=1}$  для однократного перекрестного тока с неперемешивающимися теплоносителями в межтрубном и трубном пространствах

Поправочный коэффициент к напору  $\Delta t_{\text{л}}$

$$\varepsilon_{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t, n=1} + \frac{1 - \varepsilon_{\Delta t, n=1}}{4} (n - 1) = 0,5 + \frac{1 - 0,5}{4} (3 - 1) = 0,75 ,$$

где  $n=3$  – число ходов метанола в секции.

Средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{л}} \varepsilon_{\Delta t} = 28,6 \cdot 0,75 = 21,47 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена секции

$$F_{\text{р.с}} = \frac{Q_c}{k_3 \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{480697}{25 \cdot 21,47} = 899 \text{ м}^2 .$$

Невязка  $\delta F = \frac{F_c - F_{\text{р.с}}}{F_c} 100 = \frac{907 - 899}{907} 100 = 0,88 \% < 1 \% ,$  что

удовлетворяет сформулированному условию.

Окончательный массовый расход метанола через аппарат

$$G_a = z_c G_1 = 1 \cdot 25813 = 25813 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} .$$

Потери давления воздуха в аппарате при движении через пучок труб

$$\Delta p_2 = 206 \cdot z Re_{2l}^{-0.59} \rho_2 w_2^2 = 206 \cdot 6 \cdot 27011^{-0.59} \cdot 1,177 \cdot 9,61^2 = 326,5 \text{ Па} .$$

Принимаем величину динамического напора в проходном сечении вентилятора  $\Delta p_{\text{д}} = 50 \text{ Па}$ . Остальными потерями давления воздуха пренебрегаем из-за их небольших значений.

По рис. 12.2 [5] находим КПД вентилятора  $\eta = 0,7$ . Плотность воздуха при его входной температуре  $t'_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$  в вентилятор  $\rho_2 = 1,205 \text{ кг/м}^3$ .

Объемный расчетный расход воздуха через вентилятор

$$V_{\text{в}} = \frac{V_p \rho_{\text{н.у}}}{\rho_2} = \frac{25800 \cdot 1,205}{1,205} = 25800 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} .$$

Мощность на валу вентилятора

$$N_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}} (\Delta p_2 + \Delta p_{\text{д}})}{3600 \cdot 1000 \eta} = \frac{258000 (326,5 + 50)}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7} = 31 \text{ кВт} .$$

Коэффициент трения при движении метанола внутри труб

$$\xi_1 = \frac{0,3164}{Re_1^{0,25}} = \frac{0,3164}{12897^{0,25}} = 0,032 .$$

Потери давления метанола на трение в одной секции



$$\sum \Delta p_{\text{тр.с}} = \xi \frac{1}{d_3} z_x X \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = 0,032 \frac{4}{0,021} 3 \cdot 1,11 \frac{765 \cdot 0,3^2}{2} = 343,5 \text{ Па.}$$

Для определения местных потерь давления воспользуемся расчетной схемой (рис.3.3). Численные значения местных коэффициентов сопротивления  $\Psi$ , принимаем по данным главы 3 [5]:

$$\begin{aligned} \sum \Delta p_{\text{м}} &= \frac{(\Psi_1 + 3\Psi_2 + 3\Psi_3 + 2\Psi_4 + \Psi_5)\rho_1 w_1^2}{2} = \\ &= [(1,5 + 3 \cdot 0,5 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2,5 + 1,5)765 \cdot 0,3^2]/2 = 210,8 \text{ Па.} \end{aligned}$$

В этой формуле  $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4, \psi_5$  – коэффициенты местного сопротивления соответственно: входа в распределительную камеру, входа в трубу, выхода из трубы, поворота на  $180^\circ$ , выхода из распределительной камеры.

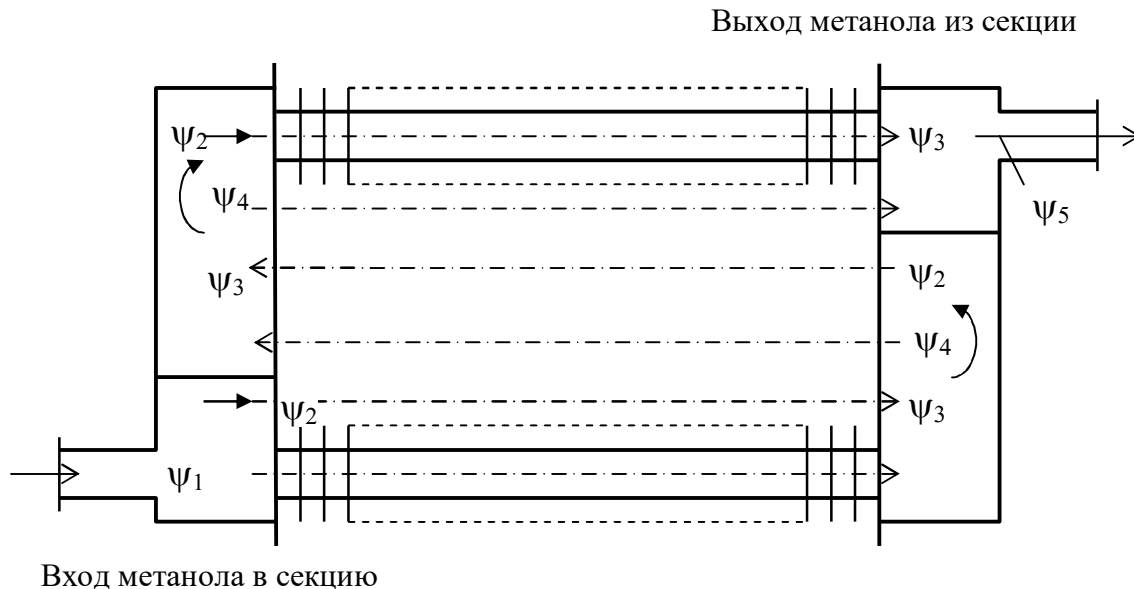


Рис. 3.3. Схема обвязки теплообменной секции по метанолу

Общие потери давления метанола в аппарате

$$\Delta p_1 = \sum \Delta p_{\text{тр.с}} + \sum \Delta p_{\text{м}} = 343,5 + 210,8 = 554,3 \text{ Па.}$$

Мощность на валу насоса для прокачки метанола через трубное пространство секции аппарата

$$N_{\text{н}} = G_{\text{а}} \Delta p_1 / (3600 \rho_1 \eta_{\text{н}} 10^3) = 25813 \cdot 554,3 / (3600 \cdot 765 \cdot 0,8 \cdot 10^3) = 0,0065 \text{ кВт, где } \eta_{\text{н}} \approx 0,8 \text{ – КПД насоса.}$$

### 3.2. Расчет теплообменника типа АВГ для конденсации паров метанола

Исходные данные для проектирования

Рассчитать теплообменник воздушного охлаждения типа АВГ горизонтального исполнения для конденсации паров метанола. Охлаждающий агент – атмосферный воздух с начальной температурой 20 °С. Температура паров метанола 65 °С. Теплообменник горизонтального исполнения с длиной труб 4 м, трехсекционный, одноходовой в пределах секции, шестирядный по направлению движения воздуха. Трубы стальные круглого сечения оребренные, наружный диаметр несущей трубы  $d_0=26$  мм, толщина стенки  $\delta=2$  мм.

#### Определение геометрических размеров

Число ребер на 1 м трубы  $n=1000/s=1000/3=333$  шт.

Длина наружной окружности несущей трубы  $L_n=\pi d_0=3,14 \cdot 0,026=0,0816$  м.

Площадь наружной поверхности 1 м несущей трубы диаметром  $d_0$

$$F_0 = L_n \cdot 1 = 0,0816 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности  $i$  несущей трубы, занятая ребрами в их основании

$$F_{po} = L_n n \Delta = 0,0816 \cdot 333 \cdot 0,0005 = 0,0136 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности межреберных участков 1 м несущей трубы

$$F_{тр} = F_0 - F_{po} = 0,0816 - 0,0136 = 0,068 \text{ м}^2.$$

Длина окружности ребра диаметром  $d=d_0+2h=26+2 \cdot 13=52$  мм составит

$$L'_n = \pi d = 3,14 \cdot 0,052 = 0,163 \text{ м}.$$

Площадь поверхности торцов ребер на 1 м трубы

$$F_T = L'_n n \Delta = 0,163 \cdot 333 \cdot 0,0005 = 0,0271 \text{ м}^2.$$

Площадь боковой поверхности ребер на 1 м трубы

$$F_6 = 0,5 \pi n (d^2 - d_0^2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 333 (0,052^2 - 0,026^2) = 1,0599 \text{ м}^2.$$

Полная площадь поверхности оребрения 1 м трубы

$$F = F_{тр} + F_T + F_6 = 0,068 + 0,0271 + 1,0599 = 1,155 \text{ м}^2.$$

Коэффициент оребрения трубы

$$\Phi = F/F_0 = 1,155/0,0816 = 14,2.$$

Площадь поверхности ребер с учетом торцов

$$F_p = F_T + F_6 = 1,0599 + 0,0271 = 1,087 \text{ м}^2.$$

Ширина в свету стандартизованной теплообменной секции  $B = 1218$  мм.

Принимаем поперечный шаг трубок в шахматном пучке секции  $S_1 = 55,36$  мм, а продольный  $S_2 = 50$  мм.

Число оребренных трубок в первом ряду секции  $n_1 = B/S_1 = 1218/55,36 = 22$  шт.

Число оребренных трубок во втором ряду секции  $n_2 = n_1 - 1 = 22 - 1 = 21$  шт.

Общее число труб в шестирядной секции  $n_c = 3(n_1 + n_2) = 3(22 + 21) = 129$  шт.

Число труб в одном ходу секции  $n_x = n_1 = 44$  шт.

Площадь поперечного сечения трубок одного хода для метанола

$$f_x = \pi d_1^2 n_x / 4 = 3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 44 / 4 = 0,017 \text{ м}^2.$$

Где  $d_1 = d_0 - 2\delta = 26 - 2 \cdot 2 = 22$  мм – внутренний диаметр несущей трубы.

Установленная площадь поверхности теплообмена секции

$$F_C = F/n_c = 1,155 \cdot 4 \cdot 129 = 598,2 \text{ м}^2.$$

Установленная площадь поверхности теплообмена аппарата

$$F_a = F_{c,z_c} = 598,2 \cdot 3 = 1794,6 \text{ м}^2.$$

По метанолу теплообменные секции в аппарате включены параллельно.

### Аэродинамический расчет

Теплофизические константы воздуха при нормальных условиях ( $t = 20$  °С,  $P_{н.у} = 760$  мм рт.ст. =  $101325$  Па):  $\rho_{н.у} = 1,205$  кг/м<sup>3</sup>,  $c_{н.у} = 1,005$  кДж/(кг·К),  $\nu_{н.у} = 15,06 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с [2].

Для принятых значений шагов  $S_1$  и  $S_2$  и указанных параметров трубы выбираем критериальное уравнение для аэродинамического сопротивления пучка [5]:  $Eu = 9,92zRe_1^{-0,31}$ ,

где  $Eu = \Delta p_2 / (\rho_2 w_2^2)$ ,  $Re_1 = w_2 l / \nu_2$ ;  $l$  – определяющий линейный размер.

$$l = \frac{F_{\text{тр}} d_0}{F} + \frac{F_p}{F} \sqrt{\frac{F_6}{2n}} = 0,068 \cdot 0,026 / 1,155 + (1,087 / 1,155) \sqrt{\frac{1,0599}{2 \cdot 333}} = 0,0391 \text{ м.}$$

Задаемся скоростью воздуха в сжатом поперечном сечении пучка: 3, 8 и 12 м/с.

Число Рейнольдса для воздуха при нормальных условиях  $Re_1 = w_2 / \nu_{н.у.}$

$$Re_{11} = 3 \cdot 0,0391 / 15,06 \cdot 10^{-6} = 7789;$$

$$Re_{21} = 8 \cdot 0,0391 / 15,06 \cdot 10^{-6} = 20770;$$

$$Re_{31} = 12 \cdot 0,0391 / 15,06 \cdot 10^{-6} = 31154.$$

Потери давления воздуха при нормальных условиях на шестирядном пучке секций составят:

$$\Delta p = 9,92 z Re_1^{-0,31} \rho_{н.у.} w_2^2;$$

$$\Delta p_1 = H_1 = 9,92 \cdot 6 \cdot 7789^{-0,31} \cdot 1,205 \cdot 3^2 = 40 \text{ Па};$$

$$\Delta p_2 = H_2 = 9,92 \cdot 6 \cdot 20770^{-0,31} \cdot 1,205 \cdot 8^2 = 210 \text{ Па};$$

$$\Delta p_3 = H_3 = 9,92 \cdot 6 \cdot 31154^{-0,31} \cdot 1,205 \cdot 12^2 = 418 \text{ Па}.$$

Коэффициент загромождения поперечного сечения пучка:

$$\chi = 1 - \frac{1}{s_1} \left( d_0 + \frac{2h\Delta}{s} \right) = 1 - \frac{1}{55,36} \left( 26 + \frac{2 \cdot 13 \cdot 0,5}{3} \right) = 0,452.$$

Фронтальное сечение аппарата АВГ с длиной труб 4 м  $f_{\text{фр}} = 14,6 \text{ м}^2$ .

Сжатое сечение для прохода воздуха  $f_2 = f_{\text{фр}} \chi = 14,6 \cdot 0,452 = 6,599 \text{ м}^2$ .

Расход воздуха через аппарат,  $\text{м}^3/\text{ч}$ :

$$V = 3600 f_2 w_2;$$

$$V_1 = 3600 \cdot 6,599 \cdot 3 = 71629;$$

$$V_2 = 3600 \cdot 6,599 \cdot 8 = 190051;$$

$$V_3 = 3600 \cdot 6,599 \cdot 12 = 285077.$$

По рассчитанным значениям  $V_1, V_2, V_3$  и сопряженным им значениям  $H_1, H_2, H_3$  строится аэродинамическая характеристика (кривая 2 на рис. 3.4) теплообменных секций модернизируемого аппарата, которая совмещается с напорной характеристикой вентилятора для заданных частоты вращения колеса и угла установки лопастей. Точка пересечения кривой 2 с характеристикой вентилятора определяет расчетный расход охлаждающего воздуха при нормальных условиях  $V_p = 254000 \text{ м}^3/\text{ч}$  через аппарат.

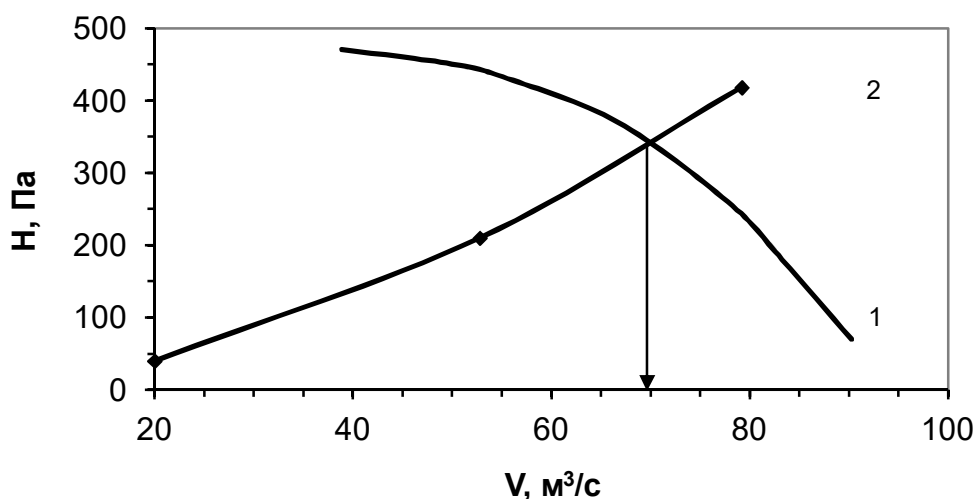


Рис. 3.4. Характеристика вентилятора (1) и аэродинамическая характеристика (2) теплообменной секции из круглых ребристых труб

### Тепловой расчет

Принимаем температуру конденсации метанола  $t=65$  °С. Среднюю температуру пленки конденсата принимаем  $60$  °С.

Теплофизические свойства метанола при  $60$  °С:  $\rho_{ж}=756$  кг/м<sup>3</sup>,  $c_p=2681,6$  Дж/(кг·К),  $\nu_1=4,64 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с,  $Pr=4$ ,  $\lambda_1=0,21$  Вт/(м·К) [2].

Назначаем скорость паров метанола на входе в трубы  $w_1=30$  м/с.

Плотность паров метанола:

$$\rho_1 = M \cdot P \cdot T_0 / 22,4 \cdot P_0 \cdot T = 32 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 273 / 22,4 \cdot 1,013 \cdot 10^5 (273+65) = 1,253 \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_{п}=1,25 \text{ кг/м}^3, \text{ теплота конденсации } r^* = 1110,4 \text{ кДж/кг.}$$

$$\text{Расход через секцию: } G_1 = 3600 w_1 \rho_1 f_x = 3600 \cdot 30 \cdot 1,25 \cdot 0,017 = 2295 \text{ кг/ч.}$$

$$\text{Тепловой поток секции: } Q_c = G_1 r^* = 2295 \cdot 1110,4 \cdot 10^3 / 3600 = 707880 \text{ Вт.}$$

Подогрев воздуха в аппарате:

$$\Delta t_2 = z_c Q_c / (V_p \rho_{н.у} C_{н.у}) = 3,6 \cdot 3 \cdot 707880 / 25400 \cdot 1,205 \cdot 1,005 = 25 \text{ °С.}$$

$$\text{Температура воздуха на выходе из аппарата: } t_2'' = \Delta t_2 + \Delta t_2' = 25 + 25 = 50 \text{ °С.}$$

$$\text{Средняя температура воздуха в аппарате: } t_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 0,5(25 + 50) = 37,5 \text{ °С.}$$

Теплофизические свойства воздуха при его средней температуре  $t_2=37,5$  °С:  
 $\nu_2=16,362 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_2=2,704 \cdot 10^{-2}$  Вт/(м·К);  $\rho_2=1,151$  кг/м<sup>3</sup>;  $Pr=0,7$ .

Рабочий расход воздуха через аппарат

$$V_2 = V_p \rho_{н.у} / \rho_2 = 254000 \cdot 1205 / 1,151 = 265917 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка:  
 $w_2 = V_2 / 3600 f_2 = 265917 / (3600 \cdot 6,599) = 12,96 \text{ м/с}$ .

Число Рейнольдса для воздуха  $Re_{21} = w_2 l / \nu_2 = 12,96 \cdot 0,0391 / 16,362 \cdot 10^{-6} = 26741$ .

Критериальное уравнение для расчета среднего приведенного коэффициента теплоотдачи шахматного пучка оребренных труб принятой конструкции имеет вид:  $Nu_2 = 0,54 Re_{21}^{0,5} = 0,54 \cdot 26741^{0,5} = 88,3$ .

Приведенный коэффициент теплоотдачи к воздуху:

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / l = 88,3 \cdot 2,704 \cdot 10^{-2} / 0,0391 = 61,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Число Рейнольдса для метанола:

$$Re_1 = w_1 d_1 / \nu_1 = 30 \cdot 0,022 / 4,64 \cdot 10^{-7} = 1422414 > 10^4.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны метанола

$$\alpha_1 = \Omega [\lambda_{ж}^3 \rho_{ж} (\rho_{ж} - \rho_{п}) g / \mu_{ж} d_{вн} (t_{нас} - t_{ст})]^{0,25}, \quad \Omega = 0,728 \varepsilon_{п}^{3/4},$$

$\varepsilon_{п}$  – объемное паросодержание:  $\varepsilon_{п} = 1 / [1 + (1 - X_{п}) / X_{п}] [\rho_{п} / \rho_{ж}]^{2/3}$ ,

$X_{п}$  – массовое паросодержание в потоке,  $X_{п} = 0,5$ .

Принимаем  $\Delta t = t_{нас} - t_{ст} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$\varepsilon_{п} = 1 / [1 + (1 - 0,5) / 0,5] [1,25 / 756]^{2/3} = 35,76.$$

$$\Omega = 0,728 \cdot 35,76^{3/4} = 10,65.$$

$$\alpha_1 = [0,21^3 \cdot 756 (756 - 1,25) 9,81 / 0,351 \cdot 10^{-3} \cdot 0,022 \cdot 10]^{0,25} = 1714,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи ребристой трубы, отнесенный к полый наружной площади поверхности теплообмена,

$\lambda_{ст} = 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  – коэффициент теплопроводности стальной стенки трубы.

$$k = 1 / \left[ \frac{\Phi \cdot d_0}{d_1} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_2} \right] = 1 / \left[ \frac{14,2 \cdot 0,026}{0,022} \cdot \left( \frac{1}{1714,3} + \frac{0,002}{50} \right) + \frac{1}{61} \right] = 37,31.$$

$$k = 37,31 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Находим большую и меньшую разности температур между теплоносителями.

$$\Delta t_6 = t_{конд} - t_{вн} = 65 - 25 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_m = t_{конд} - t_{вк} = 65 - 31 = 34 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{ср.л} = \Delta t_6 - \Delta t_m / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) = 40 - 34 / \ln(40 / 34) = 36,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средний температурный напор

$\Delta t_{cp} = E_{\Delta t} \cdot \Delta t_{cp,л.} = 0,9 \cdot 36,8 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$  ,  $E_{\Delta t} = 0,9$  – значение поправочного коэффициента для однократного перекрестного тока.

Уточняем частный температурный напор:

$$\Delta t_1^{yt} = \Phi \cdot d_0 \cdot k \cdot \Delta t_{cp} / d_1 \cdot \alpha_1 = 37,3 \cdot 33 \cdot 16,78 / 1714 = 12 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Уточняем коэффициент теплоотдачи со стороны пара метанола:

$$\alpha_1^{yt} = \alpha_1^4 \sqrt{\frac{\Delta t}{\Delta t_1^{yt}}} = 1714^4 \sqrt{\frac{10}{12}} = 1638 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточняем коэффициент теплопередачи ребристой трубы:

$$k^{yt} = 1 / \left[ \frac{\Phi \cdot d_0}{d_1} \left( \frac{1}{\alpha_1^{yt}} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_2} \right] = 1 / \left[ \frac{14,2 \cdot 0,026}{0,022} \left( \frac{1}{1638} + \frac{0,002}{50} \right) + \frac{1}{61} \right] = 36,7,$$

$$k^{yt} = 36,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена секций

$$F_{pc} = Q_c / k \Delta t_{cp} = 707880 / 36,7 \cdot 33 = 584,5 \text{ м}^2.$$

$$\text{Невязка } \delta F = \frac{F_c - F_{pc}}{F_c} 100 = \frac{598,2 - 584,5}{598,2} 100 = 2,3 \text{ } \%.$$

Полученное значение  $\delta F$  согласуется с допусковым, что позволяет считать тепловой расчет ТВО законченным.

### Гидравлический расчет

Потери давления воздуха в аппарате при движении через пучок

$$\Delta p_2 = 206 z \text{Re}_{21}^{-0,59} \rho_2 w_2^2 = 206 \cdot 6 \cdot 26741^{-0,59} \cdot 1,151 \cdot 12,96^2 = 584 \text{ Па}.$$

Принимаем величину динамического напора в проходном сечении вентилятора  $\Delta p_d = 50 \text{ Па}$ . Остальными потерями давления воздуха пренебрегаем из-за их небольших значений.

По рис 12.2 [5] находим КПД вентилятора  $\eta = 0,7$ . Плотность воздуха при его входной температуре  $t_2' = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$  в вентилятор  $\rho_2 = 1,185 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Объемный расчетный расход воздуха через вентилятор

$$V_B = V_{p_{н.у.}} / \rho_2 = 258000 \cdot 1,205 / 1,185 = 262354 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Мощность на валу вентилятора:

$$N_B = V_B (\Delta p_2 + \Delta p_d) / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,7) = 258287 \cdot (584 + 50) / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,7) = 65 \text{ кВт}.$$

## 4. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТИ

**Задание к проектированию.** Выбрать тип, рассчитать и подобрать нормализованный вариант конструкции пластинчатого теплообменника для охлаждения 8 т/ч этилового спирта от 78 до 35 °С. Охлаждающий агент – вода с начальной температурой 20 °С. Конечная температура воды 28 °С.

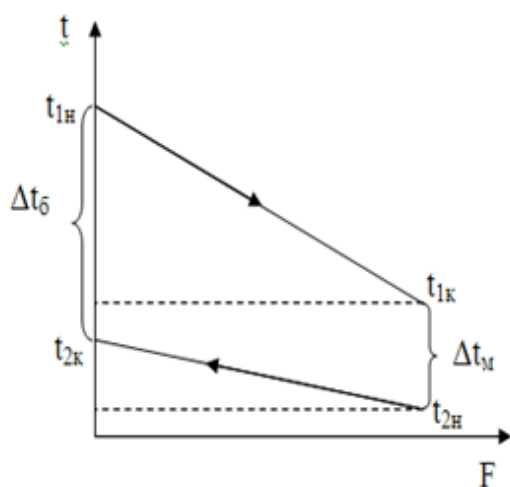
### 4.1. Выбор конструкционного материала

При выборе конструкционного материала, из которого будет изготовлен проектируемый теплообменник, следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в главе 9 справочника «Основы конструирования и расчет химической аппаратуры» [7]. Так, для этилового спирта выбираем сталь марки 15Х28, которая используется для изготовления деталей химической аппаратуры, не подвергающейся ударным нагрузкам, при температуре эксплуатации не ниже -20 °С. Теплопроводность стали 15Х28  $\lambda_{ст} = 21$  Вт/(м·К).

### 4.2. Технологический расчет

#### 1. Определение средней движущей силы процесса теплопередачи

Для увеличения средней движущей силы процесса теплообмена между спиртом и водой, а следовательно, уменьшения количества пластин в пакетах теплообменника принимаем противоточное движение теплоносителей в аппарате.



На рис. 4.1. представлена температурная схема процесса, где  $t_{1н}$ ,  $t_{1к}$  – начальная и конечная температуры этилового спирта соответственно;  $t_{2н}$ ,  $t_{2к}$  – начальная и конечная температуры воды соответственно;  $\Delta t_б$ ,  $\Delta t_м$  – большая и меньшая разности температур теплоносителей на концах теплообменника.

Рис. 4.1. Температурная схема процесса



Рассчитываем движущую силу теплопередачи на противоположных концах теплообменника:

$$\Delta t_{\delta} = t_{1Н} - t_{2К} = 78 - 28 = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad \Delta t_{\text{м}} = t_{1К} - t_{2Н} = 35 - 20 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Поскольку отношение  $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}} = 3,33 > 2$ , то среднее значение разности температур теплоносителей рассчитываем как среднюю логарифмическую величину:

$$\Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})} = (50 - 15)/\ln(50/15) = 29,07 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Вода меняет свою температуру вдоль поверхности теплопередачи на меньшее количество градусов, поэтому значение её средней температуры в аппарате можно рассчитать как среднеарифметическое:

$$t_{2\text{ср}} = (t_{2Н} + t_{2К})/2 = (20 + 28)/2 = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура этилового спирта изменяется на большее количество градусов и находится как сумма средней температуры воды и средней движущей силы:

$$t_{1\text{ср}} = t_{2\text{ср}} + \Delta t_{\text{ср}} = 24 + 29,07 = 53,07 \text{ }^{\circ}\text{C} \approx 53 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Используя справочные данные [2, 3], определим необходимые для дальнейших расчетов теплофизические свойства этилового спирта и воды при их средних температурах в аппарате и сведем полученные данные в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Теплофизические свойства теплоносителей

Свойство	Этиловый спирт при 53 °С	Вода при 24 °С
Индекс теплоносителя	(1)	(2)
Теплоемкость $c$ , Дж/(кг·К)	2881	4187
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	752	998
Динамический коэффициент вязкости $\mu$ , Па·с	$6,68 \cdot 10^{-4}$	$0,94 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)	0,161	0,601
Критерий Прандтля $Pr$	11,95	6,55

2. Составление теплового баланса, нахождение тепловой нагрузки аппарата и расхода воды

Рассчитаем массовый расход этилового спирта:

$$G_1 = 8 \cdot 1000/3600 = 2,22 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тепловую нагрузку аппарата можно определить как количество теплоты, которое требуется отвести при охлаждении этилового спирта за одну секунду:

$$Q = G_1 \cdot c_1(t_{1н} - t_{1к}) = 2,22 \cdot 2881(78 - 35) = 275295,55 \text{ Вт.}$$

Если пренебречь тепловыми потерями в окружающую среду, то такое же количество тепла за секунду должна получать охлаждающая вода. Её расход составит

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{275295,55}{4187(28 - 20)} = 8,22 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

### 3. Ориентировочный выбор теплообменника

В соответствии с табл. 4.8 [2] находим ориентировочные значения коэффициента теплопередачи при теплообмене воды и органических жидкостей  $K_{оп} = 200 \div 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Примем  $K_{оп} = 400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Тогда ориентировочное значение требуемой поверхности теплопередачи составит:

$$F_{оп} = \frac{Q}{K_{оп} \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{275295,55}{400 \cdot 29,07} = 23,68 \text{ м}^2.$$

По табл. 2.13 пособия [6] определяем, что поверхность, близкую к ориентировочной, имеют теплообменники типа ТПР с поверхностью теплопередачи  $F = 25 \text{ м}^2$  и поверхностью пластины  $f = 0,6 \text{ м}^2$  или теплообменник с поверхностью теплопередачи  $F = 20 \text{ м}^2$  и поверхностью пластины  $f = 0,3 \text{ м}^2$ .

Таблица 4.2. Техническая характеристика пластин [6, табл. 2.14]

Площадь поверхности пластины	$f = 0,6 \text{ м}^2$	$f = 0,3 \text{ м}^2$
Эквивалентный диаметр канала $d_э$ , мм	8,3	8,0
Поперечное сечение канала $S 10^4$ , $\text{м}^2$	24,5	11,0
Приведенная длина канала $L_n$ , м	1,01	1,12
Габаритные размеры, мм:		
длина	1375	1370
ширина	600	300
толщина	1,0	1,0
Масса пластины, кг	5,8	3,2

### 4. Уточненный расчет поверхности теплопередачи

Коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами, рассчитывается по уравнению:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_3} = \frac{A \cdot Re^n \cdot Pr^m (Pr/Pr_{ст})^{0,25} \lambda}{d_3}$$

Значения коэффициента **A**, зависят от режима движения теплоносителя в каналах между пластинами и размеров самой пластины:

Значения коэффициента <b>A</b>					
Поверхность пластины $f, м^2$	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Турбулентный режим	0,065	0,1	0,135	0,135	0,135
Ламинарный режим	0,46	0,6	0,6	0,6	0,6

Показатели степени  $n$  и  $m$  выбираются в зависимости от режима движения:

– при турбулентном течении (в пределах  $Re = 50...30000$  и  $Pr = 0,7...80$ )

$$n = 0,73; m = 0,43;$$

– при ламинарном течении ( $Re \leq 50, Pr \geq 80$ )  $n = m = 0,33$ .

Для всех типов пластин в случае конденсации пара при  $\Delta t = t_{конд} - t_{ст1} \leq 10K$  коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  Вт/( $м^2 \cdot K$ ) определяют по уравнению:

$$\alpha = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot L_n}}$$

где  $\lambda, \rho, \mu$  – соответственно коэффициенты теплопроводности, плотности, динамической вязкости для пленки конденсата при средней определяющей температуре ее  $t_{пл} = 0,5(t_{конд} + t_{ст1})$ , равной полусумме температуры конденсата  $t_{конд}$  и температуры стенки со стороны пара  $t_{ст1}$ ;  $r$  – теплота фазового превращения при  $t_{конд}$ ;  $L_n$  – приведенная длина канала, м.

При  $\Delta t \geq 10K$  коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  Вт/( $м^2 \cdot K$ ) определяют по уравнению:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_3} = \frac{c_1 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,4} \cdot \lambda}{d_3},$$

где  $Re = \frac{q \cdot L_n}{\mu \cdot r} = \frac{G \cdot L_n}{\mu \cdot F}$ ,  $q$  – удельная тепловая нагрузка, Вт/ $м^2$ ;  $G$  – расход

пара, кг/с.

Значения коэффициента <b>c<sub>1</sub></b>					
Поверхность пластины $f, м^2$	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Коэффициент <b>c<sub>1</sub></b>	800	322	240	240	201

**Вариант 1.** В качестве первого варианта рассмотрим теплообменник типа ТПР с поверхностью  $F = 25 \text{ м}^2$ , поверхностью пластины  $f = 0,6 \text{ м}^2$  и числом пластин  $N = 44$  шт., массой  $M = 1130 \text{ кг}$ .

Используем симметричную компоновку пластин по одному пакету (ходу) для обоих потоков теплоносителей:  $C_x = \frac{m_1}{m_2} = \frac{22}{22}$ .

Скорость этилового спирта в 22-х каналах с проходным сечением  $0,00245 \text{ м}^2$  составляет:

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot m_1 \cdot S_1} = \frac{2,22}{752 \cdot 22 \cdot 0,00245} = 0,055 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определим режим движения спирта, для этого вычислим критерий Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_3 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,055 \cdot 0,0083 \cdot 752}{0,000668} = 511,76 > 50.$$

Полученное значение критерия Рейнольдса для этилового спирта соответствует турбулентному режиму течения, а значит, для расчета коэффициента теплоотдачи в каналах пластин с поверхностью  $0,4 \text{ м}^2$ , воспользуемся критериальным уравнением вида:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} (Pr_1/Pr_{ст1})^{0,25} \lambda_1}{d_3}.$$

Нам пока не известна температура поверхности пластин, поэтому в первом приближении пренебрежем изменением теплофизических свойств теплоносителей у стенки канала, т.е.  $(Pr_1/Pr_{ст1})^{0,25} = 1$ .

$$\alpha_1 = \frac{0,135 \cdot 511,76^{0,73} \cdot 11,95^{0,43} \cdot 0,161}{0,0083} = 722,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Рассчитаем скорость движения воды в 22-х каналах и определим режим её движения:

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot m_2 \cdot S_2} = \frac{8,22}{998 \cdot 22 \cdot 0,00245} = 0,153 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,153 \cdot 0,0083 \cdot 998}{0,00094} = 1348 > 50.$$

Режим движения воды турбулентный, поэтому расчет коэффициента теплоотдачи ведем по аналогичному критериальному уравнению:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} (Pr_2/Pr_{ст2})^{0,25} \lambda_2}{d_3}.$$

Учитывая, что  $(Pr_2/Pr_{ст2})^{0,25} = 1$  получим

$$\alpha_2 = \frac{0,135 \cdot 1348^{0,73} \cdot 6,55^{0,43} \cdot 0,601}{0,0083} = 4225 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

По табл. 2.2 пособия [6] определяем значения тепловой проводимости загрязнений со стороны этилового спирта  $r_{31} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  и воды среднего качества  $r_{32} = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ . Рассчитываем сумму термических сопротивлений стенки пластины и загрязнений с обеих её сторон:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{r_{31}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{32}} = \frac{1}{5800} + \frac{0,001}{21} + \frac{1}{2900} = 0,00057 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Рассчитываем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{722,9} + 0,00057 + \frac{1}{4225}} = 456,62 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Требуемая поверхность теплопередачи составляет:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср.лог}} = \frac{275295,55}{456,62 \cdot 29,07} = 20,74 \text{ м}^2.$$

Выбранный в качестве первого варианта теплообменник предварительно подходит для осуществления заданного процесса, так как располагаемая поверхность теплопередачи  $25 \text{ м}^2$  больше расчетной  $20,74 \text{ м}^2$ . Определим температуру поверхности пластин со стороны спирта и воды с целью уточнения коэффициентов теплоотдачи:

$$t_{ст1} = t_{ср1} - \frac{K \cdot \Delta t_{ср}}{\alpha_1} = 53 - \frac{456,62 \cdot 29,07}{722,9} = 34,6 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{ст2} = t_{ср2} + \frac{K \cdot \Delta t_{ср}}{\alpha_2} = 24 + \frac{456,62 \cdot 29,07}{4225} = 27,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Используя полученные данные температур поверхности пластины, определим уточненные значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи:

$Pr_{ст1}=14,12$  – значение критерия Прандтля для этилового спирта при  $34,6$  °С;

$Pr_{ст2}=5,93$  – значение критерия Прандтля для воды при  $27,1$  °С [2, 3].

$$\alpha_1^* = \alpha_1 (Pr_1 / Pr_{ст1})^{0,25} = 722,9 (11,95 / 14,12)^{0,25} = 693,36 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 (Pr_2 / Pr_{ст2})^{0,25} = 4225 (6,55 / 5,93)^{0,25} = 4331 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$K^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^*}} = \frac{1}{\frac{1}{693,36} + 0,00057 + \frac{1}{4331}} = 445,79 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Проверим температуры поверхности пластины:

$$t_{ст1}^* = t_{ср1} - \frac{K^* \cdot \Delta t_{ср}}{\alpha_1^*} = 53 - \frac{445,79 \cdot 29,07}{693,36} = 34,31 \text{ °С},$$

$$t_{ст2}^* = t_{ср2} + \frac{K^* \cdot \Delta t_{ср}}{\alpha_2^*} = 24 + \frac{445,79 \cdot 29,07}{4331} = 27 \text{ °С}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют:

$$\delta_1 = (34,6 - 34,31) 100 / 34,31 = 0,85 \%; \quad \delta_2 = (27,1 - 27) 100 / 27 = 0,4 \%.$$

Т.к. отклонения температур стенок не превышают 5 %, то дальнейших уточнений коэффициента теплопередачи не требуется.

Требуемая поверхность теплопередачи, с учетом уточненного коэффициента теплопередачи, составляет:

$$F = \frac{Q}{K^* \cdot \Delta t_{ср.лог}} = \frac{275295,55}{445,79 \cdot 29,07} = 21,24 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности для первого варианта аппарата составляет:

$$\Delta = \frac{25 - 21,24}{21,24} \cdot 100 = 18 \%.$$

**Вариант 2.** Второй вариант аппарата с поверхностью теплопередачи  $F = 20 \text{ м}^2$ , имеющий  $N = 70$  пластин с поверхностью  $f = 0,3 \text{ м}^2$ , отличается от первого гораздо меньшей массой  $M = 485 \text{ кг}$ . Поэтому целесообразно проверить и такой вариант теплообменника.

Анализируя первый вариант расчета, можно сделать вывод, что лимитирующей стадией теплопередачи является процесс теплоотдачи от горячего этилового спирта к стенке пластины. Чтобы повысить скорость

теплоотдачи, необходимо увеличить скорость движения спирта в аппарате, для этого применим несимметричную компоновку пластин по схеме:

$$C_x = \frac{m'_1 + m''_1 + m'''_1}{m_2} = \frac{12 + 12 + 11}{35}.$$

При такой компоновке пластин возникает параллельно-смешанный вариант взаимного движения теплоносителей, а значит необходимо ввести поправку  $\varepsilon_{\Delta t}$  в величину средней движущей силы теплообмена:

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\eta/\delta}{\ln\{[2 - P(1 + R - \eta)]/[2 - P(1 + R + \eta)]\}},$$

$$P = \frac{t_{2К} - t_{2Н}}{t_{1Н} - t_{2Н}} = \frac{28 - 20}{78 - 20} = 0,14; \quad R = \frac{t_{1Н} - t_{1К}}{t_{2К} - t_{2Н}} = \frac{78 - 35}{28 - 20} = 5,4,$$

$$\eta = \sqrt{R^2 + 1} = \sqrt{5,4^2 + 1} = 5,49,$$

$$\delta = \frac{R - 1}{\ln[(1 - P)/(1 - RP)]} = \frac{5,4 - 1}{\ln[(1 - 0,14)/(1 - 5,4 \cdot 0,14)]} = 3,49,$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{5,49/3,49}{\ln\{[2 - 0,14(1 + 5,4 - 5,49)]/[2 - 0,14(1 + 5,4 + 5,49)]\}} = 0,91,$$

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{cp,лог} = 0,91 \cdot 29,07 = 26,57 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Проведем аналогичные первому варианту расчеты, учитывая, что этиловый спирт движется в 12-ти параллельных каналах в каждом из трех пакетов пластин с поверхностью  $0,3 \text{ м}^2$ :

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot m_1 \cdot S_1} = \frac{2,22}{752 \cdot 12 \cdot 0,0011} = 0,224 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_3 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,224 \cdot 0,008 \cdot 752}{0,000668} = 2017 > 50,$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{0,1 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} (Pr_1/Pr_{ст1})^{0,25} \lambda_1}{d_3} = \frac{0,1 \cdot 2017^{0,73} \cdot 11,95^{0,43} \cdot 1 \cdot 0,161}{0,008} =$$

$$= 1511,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Вода движется в 35-ти каналах одного пакета пластин:

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot m_2 \cdot S_2} = \frac{8,22}{998 \cdot 35 \cdot 0,0011} = 0,214 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_3 \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,214 \cdot 0,008 \cdot 998}{0,00094} = 1817 > 50,$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{0,1 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} (Pr_2/Pr_{cr2})^{0,25} \lambda_2}{d_3} = \frac{0,1 \cdot 1817^{0,73} \cdot 6,55^{0,43} \cdot 1 \cdot 0,601}{0,008} =$$

$$= 4037 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Рассчитываем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1511,6} + 0,00057 + \frac{1}{4037}} = 676 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Требуемая поверхность теплопередачи составляет:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{275295,55}{676 \cdot 26,57} = 15,32 \text{ м}^2.$$

Уточним коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, рассчитав предварительно температуру стенок пластины:

$$t_{cr1} = t_{cp1} - \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_1} = 53 - \frac{676 \cdot 26,57}{1511,6} = 41,1 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{cr2} = t_{cp2} + \frac{K \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2} = 24 + \frac{676 \cdot 26,57}{4037} = 28,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$Pr_{cr1}=13,3$  – значение критерия Прандтля для этилового спирта при  $41,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$Pr_{cr2}=5,8$  – значение критерия Прандтля для воды при  $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$  [2].

$$\alpha_1^* = \alpha_1 (Pr_1/Pr_{cr1})^{0,25} = 1511,6 (11,95/13,3)^{0,25} = 1471,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 (Pr_2/Pr_{cr2})^{0,25} = 4037 (6,55/5,8)^{0,25} = 4161,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$K^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^*}} = \frac{1}{\frac{1}{1471,7} + 0,00057 + \frac{1}{4161,6}} = 671,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Проверим температуры поверхности пластины:

$$t_{cr1}^* = t_{cp1} - \frac{K^* \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_1^*} = 53 - \frac{671,2 \cdot 26,57}{1471,7} = 40,9 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{cr2}^* = t_{cp2} + \frac{K^* \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2^*} = 24 + \frac{671,2 \cdot 26,57}{4161,6} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C},$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют:

$$\delta_1 = (41,1 - 40,9)100/40,9 = 0,5 \text{ } \%; \quad \delta_2 = (28,5 - 28,3)100/28,3 = 0,7 \text{ } \%.$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5 %, то дальнейших уточнений коэффициента теплопередачи не требуется.



Требуемая поверхность теплопередачи с учетом уточненного коэффициента теплопередачи составляет:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{275295,55}{671,2 \cdot 26,57} = 15,44 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности для первого варианта аппарата составляет:

$$\Delta = \frac{20 - 15,44}{15,44} 100 = 29,5 \%$$

Для дальнейшего сравнения рассчитанных вариантов пластинчатых теплообменников необходимо провести гидравлический расчет этих аппаратов.

### 4.3. Гидравлический расчет

Гидравлическое сопротивление для каждого из теплоносителей можно вычислить по формуле:

$$\Delta p = \chi \cdot \xi \frac{L_n}{d_3} \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} + 3 \frac{\rho \cdot \omega_{ш}^2}{2},$$

где  $\chi$  – число пакетов для данного теплоносителя;  $\xi$  – коэффициент сопротивления зависит от режима движения теплоносителя и площади пластины.

$$\xi = \frac{a_1}{Re} \text{ – для ламинарного режима; } \xi = \frac{a_2}{Re^{0,25}} \text{ – для турбулентного режима.}$$

Таблица 4.3. Значения коэффициентов  $a_1$  и  $a_2$

Площадь пластины, м <sup>2</sup>	0,2	0,3	0,6	1,3
<b>a<sub>1</sub></b>	425	425	320	400
<b>a<sub>2</sub></b>	19,6	19,3	15	17,0

Гидравлическим сопротивлением штуцеров можно пренебречь, поскольку скорость жидких теплоносителей в штуцерах  $\omega_{ш}$  не превышает 2,5 м/с.

#### Вариант 1

Гидравлическое сопротивление для этилового спирта:

$$\xi_1 = \frac{a_2}{Re_1^{0,25}} = \frac{15}{511,76^{0,25}} = 3,15,$$

$$\Delta p_1 = \chi \cdot \xi_1 \frac{L_n}{d_3} \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} = 1 \cdot 3,15 \frac{1,01}{0,0083} \frac{752 \cdot 0,055^2}{2} = 436 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление для воды:

$$\xi_2 = \frac{a_2}{Re_2^{0,25}} = \frac{15}{1348^{0,25}} = 2,48.$$

$$\Delta p_2 = \chi \cdot \xi_2 \frac{L_n}{d_3} \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} = 1 \cdot 2,48 \frac{1,01}{0,0083} \frac{998 \cdot 0,153^2}{2} = 3525 \text{ Па.}$$

## Вариант 2

Гидравлическое сопротивление для этилового спирта:

$$\xi_1 = \frac{a_2}{Re_1^{0,25}} = \frac{19,3}{2017^{0,25}} = 2,89,$$

$$\Delta p_1 = \chi \cdot \xi_1 \frac{L_n}{d_3} \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} = 3 \cdot 2,89 \frac{1,12}{0,008} \frac{752 \cdot 0,224^2}{2} = 22900 \text{ Па.}$$

Гидравлическое сопротивление для воды:

$$\xi_2 = \frac{a_2}{Re_2^{0,25}} = \frac{19,3}{1817^{0,25}} = 2,96,$$

$$\Delta p_2 = \chi \cdot \xi_2 \frac{L_n}{d_3} \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} = 1 \cdot 2,96 \frac{1,12}{0,008} \frac{998 \cdot 0,214^2}{2} = 9470 \text{ Па.}$$

По результатам технологического и гидравлического расчетов можно сделать вывод, что уменьшение массы аппарата приводит к увеличению гидравлических сопротивлений и, соответственно, росту энергетических затрат на их преодоление. Однако даже для второго расчетного варианта получено умеренное гидравлическое сопротивление по этиловому спирту. Потери напора спирта для второго варианта составляют:

$$h_n = \frac{\Delta p_1}{\rho_1 \cdot g} = \frac{22900}{752 \cdot 9,81} = 3,1 \text{ м.}$$

Окончательно к установке принимаем теплообменник типа ТПР с поверхностью теплопередачи  $F = 20 \text{ м}^2$ , имеющий  $N = 70$  пластин с поверхностью  $f = 0,3 \text{ м}^2$ .

Для подачи этилового спирта выбираем центробежный насос марки Х20/18, который имеет следующие характеристики: подача  $Q = 0,0055 \text{ м}^3/\text{с}$  и напор  $H = 10,5 \text{ м}$  [6, с. 38].

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. Т. 2 / под ред О.Г. Мартыненко [и др.] – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
2. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – Л.: Химия, 1987 – 576 с.
3. Теплофизические свойства газов, растворителей растворов солей: справочник / сост.: Е.М. Шадрина [и др.]; Иван. гос. хим.- технол. ун-т. – Иваново, 2004. – 196 с.
4. Зыкова, О.С. Выполнение курсового проекта по процессам и аппаратам химической технологии / О.С. Зыкова, А.Г. Липин. – Иван. гос. хим.- технол. ун-т. – Иваново, 2010. – 104 с.
5. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А.Н. Бессонный [и др.]; под общ. ред. В.Б. Кунтыша, А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512с.: ил.
6. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / под ред. Ю.И. Дытнерского, – 2-е изд., М.: Химия, 1991. – 496 с.
7. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: справочник. Т. 1./А.С. Тимонин. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2001. – 756 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Типы и основные параметры спиральных теплообменников

Параметры	Тип 1			Тип 2			Тип 3
	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3	
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	10–100			20	50	20	50
Конструкция	С тупиковыми каналами и крышками			Со сквозными каналами и крышками			С глухими каналами без крышек
Рабочая среда	Жидкая и парообразная			Высоковязкая, газо- и парообразная	Нитрозная серная кислота	Сточные воды	Нитрозная серная кислота
Расчетное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	До 1 (10)			До 0,6 (6)		До 0,8 (8)	До 0,6 (6)
Расчетная температура, °С	От –20 до +200				До 80	От –20 до +200	До 80
Эквивалентный диаметр, м	0,024			0,016	0,032	0,05 (по широкому каналу)	0,032
						0,024 (по узкому каналу)	
Ширина канала, мм	12			8	16	25 (по широкому каналу)	16
						12 (по узкому каналу)	

### *Условное обозначение теплообменников*

Буквы ТС обозначают вид теплообменного аппарата (теплообменник спиральный); следующая цифра – тип спирального теплообменника; цифры после тире – конструктивное исполнение, поверхность теплообмена аппарата, расчетное давление и марка материала.

## 1. Спиральные теплообменники с тупиковыми каналами с крышками (тип I)

Предназначены для работы с рабочими средами: жидкость–жидкость; газ–жидкость; газ–газ; жидкость–пар; газ–пар.

Теплообменники типа 1 – аппараты общего применения.

Теплообменные аппараты рассчитаны на давление до 1 МПа.

Температура рабочих сред в аппарате может достигать  $300^{\circ}\text{C}$  за счет применения паронитовых прокладок или крышки с центральной стяжкой (рис.1).

Рекомендуемая скорость движения теплоносителей в спиральных каналах (при умеренном гидравлическом сопротивлении): для жидкостей до 3 м/с; для пара – до 70 м/с; для газа – до 30 м/с.

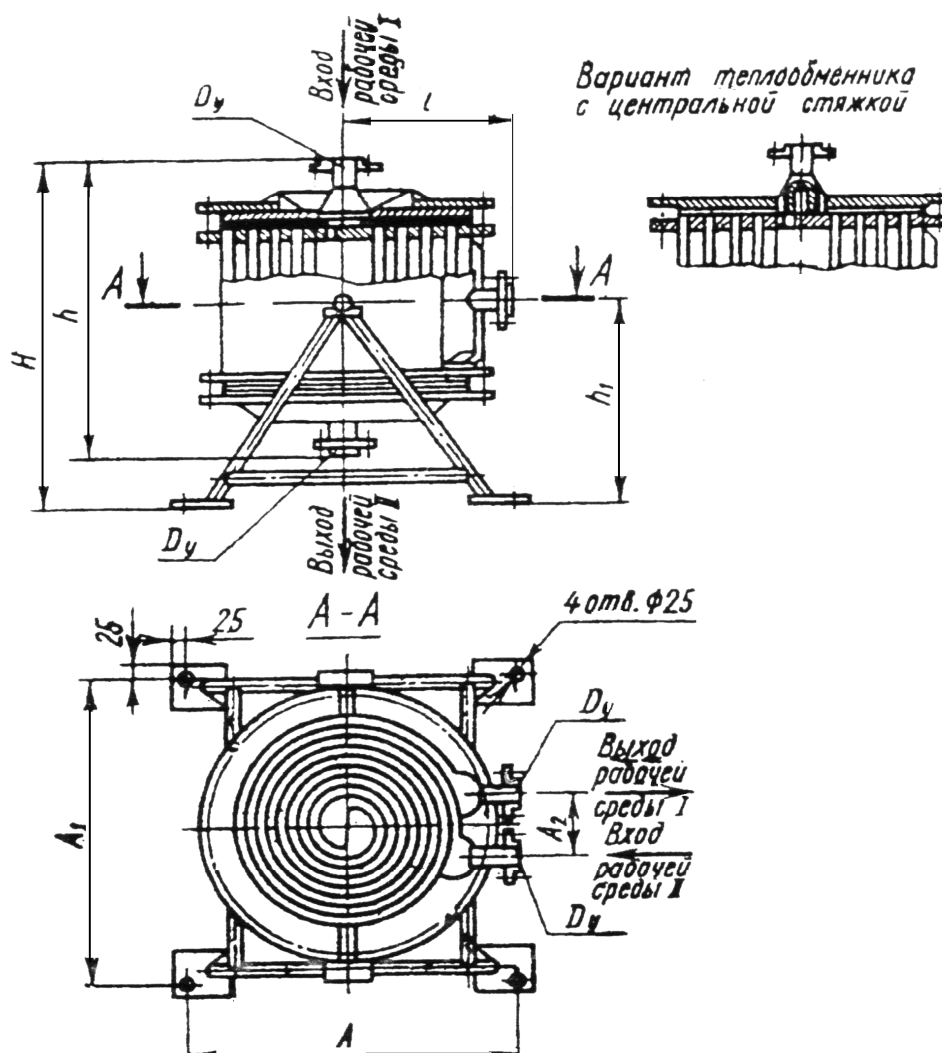


Рис. 1. Общий вид теплообменника. Тип 1, исполнение 1

Присоединительные размеры фланцев штуцеров приняты (соответственно) на  $P_y 0,6$  МПа (по ГОСТ 12822-80) для теплообменников из коррозион-

ностойкой стали и  $R_y$  1 МПа (по ГОСТ 12820-80) для теплообменников из углеродистой стали.

Основные и присоединительные размеры аппаратов приведены в табл. 2–7.

### Теплообменники (исполнение 1)

Предназначены для теплообмена между рабочими средами, не изменяющими в аппарате своего агрегатного состояния.

Основные размеры и характеристика теплообменников приведены на рис. 1 и в табл. 2 и 3.

Таблица 2. Основные размеры (мм) и характеристика теплообменников из коррозионно-стойких сталей

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	H	h	H <sub>1</sub>	L	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	D <sub>y</sub>	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	Пропускная способность при скорости 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты (по ГОСТ 5632-72)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
10	12	1170	940	700	560	900	1060	250	65	400	12,5	0,0048	17,28	1200	Сталь 12X18H10T
12,5					600		15,6				1300				
16					630		1190				500			16	

1	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
20	1230	1000	730	620	960	1380	320	100	400	25	0,0048	17,28		Сталь 12X18Н10Т	
25	1350	1100	800	700		500									
31,5				770		1485				31,5	0,006	21,6	2300	2600	Сталь 10X17Н13М 2Т
40	1850	1600	1050	700	1330	1300				20	0,012	43,2	2800	Сталь 12X18Н10Т	
50				720		1460	400	150	1000	25			3500		
63	1930	1660	1100	810	1400	1640				31,5			4300		
80*				900		1800				40			5500		
100*	2180	1910	1225			1960			1250		0,015	54	6000		

\*Теплообменники поверхностью теплообмена 80 и 100 м<sup>2</sup> изготавливают по согласованию с заводом-изготовителем.

Таблица 3. Основные параметры ( мм) и характеристика теплообменников из углеродистой стали

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	H	h	h <sub>1</sub>	l	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	D <sub>y</sub>	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	Пропускная способность при скорости 1м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты (по ГОСТ 380-88)								
20	12	1610	1300	960	630	1230	1150	250	100	700	14,3	0,0084	30,24	1650	ВСт. 3сп4 **								
25							1225	320			17,9			2000									
31,5							1350	100			22,5			2600									
40							1450	28,6			3200												
50	12	2030	1760	1150	720	1525	1500	400	150	1100	22,7	0,0138	49,68	4000	ВСт. 3сп5								
63							1585				28,6			4800									
80*							1930				1660			1100		900	1400	1800	1000	40	0,012	43,2	5500
100*							2180				1910			1225		900	1400	1960	1250	0,015	54	6000	

\*См. сноску к табл. 2  
 \*\* Допускается изготовление теплообменников из стали ВСт . 3сп5 по ГОСТ 380-88 .



Пример условного обозначения спирального теплообменника типа 1, исполнения 1, площадью теплообмена  $16 \text{ м}^2$ :

на давление  $0,6 \text{ МПа}$  ( $6 \text{ кгс/см}^2$ ), из коррозионно-стойкой стали ТС 1-1-16-6-1;

на давление  $1 \text{ МПа}$  ( $10 \text{ кгс/см}^2$ ), из углеродистой стали ТС 1-1-16-10-2.

### Теплообменники (исполнение 2)

Предназначены для теплообмена между рабочими средами, изменяющими в аппарате свое агрегатное состояние. Теплообменники применяют в качестве конденсаторов.

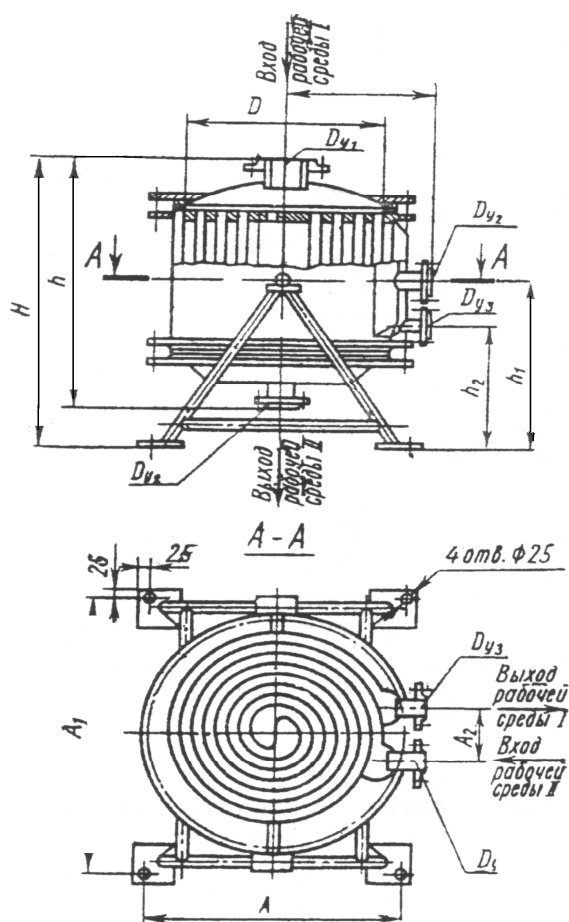


Рис. 2. Общий вид теплообменника. Тип 1, исполнение 2, рабочая среда: I – пар, II – жидкость

Основные размеры и характеристика теплообменников приведены на рис. 2 и в табл. 4 и 5.

Таблица 4. Основные размеры (мм) и характеристика теплообменников из коррозионно-стойкой стали

Поверхность теплооб- мена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	Н	Н	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	l	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	D	D <sub>y1</sub>	D <sub>y2</sub>	D <sub>y3</sub>	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>		Пропускная способ- ность при скорости 1м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты ( по ГОСТ 5632-72)	
																для I рабо- чей среды	для II рабо- чей среды				
10	12	1230	1000	700	620	600	900	560	1060	700				400	12,5	0,123	0,0048	17,28	1200	Сталь 12X18Н10Т	
12,5								600								700			1300		
16								630								750			1500		
16		1330	1100	750	635	630	955	1190	250	760	200	65	50	500	16	0,158	0,006	21,6	1500	Сталь 10X17Н13М2Т	
20		1290	1060	730	645	620	960	1380	950					400	25	0,264	0,0048	17,28	1800	Сталь 12X18Н10Т	
25		1410	1160	800	685	700	1485	320	250	100	65	500	31,5	0,337	0,006	21,6	0,006	2300	2600	Сталь 10X17Н13М2Т	
31,5						770															1060
40						700															830
50		1910	1660	1050	700	700	1330	1300	830					20	0,208	0,012	43,2	2800	Сталь 12X18Н10Т		
63		720	950																		
80*		810	1060																		
80*		1990	1720	1100	750	810	1800	400	300	150	80	1000	31,5	0,337	0,015	54	5500	Сталь 12X18Н10Т			
100*	900	1280	1960																		

\* См. сноску к табл. 3.

Таблица 5. Основные размеры (мм) и характеристика теплообменников из углеродистой стали

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	H	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	l	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	D	D <sub>y1</sub>	D <sub>y2</sub>	D <sub>y3</sub>	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>		Пропускная способность при скорости 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты ( по ГОСТ
																для I рабочей среды	для II рабочей среды			
20	12	1610	1360	900	700	630	1230	1150	250	700	250	100	65	700	14,3	0,123	0,0084	30,24	1650	ВСт.3сп4**
25								1225	320	780						0,18			2000	
31,5								1350	900	1100						0,236			2600	
40								1450	1100	1100						0,34			3200	
50	12	2090	1820	1150	750	720	1525	1500	400	980	300	150	80	1100	22,7	0,0138	49,68	4000	ВСт.3сп5	
63								1585	1050	1100					0,336			4800		
80*								1800	1280	1100					0,012			5500		
100*								1960	1400	1270					0,015			6000		
* См. сноску к табл. 3																				
** Допускается изготовление теплообменников из стали ВСт.3сп5 по ГОСТ 380-88																				

*Пример условного обозначения* спирального теплообменника типа 1, исполнения 2, поверхностью теплообмена 16 м<sup>2</sup> на давление: 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>), из коррозионно-стойкой стали ТС 1-2-16-6-1; 1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>), из углеродистой стали ТС 1-2-16-10-2.

### Теплообменники (исполнение 3)

Предназначены для теплообмена между рабочими средами, изменяющими в аппарате свое агрегатное состояние. Теплообменники применяют в качестве специальных конденсаторов.

Рабочая среда: I – парогазовая смесь, II – жидкость.

Основные размеры и характеристика теплообменников приведены на рис. 3 и в табл. 6 и 7.

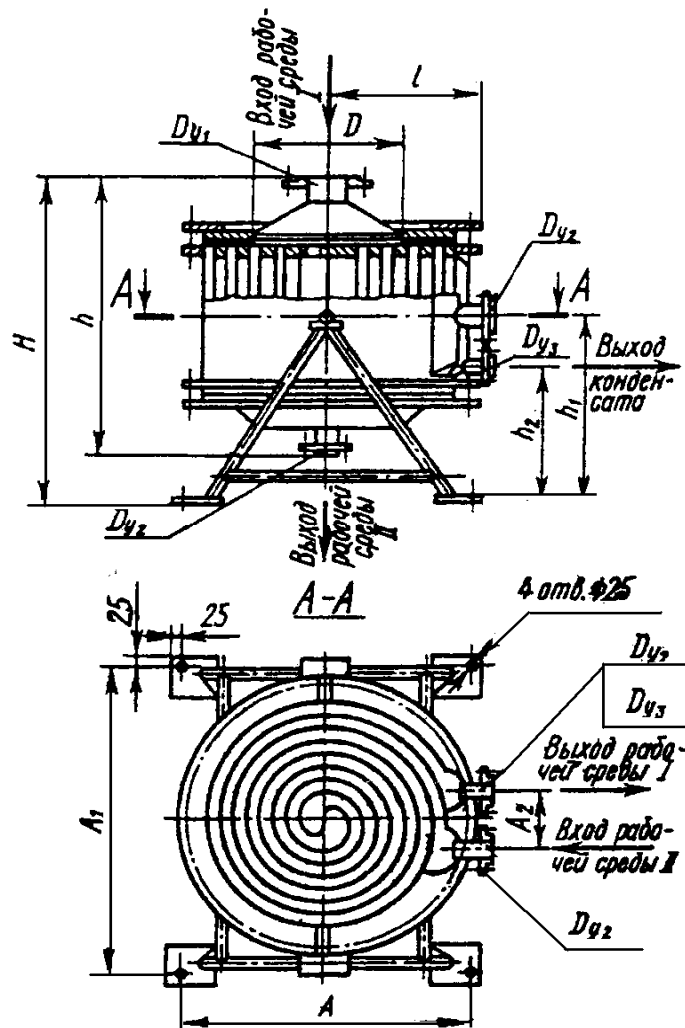


Рис. 3. Общий вид теплообменника. Тип 1, исполнение 3

Таблица 6. Основные размеры (мм) и характеристика теплообменников из коррозионно-стойкой стали

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	H	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	l	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	D	D <sub>y1</sub>	D <sub>y2</sub>	D <sub>y3</sub>	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>		Пропускная способность при скорости 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты ( по ГОСТ 380-88)
																для I рабочей среды	для II рабочей среды			
10	12	1230	1000	750	620	560	900	1060	250	460	200	65	50	400	12,5	0,043	0,0048	17,28	1200	Сталь 12X18H10T
12,5						600		1190		490					500				15,6	
16		1330	1100	765	635	630	955	1380	550	500	16	0,0622	0,006	21,6	1500	Сталь 10X17H13M2T				
20		1290	1060	780	645	620	960	1380	550	400	25	0,0835	0,0048	17,28	1800	Сталь 12X18H10T				
25		1410	1160	835	685	700	1330	320	510	250	100	65	500	31,5	0,107	0,006	21,6	2300	Сталь 10X17H13M2T	
31,5						770												1485		600
40		1910	1660	1050	700	700	1330	1300	510	20	0,0622	0,012	43,2	2800	Сталь 12X18H10T					
50		1990	1720	1100	750	720	1460	550	1000	25	0,0835	0,012	43,2	3500						
63						810	1640	600		31,5	0,107	4300								
80*		1400	1800	400	300	150	80	5500												
100*		2250	2000	1270	885	900	1960	660	660	300	150	80	1250	40	0,116	0,015	54	6000		

Таблица 7. Основные размеры (мм) и характеристика теплообменников из углеродистой стали

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	H	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	l	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	D	D <sub>y1</sub>	D <sub>y2</sub>	D <sub>y3</sub>	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>		Пропускная способность при скорости 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты (по ГОСТ (380-88))			
																для I рабочей среды	для II рабочей среды						
20	12	1610	1360	900	700	630	1230	1150	250	470	250	100	65	700	14,3	0,043	0,0084	30,24	1650	ВСт.3сп4**			
25								1225	320	490						17,9			2000				
31,5								1350	530	22,5						2600							
40								1450	600	28,6						3200							
50	12	2090	1820	1150	720	1525	1500	400	570	300	150	80	1100	22,7	0,081	0,0138	49,68	4000	ВСт.3сп5				
63							1585	600	28,6						4800								
80*							1990	1720	1100						750			1800		1000	0,116	43,2	5500
100*							2250	2000	1270						885			900		1400	1960	660	1250

\*\*Допускается изготовление теплообменников из стали ВСт.3сп5 по ГОСТ 380-88

*Пример условного обозначения* спирального теплообменника типа 1, исполнения 3, поверхностью теплообмена 16 м<sup>2</sup> на давление:

0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>), из коррозионностойкой стали ТС 1-3-16-6-1;  
1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>), из углеродистой стали ТС 1-3-16-10-2.

## 2. Спиральные теплообменники со сквозными каналами с крышками (тип 2)

Предназначены для подогрева или охлаждения высоковязких, жидких, газообразных и парообразных сред; могут быть также использованы в качестве аппаратов малого гидравлического сопротивления для I рабочей среды, при которой необходима механическая чистка каналов.

В зависимости от исполнения аппараты работают при наибольшем расчетном давлении 0,8 МПа (8 кгс/см<sup>2</sup>) и наибольшей температуре рабочих сред 200 °С.

## Рекомендуемая скорость движения рабочей среды в каналах (м/с):

для высоковязких жидкостей	до 0,01
серной кислоты	до 1
жидких сред	до 3
газообразных сред	до 30
пара	до 70

### Теплообменники (исполнение 1)

Предназначены для подогрева и охлаждения высоковязких жидкостей (I рабочая среда) и газов (II рабочая среда).

Теплообменные аппараты рассчитаны на давление до 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) и температуру рабочих сред от -30 до +200 °С.

Основные размеры теплообменников приведены на рис. 4, характеристика в табл. 8.

Присоединительные размеры фланцев штуцеров приняты на P<sub>y</sub> 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) по ГОСТ 12822-80.

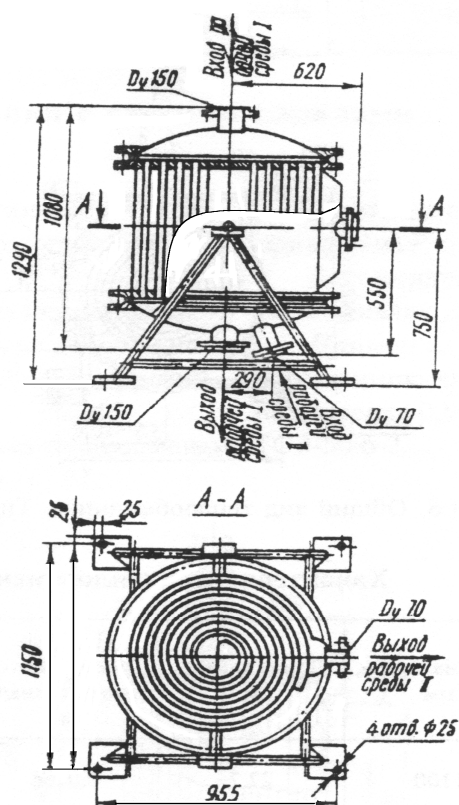


Рис. 4. Общий вид теплообменника. Тип 2, исполнение 1

Таблица 8. Характеристика теплообменника

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>		Пропускная способность (м <sup>3</sup> /ч) при скорости		Масса, кг	Материал ленты (по ГОСТ 5632-72)
				сквозного	Спирального	0,01 м/с	1 м/с		
20	8	500	20	0,16	0,004	5,76	14,4	1200	Сталь 10Х17Н13М2Т

*Пример условного обозначения спирального теплообменника типа 2, исполнения 1, поверхностью теплообмена 20 м<sup>2</sup>, на давление 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) из коррозионно-стойкой стали ТС 2-1-20-6-1.*

### Теплообменники (исполнение 2)

Предназначены для охлаждения нитрозной серной кислоты и других рабочих сред при необходимости механической чистки каналов по стороне воды.

Теплообменные аппараты рассчитаны на давление до 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) и температуру серной кислоты до 80 °С (из условий предупреждения коррозии в серной кислоте).

Основные размеры теплообменника приведены на рис. 5, характеристика – в табл. 9.

Присоединительные размеры фланцев штуцеров приняты на Р<sub>у</sub> 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) по ГОСТ 12820-80.

Таблица 9. Характеристика теплообменника

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	Пропускная способность, 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты (по ГОСТ 380-71)
50	16	1100	22,7	0,0168	60,48	4400	ВСт.3сп5



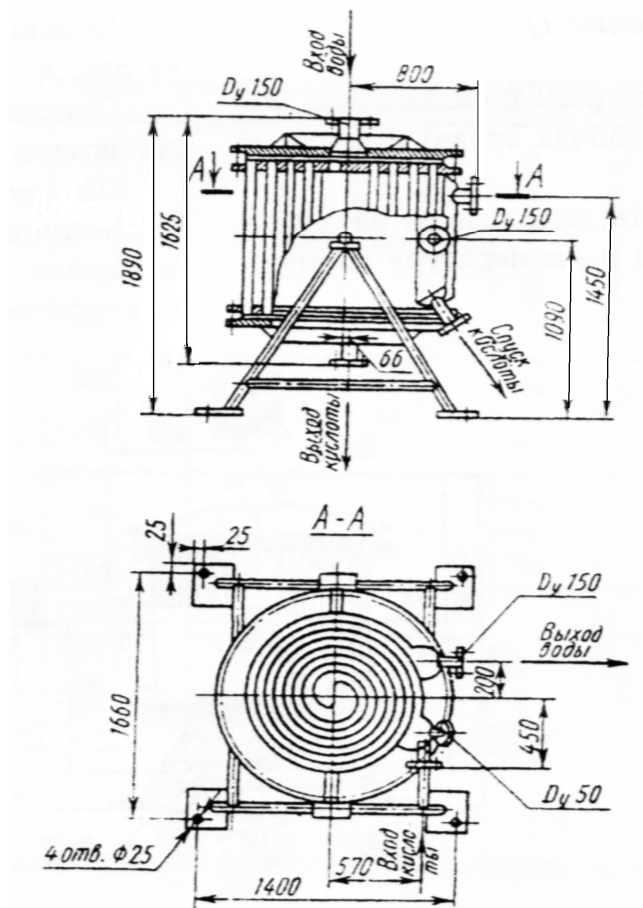


Рис. 5. Общий вид теплообменника. Тип 2, исполнение 2

*Пример условного обозначения* спирального теплообменника типа 2, исполнения 2, поверхностью теплообмена  $50 \text{ м}^2$ , на давление  $0,6 \text{ МПа}$  ( $6 \text{ кгс/см}^2$ ), из углеродистой стали ТС 2-2-50-6-2.

### Теплообменники (исполнение 3)

Предназначены для подогрева сточных вод и других загрязненных рабочих сред.

Теплообменные аппараты рассчитаны на давление рабочих сред до  $0,8 \text{ МПа}$  ( $8 \text{ кгс/см}^2$ ) и температуру этих сред от  $-20$  до  $+200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Основные размеры и характеристика теплообменника приведены на рис. 6 и в табл. 10.

Присоединительные размеры фланцев штуцеров приняты на  $P_y 1 \text{ МПа}$  ( $10 \text{ кгс/см}^2$ ) по ГОСТ 12822-80.

Таблица 10. Характеристика теплообменника

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм		Ширина ленты, мм	Длина ленты, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>		Пропускная способность 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч		Масса, кг	Материал ленты ( по ГОСТ 5632-72 )
	широкого	узкого			широкого	узкого	широкого	узкого		
20	25	12	500	20	0,025	0,006	45	21,6	2400	Сталь 10Х17Н13 М2Т

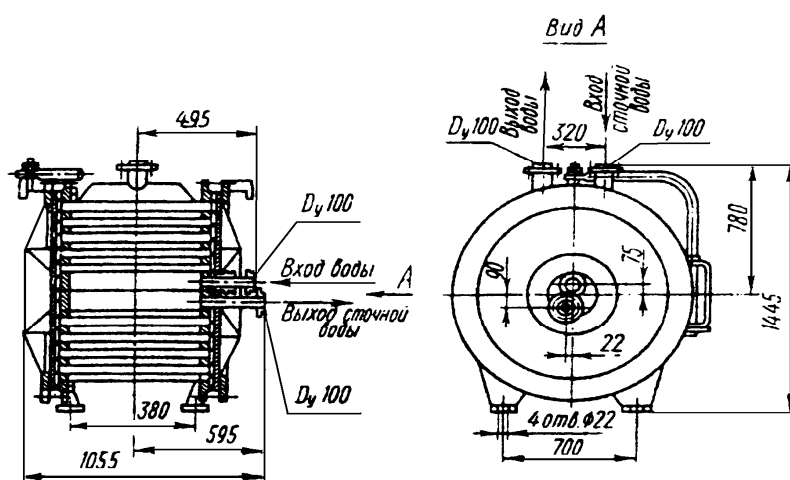


Рис. 6. Общий вид теплообменника. Тип 2, исполнение 3

Пример условного обозначения спирального теплообменника типа 2, исполнения 3, поверхностью теплообмена 20 м<sup>2</sup>, на давление 0,8 МПа (8 кгс/см<sup>2</sup>), из коррозионно-стойкой стали ТС 2-3-20-8-1.

### 1. Спиральные теплообменники с глухими каналами без крышек (тип 3)

Предназначены для охлаждения нитрозной серной кислоты и других сред, не требующих чистки каналов.

Теплообменные аппараты рассчитаны на давление до 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) и температуру серной кислоты до 80 °С (из условий предупреждения коррозии в серной кислоте).

Основные размеры и характеристика теплообменника приведены на рис. 7 и в табл. 11.

Присоединительные размеры фланцев штуцеров приняты на Р<sub>y</sub> 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) по ГОСТ 12820-80.

Рекомендуемая скорость движения серной кислоты в каналах до 1 м/с.

Таблица 11. Характеристика теплообменника

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	Пропускная способность, 1 м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг	Материал ленты (по ГОСТ 380-88)
50	16	1100	22,7	0,0168	60,48	2850	ВСт.3сп5

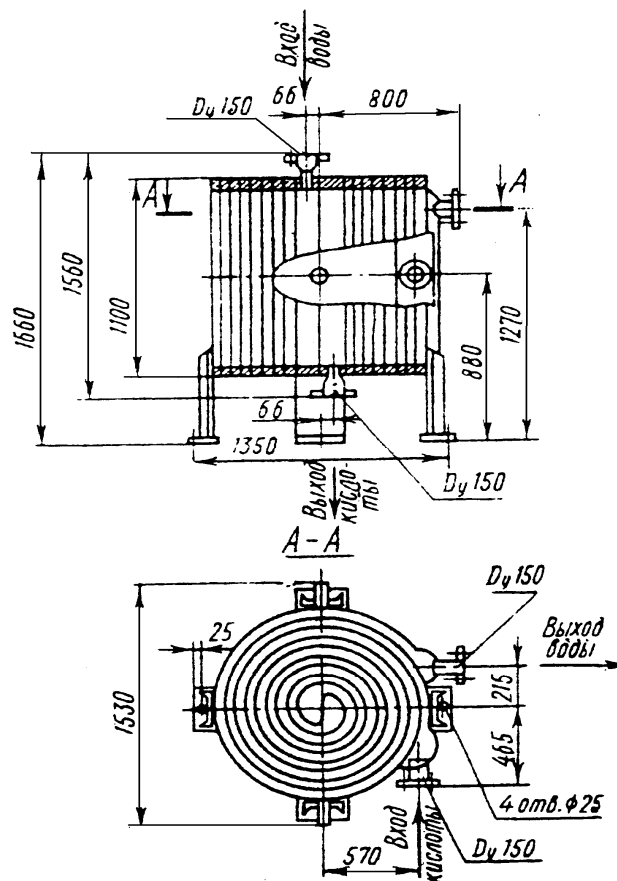


Рис. 7. Общий вид теплообменника. Тип 3

Пример условного обозначения спирального теплообменника типа 3 поверхностью теплообмена 50 м<sup>2</sup>, на давление 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>), из углеродистой стали ТС 3-50-6-2.

## ОПОРЫ АППАРАТОВ

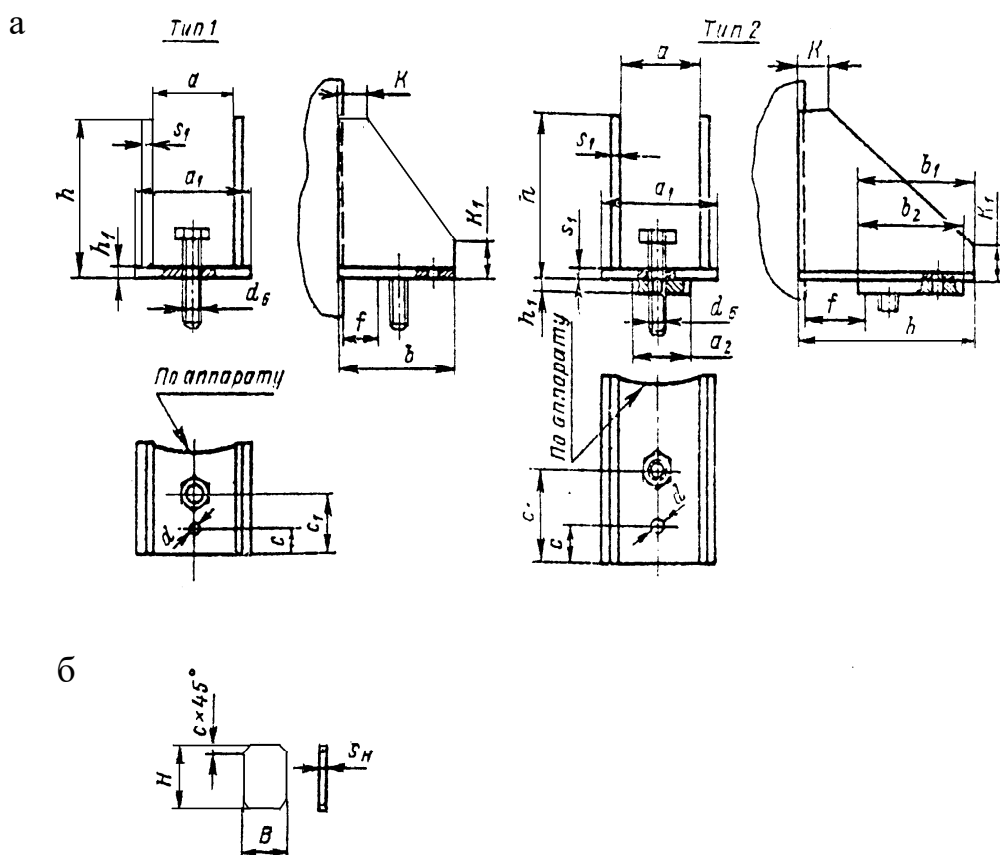


Рис. 8. Конструкции стандартных опор (лап) для стальных сварных вертикальных цилиндрических аппаратов: а – типы 1 и 2; б – накладной лист

Таблица 12. Опоры (лапы) для вертикальных аппаратов  
(рис. 8, а) типа 1 и 2, ОСТ 26-665-79, мм

Q, кН	Тип опоры	a	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	b	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c	c <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	K	K <sub>1</sub>	d	d <sub>Б</sub>	f <sub>max</sub>			
1,6	1 2	45	65	-	60	100	50	15	40	85	120	8	4	10	15 25	12	M12	10 40		
4	1 2	75	95	-	95	160	70	20	50	140 190	10	5	15	25	40			25 80		
10	1 2	90	115	-	115	195	85	80	85	170 235	14	6	20	30	50	24	M16	30		
25	1 2	12	5	155	100	155	255	120	115	45	90	230 310	16	8	25			40	65	M20
40	1 2	15	0	190	120	185	315	150	140	45	90	295 390	20	10	30	60	80	35	M24	50
63	1 2	18	5	230	150	230	380	170	160	60	130	360 470	24	12	35	70	100			M30

Q, кН	Тип опоры	a	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	b	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c	c <sub>1</sub>	h	h <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	K	K <sub>1</sub>	d	d <sub>Б</sub>	f <sub>max</sub>
100	1 2	25 0	310	- 200	310 520	- 230	- 220	65	160	475 620	30	16	40	95 130	42	M36	80 280
160	1 2	30 0	380	- 250	390 650	- 290	- 280		200	585 780	36	20	60	115 180		—	100 350
250	1 2	36 0	455	- 300	480 800	- 360	- 350		240	695 940	40	24	75	135 220		—	120 435
400	1 2	43 0	540	- 375	520 890	- 420	- 410	70	280	810 1100	45	30	85	150 255	50	—	145 470
630	1 2	54 0	690	- 460	680 1150	- 550	- 540	80	400	1100 1420	55	40	ПО	170 280		—	180 600

Примечание. Величина зазора между аппаратом и подпорной рамой  $f$  принимается конструктивно, но не более  $f_{\max}$ . Пример условного обозначения опоры типа 1 с допускаемой нагрузкой  $Q = 25$  кН:

*Опора 1-2500 ОСТ 26-665-79.*

Таблица 13. Накладные листы под опоры (лапы) типов 1 и 2 для вертикальных аппаратов (рис. 8, б), ОСТ 26-665-79, мм

Q, кН	Тип опоры	B	H	c	s <sub>н</sub>	Q, кН	Тип опоры	B	H	c	s <sub>н</sub>
1,6	1 2	75	120 155	8	4;6; 8;10	100	1 2	400	650 820	32	10;12; 16;20
4	1 2	125	200 255	10	6;8; 10;12	160	1 2	500	810 1020	40	12;16; 20;24
10	1 2	150	250 310	12		250	1 2	600	970 1230	48	16;20; 24;28
25	1 2	200	330 410	16	8;10; 12;16	400	1 2	700	1140 1440	50	20;24; 28
40	1 2	250	405 510	20		630	1 2	900	1480 1860	55	
63	1 2	300	490 620	24	10;12; 16;20						

Примечания: 1. Размер  $s_n$  определяется расчетом и округляется до ближайшего большего значения по табл. 12, но должен быть не менее толщины обечайки.

2. Сторона накладного листа с размером B изгибается по наружному диаметру аппарата.

Пример условного обозначения накладного листа для опоры типа 1 с допускаемой нагрузкой  $Q = 25$  кН и толщиной 12 мм:

*Накладной лист 1-2500-8 ОСТ 26-665—79.*

Таблица 14. Технические характеристики центробежных насосов

Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	H, м столба жидкости	n, 1/с	η <sub>н</sub>	Электродвигатель		
					Тип	N <sub>н</sub> , кВт	η <sub>дв</sub>
X2/25	4,2·10 <sup>-4</sup>	25	50	-	АОЛ-12-2	1,1	-
X8/18	2,4·10 <sup>-3</sup>	11,3	48,3	0,4	АО2-31-2	3	-
		14,8			BAO-31-2	3	0,82
X8/30	2,4·10 <sup>-3</sup>	18	48,3	0,5	АО2-32-2	4	-
		17,7			BAO-32-2	4	0,83
X20/18	5,5·10 <sup>-3</sup>	24	48,3	0,6	АО2-31-2	3	-
		30			BAO-31-2	3	0,82
X20/31	5,5·10 <sup>-3</sup>	10,5	48,3	0,55	АО2-41-2	5,5	0,87
		13,8			BAO-41-2	5,5	0,84
X20/53	5,5·10 <sup>-3</sup>	18	48,3	0,5	АО2-52-2	13	0,89
		25			BAO-52-2	13	0,87
X45/21	1,25·10 <sup>-2</sup>	31	48,3	0,6	АО2-51-2	10	0,88
		34,4			BAO-51-2	10	0,87
X45/31	1,25·10 <sup>-2</sup>	44	48,3	0,6	АО2-52-2	13	0,89
		53			BAO-52-2	13	0,87
X45/54	1,25·10 <sup>-2</sup>	13,5	48,3	0,6	АО2-62-2	17	0,88
		17,3			АО2-71-2	22	0,88
X90/19	2,5·10 <sup>-2</sup>	21	48,3	0,7	АО2-72-2	30	0,89
		19,8			АО2-51-2	10	0,88
X90/33	2,5·10 <sup>-2</sup>	25	48,3	0,7	АО2-52-2	13	0,89
		29,2			АО2-62-2	17	0,88
X90/49	2,5·10 <sup>-2</sup>	33	48,3	0,7	АО2-62-2	17	0,88
		31,4			АО2-62-2	17	0,88
X90/85	2,5·10 <sup>-2</sup>	40	48,3	0,65	АО2-71-2	22	0,9
		49			АО2-72-2	30	0,9
X160/29/2	4,5·10 <sup>-2</sup>	56	48,3	0,65	АО2-71-2	22	0,88
		70			АО2-72-2	30	0,89
X160/49/2	4,5·10 <sup>-2</sup>	85	48,3	0,75	АО2-81-2	40	-
		20			АО2-81-2	40	-
X160/29	4,5·10 <sup>-2</sup>	24	24,15	0,6	АО2-82-2	55	-
		29			АО2-91-2	75	0,89
X280/29	8·10 <sup>-2</sup>	49	24,15	0,78	BAO-72-2	30	0,89
		21			АО2-72-2	30	0,89
X280/42	8·10 <sup>-2</sup>	25	24,15	0,7	АО2-81-2	40	-
		29			АО2-81-2	40	-
X280/72	8·10 <sup>-2</sup>	29,6	24,15	0,7	АО2-82-2	55	-
		35			АО2-82-2	55	-
X500/25	1,5·10 <sup>-1</sup>	42	16	0,8	АО2-91-2	75	0,89
		51			АО2-91-2	75	0,89
X500/37	1,5·10 <sup>-1</sup>	62	16	0,7	АО2-81-4	40	-
		72			АО2-82-4	55	-
		72			АО2-81-4	40	-
		19			АО2-82-4	55	-
		22			АО2-91-4	75	0,92
		25			АО2-91-4	75	0,92
		25			АО2-92-4	100	0,93
		31,2			АО-101-4	125	0,91
		37			АО-102-4	160	0,92
					АО-103-4	200	0,93
					АО2-91-6	55	0,92
					АО2-92-6	75	-
					АО-102-6	125	0,92
					АО-103-6	160	0,93

Таблица 15. Технические характеристики центробежных вентиляторов

Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	ρgH, Па	n, 1/с	η <sub>н</sub>	Электродвигатель		
					Тип	N <sub>н</sub> , кВт	η <sub>дв</sub>
В-Ц14-46-5К-02	3,67	2360	24,1	0,71	АО2-61-4	13	0,88
	4,44	2450			АО2-62-4	17	0,89
	5,55	2550			АО2-71-4	22	–
В-Ц14-46-6,3К-02	5,28	1770	16,15	0,73	АО2-62-6	13	0,88
	6,39	1820			АО2-71-6	17	0,9
	7,78	1870			АО2-72-6	22	0,9
	6,94	2450			АО2-82-6	30	–
В-Ц14-46-8К-02	9,72	2600	16	0,7	АО2-82-6	40	–
	11,95	2750			АО2-91-6	55	–
	12,5	5500			4А280S4	110	0,92
В-Ц12-49-8-01	15,25	5600	24,15	0,68	4А280M4	132	–
	18	5700			4А315S4	160	–
ЦП-40-8К	1,39-6,95	1470-	26,65	0,61	-	-	-
		3820			46,7		
Ц1-8500	2,36	3280	46,7				
Ц1-4030	1,12	2840	46,7				
Ц1-2070	0,575	1280	46,7				
Ц1-1450	0,402	2450	46,7				
Ц1-1000	0,278	1110	46,7				
Ц1-690	0,192	1500	46,7				
Ц1-354	0,098	967	46,7				
Ц1-181,5	0,05	618	46,7				

Таблица 16. Технические характеристики газодувок

Марка	Q, м <sup>3</sup> /с	ρgH, Па	n, 1/с	Электродвигатель		
				Тип	N <sub>н</sub> , кВт	η <sub>дв</sub>
ТВ-25-1,1	0,833	10000	48,3	АО2-71-2	22	0,88
ТВ-100-1,12	1,67	12000	48,3	АО2-81-2	40	–
ТВ-150-1,12	2,5	12000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТВ-200-1,12	3,33	12000	48,3	АО2-91-2	75	0,89
ТВ-250-1,12	4,16	12000	49,3	АО2-92-2	100	0,91
ТВ-350-1,06	5,86	6000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТВ-450-1,08	7,5	8000	49,5	А2-92-2	125	0,94
ТВ-500-1,08	8,33	8000	50	ВАО-315S-2	132	–
ТВ-600-1,1	10	10000	49,4	А3-315M-2	200	–
РГН-1200А	0,167	30000	16,7	АО2-62-6	13	–
2А-34	0,63	80000	25	4А250-S443	75	–
ТВ-42-1,4	1	40000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТВ-50-1,6	1	60000	49,3	АО2-92-2	100	–
ТВ-80-1,2	1,67	20000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТГ-170-1,1	2,86	28000	49,3	АО2-92-2	100	–
ТГ-300-1,18	5	18000	50	ВАО-315M-2	160	–

Таблица 17. Рабочая производительность термостатических конденсатоотводчиков типа 45, кг/ч

Диаметр условного прохода клапана, мм	Производительность при избыточном давлении перед конденсатоотводчиком, МПа								
	0,01	0,03	0,05	0,07	0,09	0,1	0,3	0,5	0,7
15	165	280	350	430	500	560	680	900	1000
20	250	440	560	660	750	850	900	1150	1300

Таблица 18. Производительность конденсатоотводчиков с закрытым поплавком

Проходной диаметр, мм	Максимальная производительность, кг/ч, при перепаде давлений, МПа				
	1,2	1,5	1,8	2,0	2,5
19	340	400	440	465	500
25	340	400	440	465	500
32	780	900	1000	1050	1100
38	1080	1240	1350	1425	1400
50	1800	2100	2300	2450	2500

Таблица 19. Конденсатоотводчики с открытым поплавком типа 45ч4бр

Номер конденсатоотводчика	Размер, мм					Масса, кг
	d <sub>y</sub>	L	H	h	D	
00	15	253	285	185	95	16
0	20	300	338	205	105	23
1	25	355	390	250	115	38,5
3	40	485	560	375	150	81
4	50	560	635	455	165	112



Учебное пособие

**Липин Александр Геннадьевич**  
**Липин Андрей Александрович**  
**Романенко Юрий Евгеньевич**  
**Шибашов Антон Владимирович**

**Расчет теплообменных аппаратов**

Учебное пособие

Редактор О.А. Соловьева

Подписано в печать 6.12.2016. Формат 60×4 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага писчая. Усл. печ. л.

7,44. Тираж 70 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании кафедры экономики и финансов

ФГБОУ ВО «ИГХТУ»

153000, г. Иваново, Шереметевский пр., 7.