

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный  
технический университет»

Ю.А. Булыгин С.С. Баранов

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ  
В НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ:  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Утверждено Редакционно-издательским советом в  
качестве учебного пособия

Воронеж 2015

УДК 621.036.7

Булыгин Ю.А. Теплообменные аппараты в нефтегазовой промышленности: курсовое проектирование: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, С.С. Баранов. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. 100 с.

В учебном пособии для выполнения курсового проекта по дисциплине «Термодинамика и теплопередача» системно излагаются сведения об устройстве и принципах действия теплообменных аппаратов, используемых в нефтегазовой отрасли.

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 21.03.01 «Нефтегазовое дело», профиль «Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта и хранения нефти, газа и продуктов переработки», дисциплине «Термодинамика и теплопередача».

Предназначено для студентов 3 курса.

Табл. 9. Ил. 43. Библиогр.: 7 назв.

Рецензенты: кафедра математического моделирования Воронежского государственного университета (зав. кафедрой д-р физ.-мат. наук, проф. В.А. Костин); д-р техн. наук. проф. Н.В. Мозговой

© Булыгин Ю.А. Баранов С.С., 2015  
© Оформление. ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015

## Введение

Для создания и поддержания температурного режима на технологических объектах в энергетике, в химической, металлургической, нефтегазовой, пищевой и других отраслях промышленности, необходимо осуществлять подвод или отвод тепловой энергии от рабочей среды. Эту функцию выполняет теплообменное оборудование.

*Теплообменник* – это устройство для передачи тепла от более нагретого теплоносителя (жидкого или газообразного) к более холодному. Теплообменники должны отвечать таким требованиям, как высокая тепловая производительность и экономичность в работе при обеспечении заданных технологических условий процесса, простота конструкции, компактность, удобство монтажа и ремонта, надежность в работе, техническое и эстетическое соответствие времени, соответствие требованиям охраны труда и техники безопасности, правилам Госгортехнадзора.

В учебном пособии приведена широкая классификация типов теплообменных аппаратов, дан обзор конструктивных особенностей наиболее распространенных в технике кожухотрубных теплообменников, представлены сведения об использовании теплообменных аппаратов в нефтегазовой промышленности, приведены основные физические зависимости теплопередачи, применяемые в расчетах теплообменного оборудования, показан образец выполнения теплового, гидравлического и основного механического расчета кожухотрубного аппарата.

# 1 Теплообменное оборудование

## 1.1 Классификация теплообменных аппаратов

Процессы теплообмена осуществляются в теплообменных аппаратах различных типов и конструкций.

По способу передачи тепла теплообменные аппараты делят на поверхностные и контактные (рисунок 1.1). В поверхностных аппаратах рабочие среды обмениваются теплом через стенки из теплопроводного материала, а в контактных аппаратах тепло передается при непосредственном соприкосновении рабочих сред.

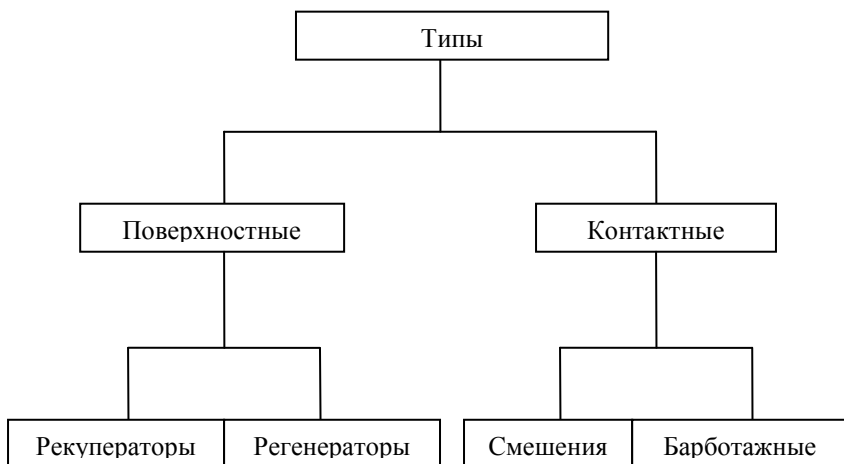


Рисунок 1.1 – Классификация теплообменных аппаратов

Контактные теплообменники в свою очередь подразделяются на смешительные и барботажные. В аппаратах смешительного типа нагретые и менее нагретые теплоносители перемешиваются и образуют растворы или смеси. Примером могут являться различного типа скрубберы. В аппаратах барботажного типа более нагретый теплоноситель прокачивается через массу менее нагретого (или наоборот), не смешиваясь с ним.

Во всех поверхностных теплообменниках оба теплоносителя омывают обычно разделяющую их твердую стенку, которая таким образом участвует в процессе теплообмена. Такие теплообменники разделяются на рекуперативные и регенеративные.

В регенеративных аппаратах одна и та же поверхность теплообмена попеременно омываются то одним, то другим теплоносителем. В период нагрева, т.е. при проходе горючего теплоносителя, стенки теплообменника и набивка в виде шаров, колец и т.п. нагреваются, в них аккумулируется тепло, которое в период охлаждения отдается протекающему вторичному теплоносителю. Направление потока тепла в стенках периодически меняется – это аппараты периодического действия.

Примером таких установок являются воздухоподогреватели газотурбинных установок, некоторые типы воздухоподогревателей и др.

В рекуперативных аппаратах одна поверхность стенки все время омывается одним теплоносителем, а другая – другим. Тепло от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку из теплопроводного материала.

Теплообменные аппараты классифицируются также по наличию или отсутствующие изменения агрегатного состояния теплоносителей. Имеются аппараты:

- без изменения агрегатного состояния теплоносителей;
- с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя – конденсация пара (первичного теплоносителя) или кипения жидкости (вторичного теплоносителя);
- с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей.

По назначению можно выделить:

- подогреватели;
- холодильники;
- испарители;
- конденсаторы;
- дистилляторы;
- сублиматоры;

– плавители и т.п.

Все теплообменные аппараты поверхностного типа можно классифицировать по виду взаимного направления потоков теплоносителей. Существуют 4 основные схемы движения теплоносителей, применяются также их комбинации (рисунок 1.2):

Прямоток – движение двух теплоносителей параллельно друг к другу в одном и том же направлении.

Противоток – движение двух теплоносителей параллельно друг к другу в противоположных направлениях.

Перекрестный ток – движение двух теплоносителей во взаимно перпендикулярных направлениях.

Смешанный ток – один или более теплоносителей делают несколько ходов в аппарате, омывая, при этом, часть поверхности по схеме прямотока, а другую часть – согласно схеме противотока или перекрестного тока

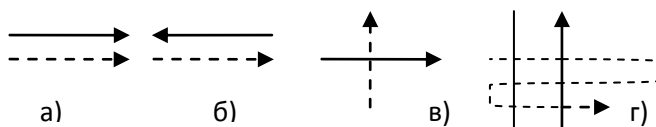


Рисунок 1.2 – Схемы движения теплоносителей  
а) прямоток, б) противоток, в) перекрестный ток,  
г) смешанный ток

Рекуператоры, в свою очередь, различают по конфигурации поверхности теплообмена на:

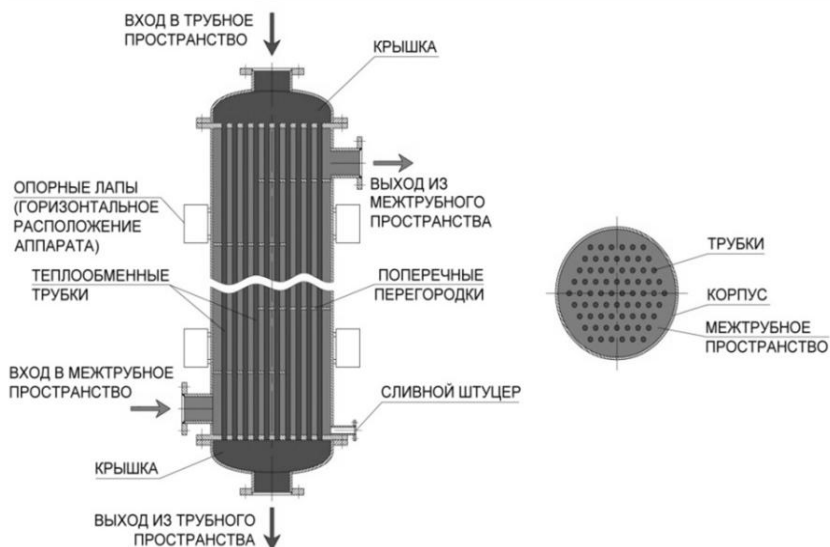
- кожухотрубные теплообменники;
- элементные (секционные) теплообменники;
- витые теплообменники;
- оросительные теплообменники;
- ребристые теплообменники;
- спиральные теплообменники;
- пластинчатые теплообменники и некоторые другие.

Рассмотрим основные виды теплообменных аппаратов, получивших наибольшее распространение в промышленности.

## 1.2 Кожухотрубные теплообменники

Основными элементами кожухотрубных теплообменников являются пучки труб, трубные решетки, корпус, крышки, патрубки. Концы труб крепятся в трубных решетках развальцовкой, сваркой и пайкой (рисунок 1.3). Трубки подгоняются к двум трубным решеткам посредством вальцевания или сварки. Трубки, составляющие пучок, располагаются в шахматном порядке, по вершинам равностороннего треугольника. Крышки являются съемными и предназначены для входа и выхода теплоносителя, который течет по трубам. Межтрубное и трубное пространство разделяются. Второй теплоноситель находится в межтрубном пространстве, которое также имеет входной и выходной штуцеры. Для удобства очистки, по трубам течет то вещество, которое содержит твердые включения.

Кожухотрубные теплообменники могут располагаться в вертикальном или горизонтальном положении.



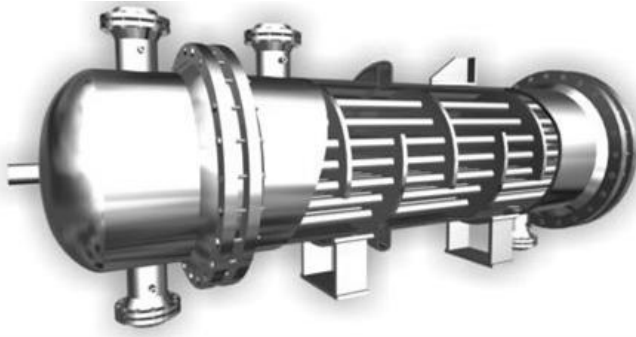


Рисунок 1.3 – Кожухотрубный теплообменник

Преимущества:

- + самый широкий диапазон применения по рабочим параметрам;
- + самые низкие требования к чистоте воды;
- + более высокая стойкость к гидроударам;
- + относительная простота конструкции и дешевизна.

Недостатки:

- температурные деформации;
- относительно низкий коэффициент теплопередачи.

Подробнее разнообразие конструкций кожухотрубных теплообменников описано в главе 2.

### ***1.3 Элементные теплообменники***

Эти теплообменники состоят из последовательно соединенных элементов – секций. Сочетание нескольких элементов с малым числом труб соответствует принципу многоходового кожухотрубного аппарата, работающего на наиболее выгодной схеме – противоточной. Элементные теплообменники эффективны в случае, когда теплоносители движутся с соизмеримыми скоростями без изменения агрегатного состояния. Их также целесообразно применять при высоком давлении рабочих сред. Отсутствие перегородок снижает



гидравлические сопротивления и уменьшает степень загрязнения межтрубного пространства. Однако по сравнению с многоходовыми кожухотрубными теплообменниками элементные теплообменники менее компактны и более дороги из-за увеличения числа дорогостоящих элементов аппарата – трубных решеток, фланцевых соединений, компенсаторов и др. Поверхность теплообмена одной секции применяемых элементных теплообменников составляет  $0,75—30 \text{ м}^2$ , число трубок — от 4 до 140.

Простейшим видом секционного теплообменника является конструкция «труба в трубе». Теплообменники этого типа состоят из ряда последовательно соединенных звеньев (рисунок 1.4). Каждое звено представляет собой две соосные трубы.

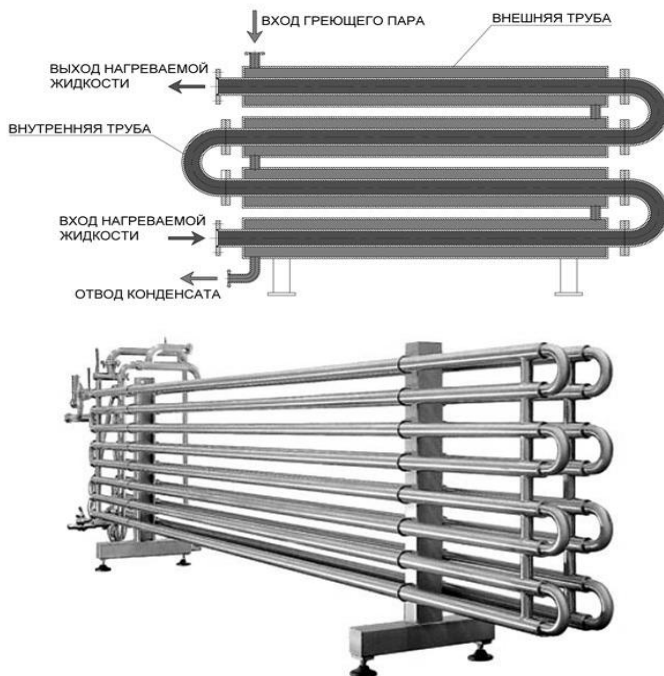


Рисунок 1.4 – Элементный теплообменник типа «труба в трубе»

Для удобства чистки и замены внутренние трубы обычно соединяют между собой «калачами» или коленами. Двухтрубные теплообменники, имеющие значительную поверхность нагрева, состоят из ряда секций, параллельно соединенных коллекторами. Если одним из теплоносителей является насыщенный пар, то его, как правило, направляют в межтрубное (кольцевое) пространство. Такие теплообменники часто применяют как жидкостные или газожидкостные. Подбором диаметров внутренней и наружной труб можно обеспечить обеим рабочим средам, участвующим в теплообмене, необходимую скорость для достижения высокой интенсивности теплообмена.

Преимущества:

- + высокий коэффициент теплоотдачи;
- + пригодность для нагрева или охлаждения сред при высоком давлении;
- + простота изготовления, монтажа и обслуживания.

Недостатки двухтрубного теплообменника:

- громоздкость,
- высокая стоимость вследствие большого расхода металла на наружные трубы, не участвующие в теплообмене,
- сложность очистки кольцевого пространства.

#### ***1.4 Витые теплообменники***

Поверхность нагрева витых теплообменников komponуется из ряда концентрических змеевиков, заключенных в кожух и закрепленных в соответствующих головках (рисунок 1.5). Теплоносители движутся по трубному и межтрубному пространствам. Витые теплообменники широко применяют в аппаратуре высокого давления для процессов разделения газовых смесей методом глубокого охлаждения. Эти теплообменники характеризуются способностью к самокомпенсации, достаточной для восприятия деформаций от температурных напряжений.

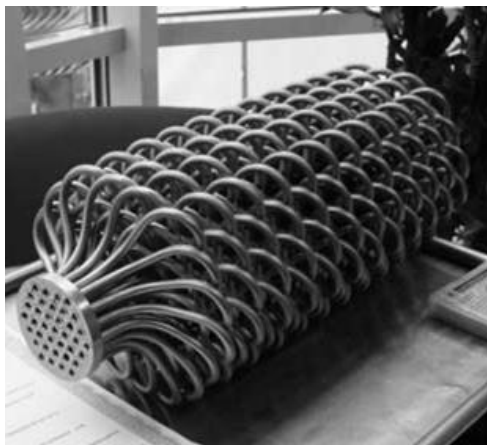
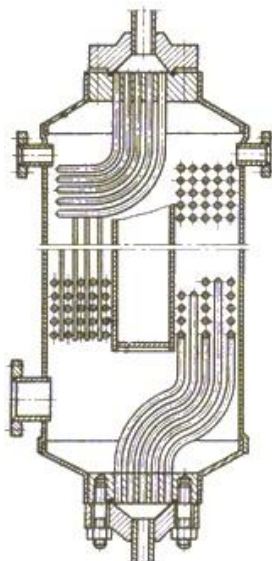


Рисунок 1.5 – Витой теплообменник

Преимущества:

- + восприимчивы к высоким температурам и давлению;
- + устойчивы к деформации.

Недостатки:

- низкая теплопередача.

### ***1.5 Оросительные теплообменники***

Оросительные теплообменники представляют собой ряд расположенных одна над другой прямых труб, орошаемых снаружи водой (рисунок 1.6).

Трубы соединяют сваркой или на фланцах при помощи «калачей». Оросительные теплообменники применяют главным образом в качестве холодильников для жидкостей и газов или как конденсаторы. Орошающая вода равномерно подается сверху через желоб с зубчатыми краями. Вода, орошающая трубы, частично испаряется, вследствие чего расход ее в оросительных

теплообменниках несколько ниже, чем в холодильниках других типов.

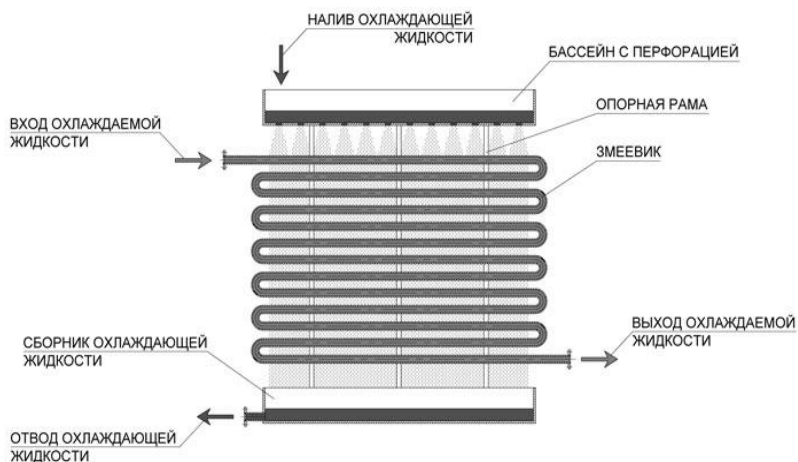


Рисунок 1.6 – Оросительный теплообменник

Оросительные теплообменники — довольно громоздкие аппараты; они характеризуются низкой интенсивностью теплообмена, но просты в изготовлении и эксплуатации.

### ***1.6 Ребристые теплообменники***

Многие химические установки генерируют большое количество вторичного тепла, которое не регенерируется в теплообменниках и не может быть повторно использовано в процессах. Данное тепло выводится в окружающую среду и поэтому существует необходимость минимизировать возможные последствия. Для этих целей применяют различные типы охладителей.

Конструкция охладителей с ребристыми трубами состоит из ряда ребристых труб, внутри которых течет охлаждаемая жидкость. Наличие ребер, т.е. ребристость конструкции,

значительно увеличивает поверхность охладителя. Ребра охладителя обдувают вентиляторы.

Данный тип охладителей используется в случаях, когда отсутствует возможность забора воды для целей охлаждения: например на месте монтажа химических установок. Ребристые теплообменники применяются в аппаратах воздушного охлаждения при транспорте природного газа (подробней в п. 3.4).

### ***1.7 Спиральные теплообменники***

В спиральных теплообменниках поверхность нагрева образуется двумя тонкими металлическими листами, приваренными к разделительной перегородке (керну) и свернутыми в виде спиралей (рисунок 1.7). Для придания листам жесткости и прочности, а также для фиксирования расстояния между спиральми к листам с обеих сторон приварены дистанционные бобышки. Спиральные каналы прямоугольного сечения ограничиваются торцовыми крышками. Уплотнение каналов в спиральных теплообменниках осуществляют различными способами. Наиболее распространен способ, при котором каждый канал с одной стороны заваривают, а с другой уплотняют плоской прокладкой. При этом предотвращается смешение теплоносителей, а в случае неплотности прокладки наружу может просачиваться только один из теплоносителей. Кроме того, такой способ уплотнения дает возможность легко чистить каналы.

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

Уплотнение плоской прокладкой обоих открытых (сквозных) каналов применяют лишь в тех случаях, когда смешение рабочих сред (при нарушении герметичности) безопасно и не вызывает порчи теплоносителей.

Сквозные каналы также можно уплотнить, при более или менее постоянном давлении в каналах, спиральными U-

образными манжетами, прижимаемыми силой внутреннего давления к выступам в крышке.

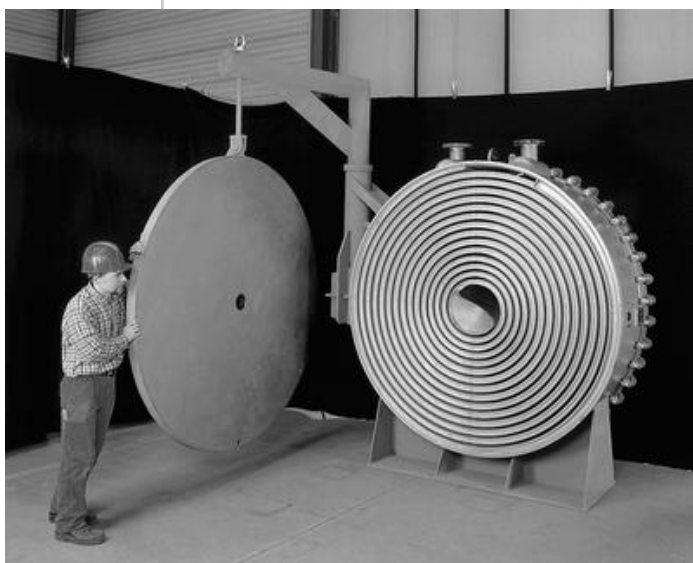
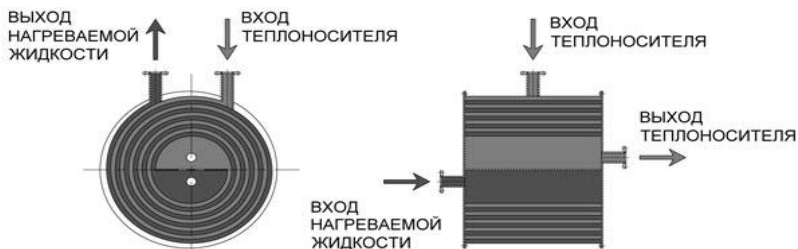


Рисунок 1.7 – Спиральный теплообменник

Преимущества:

- + компактность размеров;
- + небольшое гидравлическое сопротивление;
- + высокая интенсивность теплового обмена.

Недостатки:

- сложность изготовления;
- сервис и ремонт;
- неприемлемы для высоких давлений.

## 1.8 Пластинчатые теплообменники

В последнее время распространены пластинчатые разборные теплообменники, отличающиеся интенсивным теплообменом, простотой изготовления, компактностью, малыми гидравлическими сопротивлениями, удобством монтажа и очистки от загрязнений (рисунок 1.8).

Эти теплообменники состоят из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух концевых камер, рамы и стяжных болтов. Пластины штампуют из тонколистовой стали (толщина 0,7 мм). Для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточную часть пластин выполняют гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены “в елку” (шаг гофр 11,5; 22,5; 30 мм; высота 4—7 мм).

К пластинам приклеивают резиновые прокладки круглой и специальной формы для герметизации конструкции; теплоноситель направляют либо вдоль пластины, либо через отверстие в следующий канал.

Движение теплоносителей в пластинчатых теплообменниках может осуществляться прямотоком, противотоком и по смешанной схеме. Поверхность теплообмена одного аппарата может изменяться от 1 до 160 м<sup>2</sup>, число пластин — от 7 до 303.

В пластинчатых теплообменниках температура теплоносителя ограничивается 150°С (с учетом свойств резиновой прокладки), давление не должно превышать 10 кгс/см<sup>2</sup>.

К достоинствам данного типа аппаратов принято относить интенсивность теплообменного процесса, компактность, а также возможность полного разбора агрегата с целью очистки. К недостаткам причисляют необходимость скрупулезной сборки для сохранения герметичности. Кроме того, минусами такой конструкции является склонность к коррозии материалов, из которых изготовлены прокладки и ограниченная тепловая стойкость.

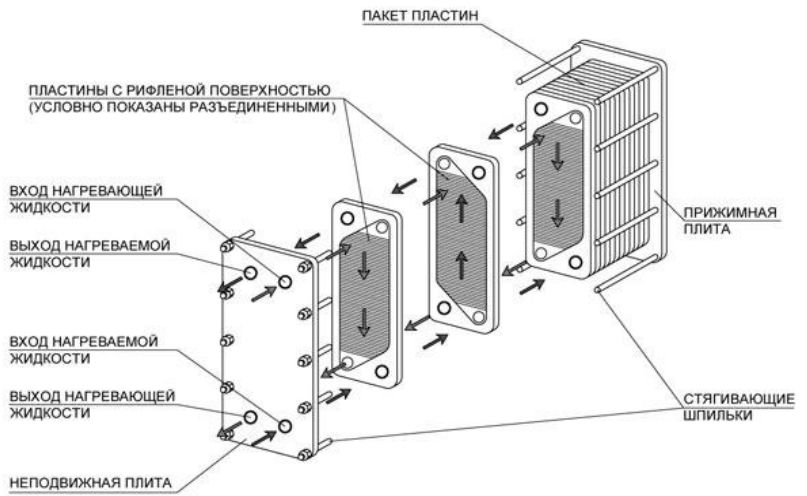


Рисунок 1.8 – Пластинчатый теплообменник



В случаях, когда возможно загрязнение поверхности нагрева одним из теплоносителей, используют агрегаты, конструкция которых состоит из попарно сваренных пластин. Если загрязнение нагреваемой поверхности исключено со стороны обоих теплоносителей, применяются сварные неразборные теплообменные аппараты.

Преимущества:

+ малые площади, занимаемые теплообменным оборудованием;

+ возможность работы при малых температурных напорах;

+ медленный рост отложений;

+ низкие потери давления (снижение расхода электроэнергии на электрические насосы);

+ низкие трудозатраты (сроки) при ремонте и оборудовании.

Недостатки:

– сравнительно высокая себестоимость;

– узкий диапазон рабочих давлений и температур;

– дорогостоящее оборудование для обслуживания и ЗИП;

– квалифицированный обслуживающий персонал.

## 2 Кожухотрубные теплообменники

Кожухотрубные (кожухотрубчатые) теплообменники – наиболее распространенный тип теплообменной аппаратуры.

По ГОСТ 9929–82 стальные кожухотрубные теплообменные аппараты изготавливают следующих типов: Н – с неподвижными трубными решетками; К – с температурным компенсатором на кожухе; П – с плавающей головкой; У – с U-образными трубами; ПК – с плавающей головкой и компенсатором на ней.

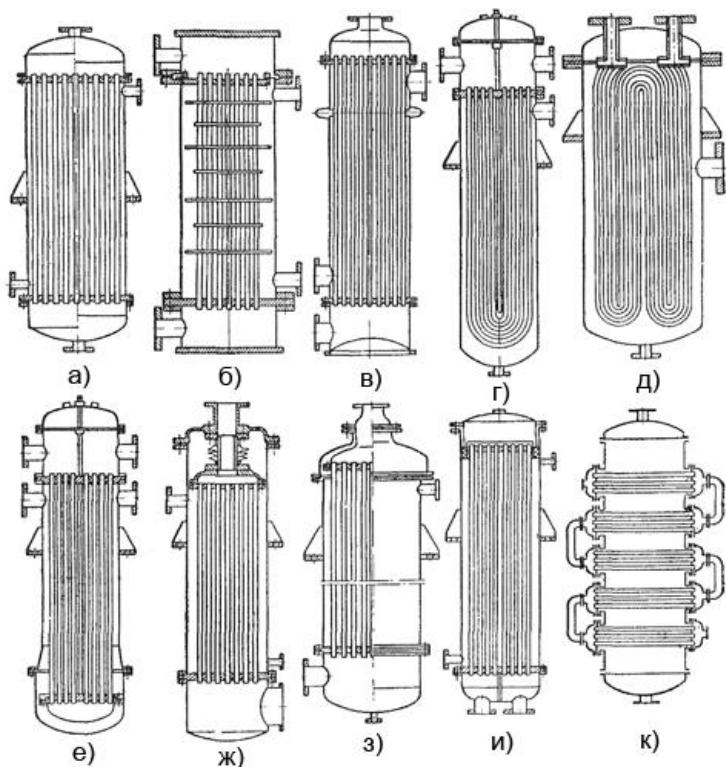


Рисунок 2.1 - Конструктивные исполнения кожухотрубных теплообменников

Существуют и иные типы конструкций кожухотрубных аппаратов. На рисунке 2.1 по порядку изображены

теплообменники со следующими конструкционными особенностями:

- а) – жесткая конструкция, неподвижные трубные решетки;
- б) – перегородки и мембранный компенсатор;
- в) – линзовый компенсатор;
- г) – U-образные трубки;
- д) – W-образные трубки;
- е) – жесткое крепление одной трубной доски и свободное перемещение второй доски вместе с внутренней крышкой трубной системы;
- ж) – сильфонный компенсатор;
- з), и) – сальниковый компенсатор;
- к) – с поперечным током.

В зависимости от назначения кожухотрубные аппараты могут быть теплообменниками, холодильниками, конденсаторами и испарителями; их изготавливают одно- и многоходовыми.

Основные параметры и размеры стальных кожухотрубных теплообменных аппаратов, применяемых для теплообмена жидких и газообразных сред при температуре от  $-60$  до  $+600$  °С (по ГОСТ 9929–82), приведены в таблице 2.1.

Использование стальных кожухотрубных теплообменных аппаратов различных типов в химических производствах характеризуется приблизительно следующими данными: Н – 75%, К – 15%; У – 3%, П и ПК – остальное.

Медные кожухотрубные аппараты по ГОСТ 11971–77 изготавливают двух типов (Н и К).

Таблица 2.1 - Основные параметры и размеры стальных кожухотрубных теплообменных аппаратов

Параметр, размер	Значение параметра, размера				
	Н	К	П	У	ПК
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	От 1 до 5000		От 10 до 1250	От 10 до 1400	От 178 до 1866
Условное давление в трубном и межтрубном пространстве, МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0		5,0; 6,3; 8,0; 10,0;
Диаметр кожуха, мм					-
Наружный (из труб)	159; 273; 325; 426; 530; 630		325*; 426*; 530*; 630*		
Внутренний (из листовой стали)	400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800; 3000		400*; 500*; 600*; 800; 1000; 1200; 1400; 1600**; 1800**; 2000**; 2200**; 2400**; 2600**; 2800**		800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800
Наружный диаметр × толщина стенки теплообменных труб, мм	16×1,5; 16×2; 20×2; 25×1,5; 25×2; 25×2,5; 38×2; 57×3		20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2;	20×2; 25×2; 25×2,5	20×2; 25×2; 25×2,5;
Длина прямого участка теплообменных труб, мм	1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 8000; 9000		3000; 4000; 6000; 8000; 9000**		6000; 9000

\*Только для аппаратов с плавающей головкой и U – образными трубами

\*\*Только для аппаратов с паровым пространством

## ***2.1 Теплообменники с неподвижными трубными решетками***

Схема теплообменника с неподвижными трубными решетками приведена на рисунке 2.2. В кожухе 1 размещен трубный пучок, теплообменные трубы 2 которого развальцованы в трубных решетках 3. Трубная решетка жестко соединена с кожухом. С торцов кожух аппарата закрыт распределительными камерами 4 и 5. Кожух и камеры соединены фланцами.

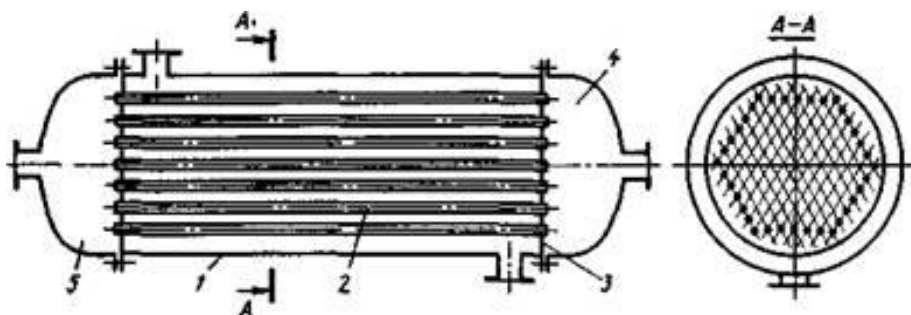


Рисунок 2.2 – Теплообменник с неподвижной трубной решеткой

Для подвода и отвода рабочих сред (теплоносителей) аппарат снабжен штуцерами. Один из теплоносителей в этих аппаратах движется по трубам, другой – в межтрубном пространстве, ограниченном кожухом и наружной поверхностью труб.

Особенностью аппаратов типа Н является то, что трубы жестко соединены с трубными решетками (рисунок 2.3), а решетки приварены к кожуху. В связи с этим исключена возможность взаимных перемещений труб и кожуха; поэтому аппараты этого типа называют еще теплообменниками жесткой конструкции. Некоторые варианты крепления трубных решеток к

кожуху в стальных аппаратах приведены на рисунке 2.4.

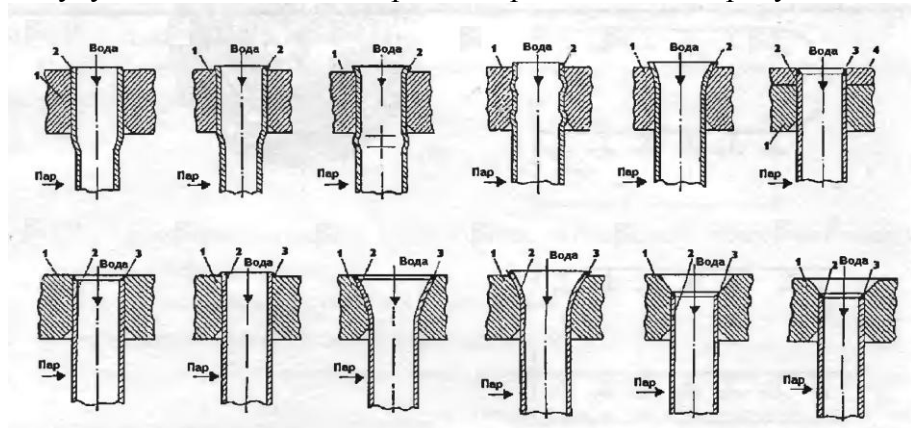


Рисунок 2.3 – Способы закрепления трубок в трубных досках.

1 – трубная доска; 2 – трубка; 3 – сварка; 4 – плакирующий слой

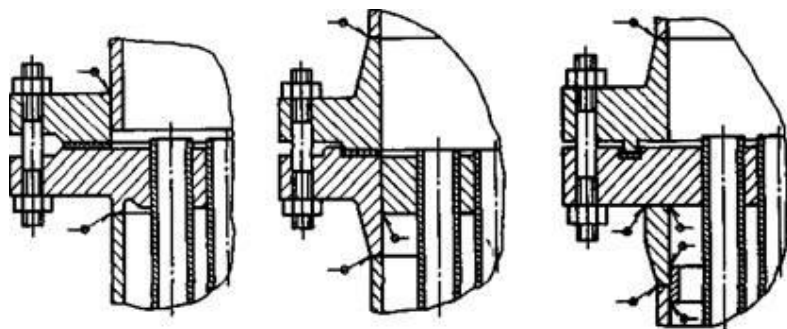


Рисунок 2.4 – Варианты крепления трубных решеток к кожуху аппарата

В кожухотрубных теплообменниках для достижения больших коэффициентов теплоотдачи необходимы достаточно высокие скорости теплоносителей. Скорость теплоносителей обеспечивают при проектировании соответствующим подбором площади сечения трубного и межтрубного пространства.

Если площадь сечения трубного пространства (число и диаметр труб) выбрана, то в результате теплового расчета определяют коэффициент теплопередачи и теплообменную поверхность, по которой рассчитывают длину трубного пучка. Последняя может оказаться больше длины серийно выпускаемых труб. В связи с этим применяют многоходовые (по трубному пространству) аппараты с продольными перегородками в распределительной камере. Промышленностью выпускаются двух-, четырех- и шестиходовые теплообменники жесткой конструкции.

Двухходовой горизонтальный теплообменник типа Н (рисунок 2.5) состоит из цилиндрического сварного кожуха 8, распределительной камеры 11 и двух крышек 4. Трубный пучок образован трубами 7, закрепленными в двух трубных решетках 3. Трубные решетки приварены к кожуху. Крышки, распределительная камера и кожух соединены фланцами. В кожухе и распределительной камере выполнены штуцера для ввода и вывода теплоносителей из трубного (штуцера 1, 12) и межтрубного (штуцера 2, 10) пространств. Перегородка 13 в распределительной камере образует ходы теплоносителя по трубам. Для герметизации узла соединения продольной перегородки с трубной решеткой использована прокладка 14, уложенная в паз решетки 3.

Поскольку интенсивность теплоотдачи при поперечном обтекании труб теплоносителем выше, чем при продольном, в межтрубном пространстве теплообменника установлены зафиксированные стяжками 5 поперечные перегородки 6, обеспечивающие зигзагообразное по длине аппарата движение теплоносителя в межтрубном пространстве. На входе теплообменной среды в межтрубное пространство предусмотрен отбойник 9 – круглая или прямоугольная пластина, предохраняющая трубы от местного эрозионного изнашивания.

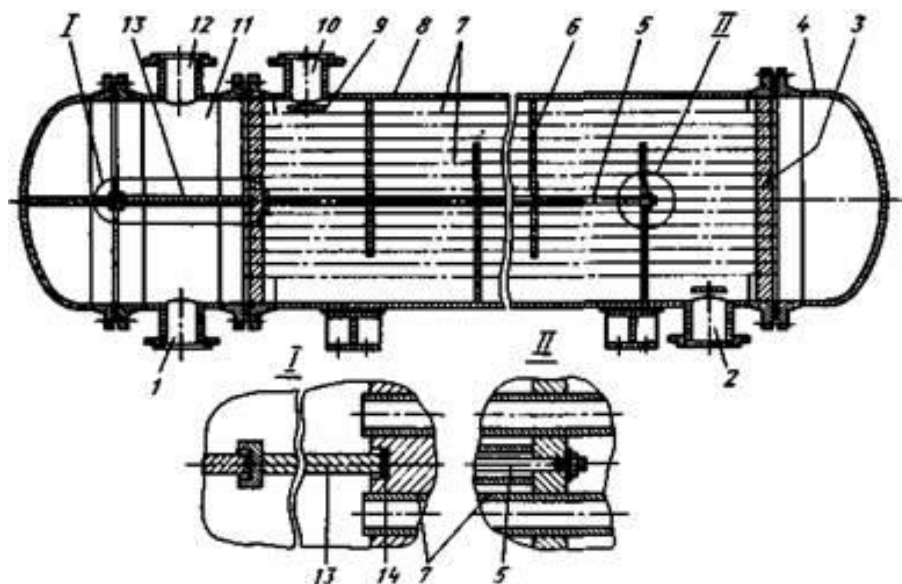


Рисунок 2.5 – Двухходовой горизонтальный теплообменник с неподвижными решетками

Теплообменники типа Н отличаются простым устройством и сравнительно дешевы, однако им присущи два крупных недостатка. Во-первых, наружная поверхность труб не может быть очищена от загрязнений механическим способом, а теплоносители в некоторых случаях могут содержать примеси, способные оседать на поверхности труб в виде накипи, отложений и др. Слой таких отложений имеет малый коэффициент теплопроводности и способен весьма существенно ухудшить теплопередачу в аппарате.

Во-вторых, область применения теплообменных аппаратов типа Н ограничена возникновением в кожухе и трубах аппарата так называемых температурных напряжений. Это явление объясняется тем, что кожух и трубы теплообменника при его работе претерпевают разные температурные деформации, так как температура кожуха близка к температуре теплоносителя, циркулирующего в межтрубном пространстве, а температура труб – к температуре теплоносителя с большим коэффициентом теплоотдачи. Разность температурных удлинений возрастает,



если кожух и трубки изготовлены из материалов с различными температурными коэффициентами линейного расширения. Возникающие при этом напряжения в сумме с напряжениями от давления среды в аппарате могут вызвать устойчивые деформации и даже разрушение конструкций.

По указанной причине теплообменники типа Н используют при небольшой разности температур (менее 50 °С) кожуха и труб, при этом возможна так называемая самокомпенсация конструкции. Однако многие аппараты типа Н, серийно выпускаемые отечественной промышленностью, рекомендованы для работы при еще меньшей разности температур (менее 30 °С). Для исключения значительных температурных напряжений при пуске аппаратов типа Н сначала направляют теплообменную среду в межтрубное пространство, для выравнивания температур кожуха и труб, а затем вводят среду в трубы.

## ***2.2 Аппараты с температурным компенсатором на кожухе***

В этих аппаратах для частичной компенсации температурных деформаций используют специальные гибкие элементы (расширители и компенсаторы), расположенные на кожухе.

Кожухотрубчатый теплообменник типа К (рисунок 2.6) отличается от теплообменника типа Н наличием вваренного между двумя частями кожуха 1 линзового компенсатора 2 и обтекателя 3. Обтекатель уменьшает гидравлическое сопротивление межтрубного пространства такого аппарата; обтекатель приваривают к кожуху со стороны входа теплоносителя в межтрубное пространство.

Наиболее часто в аппаратах типа К используют одно- и многоэлементные линзовые компенсаторы (рисунок 2.7), изготавливаемые обкаткой из коротких цилиндрических обечаек.

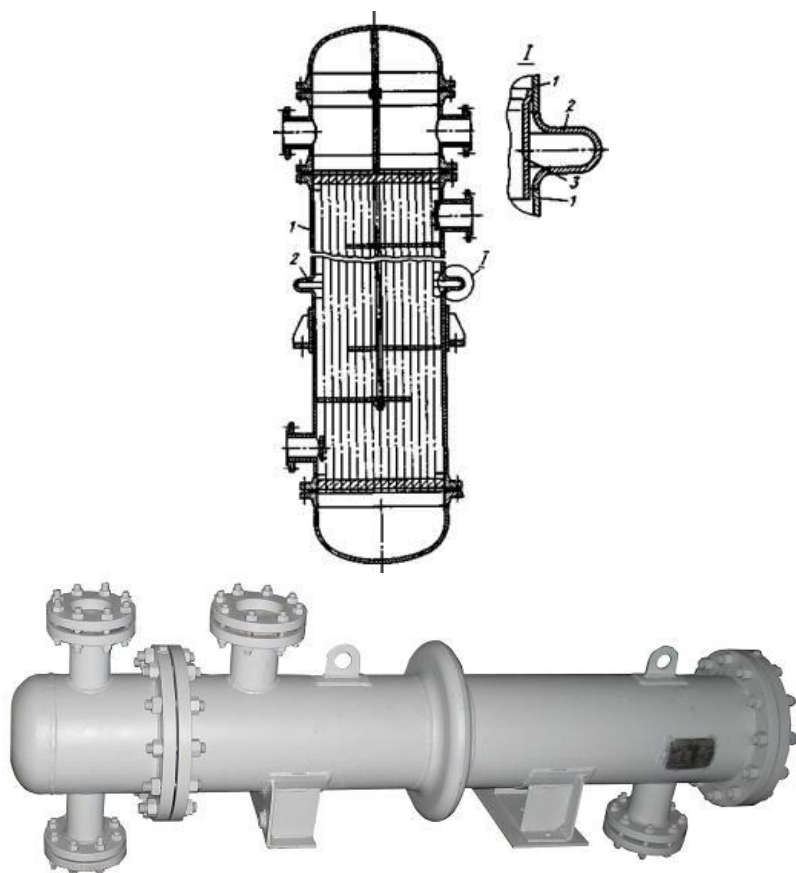


Рисунок 2.6 – Кожухотрубный теплообменник с температурным компенсатором на кожухе

Линзовый элемент, показанный на рисунке 2.7, б, сварен из двух полулинз, полученных из листа штамповкой. Компенсирующая способность линзового компенсатора примерно пропорциональна числу линзовых элементов в нем, однако применять компенсаторы с числом линз более четырех не рекомендуется, так как резко снижается сопротивление кожуха изгибу. Для увеличения компенсирующей способности линзового компенсатора он может быть при сборке кожуха предварительно

сжат (если предназначен для работы на растяжение) или растянут (при работе на сжатие).

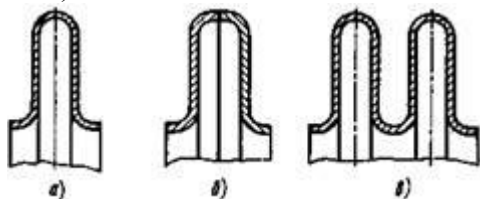


Рисунок 2.7 – Компенсаторы:

а – однолинзовый; б – сваренный из двух полулинз;  
в – двухлинзовый

Кроме линзовых в аппаратах типа К можно использовать компенсаторы других типов: из плоских параллельных колец, соединенных пластиной по наружному краю (рисунок 2.7, а), сваренные из двух полусферических элементов (рисунок 2.7, б), тороидальные (рисунок 2.8, в) и др. Тороидальные компенсаторы довольно дешевы и просты в изготовлении. Их изготавливают из труб, сгибая в тор с последующей резкой его по внутренней поверхности. Для этих компенсаторов характерны небольшие (по сравнению с линзовым компенсатором) напряжения, плавно изменяющиеся по сечению компенсатора. Однако тяжелые условия работы сварного шва, соединяющего компенсатор с кожухом, сдерживают их широкое применение.

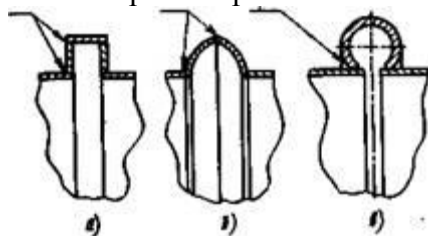


Рисунок 2.8 – Компенсаторы

Введение линзового компенсатора или расширителя допускает гораздо больший температурный перепад, чем в

теплообменниках типа Н, однако при этом возрастает стоимость аппарата.

Область использования стальных аппаратов типа К ограничена избыточным давлением 2,5 МПа.

### ***2.3 Теплообменники с U-образными трубами***

В кожухотрубных аппаратах этой конструкции обеспечивается свободное удлинение труб, что исключает возможность возникновения температурных напряжений.

Такие аппараты (рисунок 2.9) состоят из кожуха 2 и трубного пучка, имеющего одну трубную решетку 3 и U-образные трубы 1. Трубная решетка вместе с распределительной камерой 4 крепится к кожуху аппарата на фланце.

Для обеспечения отдельного ввода и вывода циркулирующего по трубам теплоносителя в распределительной камере предусмотрена перегородка 5.

В аппаратах типа У обеспечивается свободное температурное удлинение труб: каждая труба может расширяться независимо, от кожуха и соседних труб. Разность температур стенок труб по ходам в этих аппаратах не должна превышать 100 °С. В противном случае могут возникнуть опасные температурные напряжения в трубной решетке вследствие температурного скачка на линии стыка двух ее частей.

Преимущество конструкции аппарата типа У – возможность периодического извлечения трубного пучка для очистки наружной поверхности труб или полной замены пучка. Однако следует отметить, что наружная поверхность труб в этих аппаратах неудобна для механической очистки.

Поскольку механическая очистка внутренней поверхности труб в аппаратах типа У практически невозможна, в трубное пространство таких аппаратов следует направлять среду, не образующую отложений, которые требуют механической очистки.

Внутреннюю поверхность труб в этих аппаратах очищают водой, водяным паром, горячими нефтепродуктами или

химическими реагентами. Иногда используют гидромеханический способ (подача в трубное пространство потока жидкости, содержащей абразивный материал, твердые шары и др.).

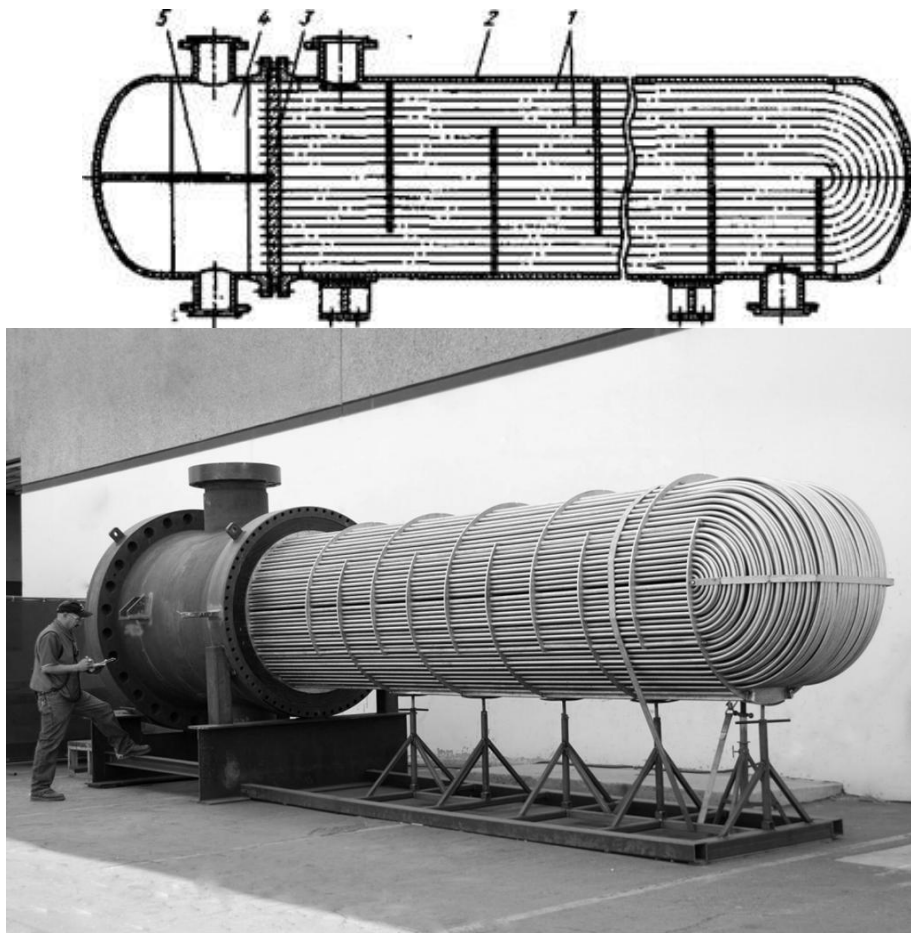


Рисунок 2.9 – Теплообменник с U-образными трубами

Один из наиболее распространенных дефектов кожухотрубного теплообменника типа У – нарушение герметичности узла соединения труб с трубной решеткой из-за весьма значительных изгибающих напряжений, возникающих от

массы труб и протекающей в них среды. В связи с этим теплообменные аппараты типа У диаметром от 800 мм и более для удобства монтажа и уменьшения изгибающих напряжений в трубном пучке снабжают роликовыми опорами.

К недостаткам теплообменных аппаратов типа У следует отнести относительно плохое заполнение кожуха трубами из-за ограничений, обусловленных изгибом труб.

Обычно U-образные трубы изготавливают гибкой труб в холодном или нагретом состоянии. Для исключения сплющивания и значительного утонения стенки на растянутой стороне стальной трубы радиус изгиба принимают  $R \geq 4d_t$ , где  $d_t$  – наружный диаметр трубы.

К существенным недостаткам аппаратов типа У следует отнести невозможность замены труб (за исключением крайних труб) при выходе их из строя, а также сложность размещения труб, особенно при большом их числе.

Из-за указанных недостатков теплообменные аппараты этого типа не нашли широкого применения.

#### ***2.4 Теплообменные аппараты с плавающей головкой***

В теплообменниках с плавающей головкой теплообменные трубы закреплены в двух трубных решетках, одна из которых неподвижно связана с корпусом, а другая имеет возможность свободного осевого перемещения; последнее исключает возможность температурных деформаций кожуха и труб.

Горизонтальный двухходовой конденсатор типа П (рисунок 2.10) состоит из кожуха 10 и трубного пучка. Левая трубная решетка 1 соединена фланцевым соединением с кожухом и распределительной камерой 2, снабженной перегородкой 4. Камера закрыта плоской крышкой 3. Правая, подвижная, трубная решетка установлена внутри кожуха свободно и образует вместе с присоединенной к ней крышкой 8 «плавающую головку». Со стороны плавающей головки аппарат закрыт крышкой 7. При нагревании и удлинении трубок плавающая головка перемещается внутри кожуха.

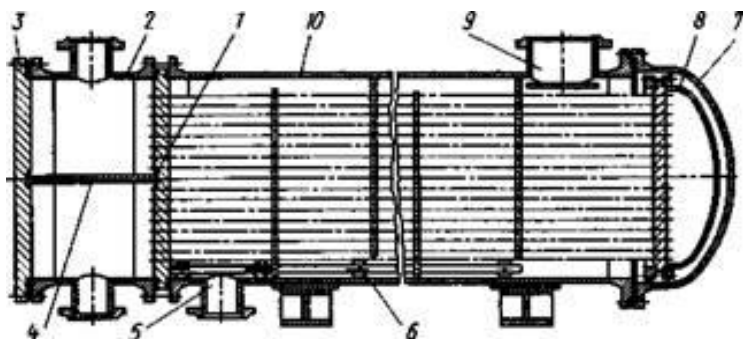


Рисунок 2.10 – Горизонтальный двухходовой конденсатор с плавающей головкой

Для обеспечения свободного перемещения трубного пучка внутри кожуха в аппаратах диаметром 800 мм и более трубный пучок снабжают опорной платформой 6. Верхний штуцер 9 предназначен для ввода пара и поэтому имеет большое проходное сечение; нижний штуцер 5 предназначен для вывода конденсата и имеет меньшие размеры.

Значительные коэффициенты теплоотдачи при конденсации практически не зависят от режима движения среды. Поперечные перегородки в межтрубном пространстве этого аппарата служат лишь для поддержания труб и придания трубному пучку жесткости.

Наиболее важный узел теплообменников с плавающей головкой – соединение плавающей трубной решетки с крышкой. Это соединение должно обеспечивать возможность легкого извлечения пучка из кожуха, аппарата, а также минимальный зазор А между кожухом и пучком труб. Вариант, показанный на рисунке 2.11, позволяет извлекать трубный пучок, но зазор А получается больше (по крайней мере, чем в теплообменниках типа Н) на ширину фланца плавающей головки. Крепление по этой схеме наиболее простое; его часто применяют в испарителях с паровым пространством.

Размещение плавающей головки внутри крышки, диаметр которой больше диаметра кожуха, позволяет уменьшить зазор; но при этом усложняется демонтаж аппарата, так как плавающую

головку нельзя извлечь из кожуха теплообменника (рисунок 2.12).

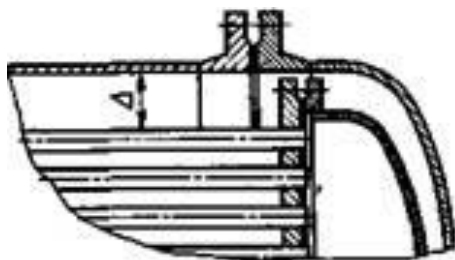


Рисунок 2.11 – Вариант размещения плавающей головки в кожухе большого диаметра

Особенно часто трубные пучки с плавающей головкой используют в испарителях с паровым пространством.

В этих аппаратах должна быть создана большая поверхность зеркала испарения, поэтому диаметр кожуха испарителя значительно превышает диаметр трубного пучка, а перегородки в пучке служат лишь для увеличения его жесткости.

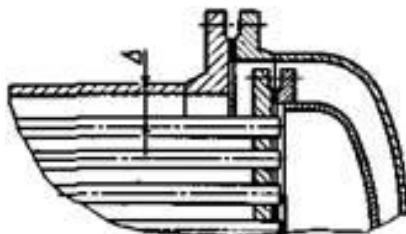


Рисунок 2.12 – Вариант размещения крышки плавающей головки в кожухе меньшего диаметра

В испарителе (рисунок 2.13) уровень жидкости в кожухе 11 поддерживается перегородкой 2. Для обеспечения достаточного объема парового пространства и увеличения поверхности испарения расстояние от уровня жидкости до верха корпуса составляет примерно 30 % его диаметра. Трубный пучок 3 расположен в корпусе испарителя на поперечных балках 4. Для удобства монтажа трубного пучка в перегородке 2 и левом днище



предусмотрен люк 10, через который в аппарат можно завести трос от лебедки.

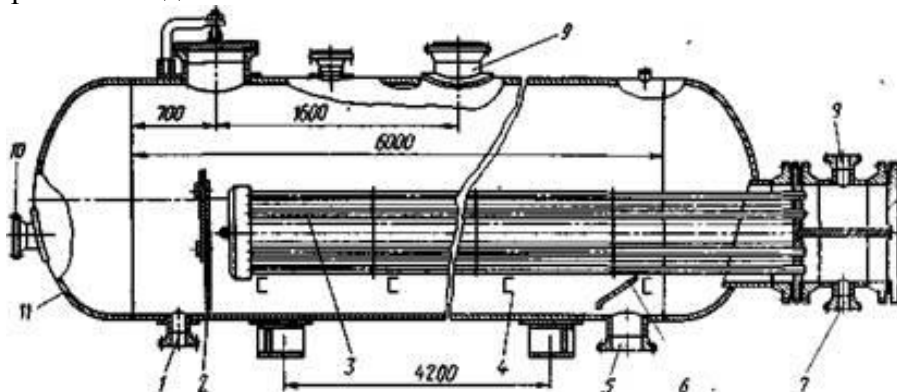


Рисунок 2.13 – Испаритель

Продукт вводится в испаритель через штуцер 5; для защиты трубного пучка от эрозии над этим штуцером установлен отбойник 6. Пары отводятся через штуцер 9, продукт – через штуцер 1. Теплоноситель подводится в трубный пучок и отводится через штуцеры 7, 8. В таких аппаратах можно устанавливать несколько трубных пучков.

## ***2.5 Теплообменники с плавающей головкой и компенсатором***

Теплообменники с плавающей головкой и компенсатором (тип ПК) представляют собой аппараты полужесткой конструкции, в которых компенсацию температурных напряжений обеспечивает гибкий элемент – компенсатор, установленный на плавающей головке.

Теплообменники типа ПК выполняют одноходовыми с противоточным движением теплоносителей и используют при повышенном давлении теплообмениваемых сред (5–10 МПа).

Теплообменник этой конструкции (рисунок 2.14) отличается от рассмотренных наличием на крышке 2 удлиненного штуцера (горловины) 3, внутри которого размещен компенсатор 4. Последний соединен одним концом с плавающей

головкой 1 другим – со штуцером на крышке теплообменника. Конструкции остальных узлов теплообменника аналогичны используемым в аппаратах типа П.

Показанная на рисунке 2.14 конструкция обеспечивает возможность извлечения трубного пучка из корпуса для контроля его состояния и механической очистки труб.

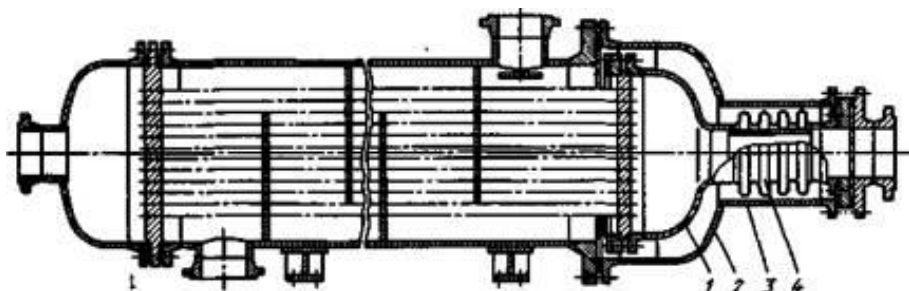


Рисунок 2.14 – Теплообменник с плавающей головкой и компенсатором

Компенсаторы, используемые в аппаратах типа ПК, отличаются от линзовых компенсаторов аппаратов типа К относительно меньшими диаметрами, большим, числом волн (гофров), меньшей толщиной стенки. Такие компенсаторы можно использовать при перепаде давлений не более 2,5 МПа, поэтому аппараты типа ПК разрешается эксплуатировать только при одновременной подаче теплоносителей в трубное и межтрубное пространства.

Пример частичной компенсации разности температурных деформаций кожуха и труб – использование в кожухотрубных аппаратах сальникового уплотнения.

На рисунке 2.15 приведена схема кольцевого уплотнения трубной решетки 4. Уплотнение обеспечивают сальниковые кольца 1 расположенные по обе стороны от дренажного кольца 3 и поджатые фланцами 2, 5. В случае утечки через сальник теплоноситель выводится из аппарата через отверстие в дренажном кольце. Трубная решетка в аппарате такой конструкции должна быть на периферии достаточно широкой для

возможности размещения прокладки и дренажных колец, с учетом перемещения решетки при удлинении труб.

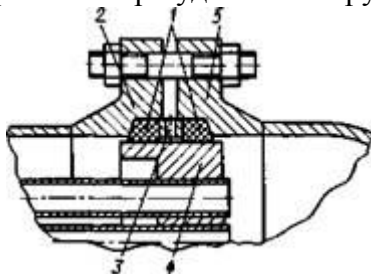


Рисунок 2.15 – Сальниковое кольцевое уплотнение

### **3 Теплообменное оборудование в энергетических системах нефтегазового назначения**

#### ***3.1 Нефтедобыча***

В настоящий момент в России насчитывается порядка 250 нефтедобывающих компаний. В секторе нефтедобычи большинство функционирующих теплообменников представляют собой кожухотрубные конструкции. Всего 16% нефтедобывающих предприятий используют пластинчатые конструкции теплообменных аппаратов. Все остальные компании применяют только кожухотрубные аппараты. При этом, все предприятия при добычи нефти, использующие пластинчатые теплообменники, используют и кожухотрубные аппараты, количество которых существенно превышает количество пластинчатых теплообменников в техническом парке предприятия.

Количество пластинчатых теплообменников варьирует в зависимости от каждого конкретного предприятия. Можно выделить три типа предприятий нефтедобычи по типам используемых теплообменных аппаратов:

- используют только кожухотрубные;
- используют незначительное количество пластинчатых, наряду с кожухотрубными;
- используют значительное количество пластинчатых в сравнении с кожухотрубными.

Наибольшее количество предприятий нефтедобычи применяют только кожухотрубные теплообменные аппараты. Начинают появляться в структуре технического парка «нефтедобытчиков» пластинчатые теплообменники, но, в своем большинстве, только в качестве единичных аппаратов. Только единичные предприятия предпринимают усилия по полному перевооружению своего теплообменного парка. Доля пластинчатых теплообменных аппаратов на данных

предприятиях составляет от 40% до 60% от общего количества теплообменников.

Основными видами кожухотрубных теплообменников, применяемых в сфере нефтедобычи, являются:

- «Труба в трубе»;
- Прямотрубные;
- U-образные (подробнее в п. 2.3).

На некоторых предприятиях установлены печи для подогрева нефти, которые также требуют замены на теплообменные аппараты.

В процессе нефтедобычи теплообменники используются в следующих случаях:

- при обессоливании нефти;
- при обезвоживании;
- при сепарации.

Данные процессы называются «подготовкой нефти» к транспортировке, после которой она уже уходит на завод для первичной переработки. В среднем, на одном предприятии по добыче нефти присутствует 40 теплообменников. Данный показатель варьирует от 1—2 теплообменных аппаратов до 100 аппаратов на одном месторождении. Количество аппаратов также очень сильно зависит от свойств нефти на конкретном месторождении: в процессе подготовки нефти могут быть «пропущены» некоторые стадии или наоборот присутствовать сложный механизм подготовки, включающий в себя большое количество теплообменных аппаратов.

Установка подогрева нефти (УПН) предназначена для подогрева нефтепродуктов в технологических нефтепроводах. Нагрев нефтепродуктов осуществляется в теплообменнике, устанавливаемом в разрыве нефтепровода, с помощью теплоносителя, нагреваемого в нагревательном блоке, который должен находиться в отдельном помещении.

Автоматическое поддержание температуры теплоносителя и защиту от ненормальных режимов работы

электрооборудования обеспечивает аппаратура управления и коммутации, состоящая из контактора (пускателя), автоматического выключателя, терморегулятора.

Установка подогрева нефти работает по двухконтурной схеме (рисунок 3.1). Первый контур (греющий) – индуктивно-кондуктивные электронагреватели и теплообменник, второй контур – теплообменник и подогреваемый трубопровод. Нагрев трубопровода (резервуара, емкости) осуществляется промежуточным теплоносителем через теплообменник.

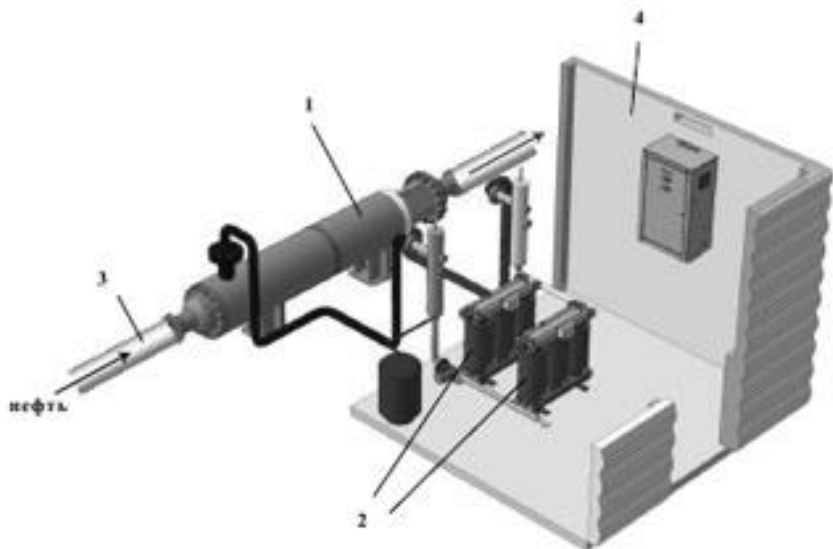


Рисунок 3.1 – Установка подогрева нефти:

1 – теплообменник; 2 – электронагреватели; 3 – нефтепровод; 4 – тепловой пункт

Разогрев промежуточного теплоносителя производится в тепловом пункте, расположенном в 30-40 метрах от трубопровода (в модульном исполнении УПН-М тепловой пункт входит в комплект поставки). В тепловом пункте находится нагревательное оборудование, система автоматического управления, система освещения, дополнительного отопления, вентиляции.

В качестве теплообменного устройства могут быть использованы два вида теплообменников:

– кожухотрубчатый с винтовыми перегородками (для установок мощностью от 100 кВт и выше) – нагрев в нефтепроводах;

– пластинчатый разборный (для установок мощностью до 100 кВт) – нагрев/подогрев в резервуарах, емкостях.

Основным преимуществом кожухотрубчатых теплообменников с винтовыми перегородками по сравнению с обычными кожухотрубчатыми теплообменными аппаратами является существенное повышение эффективности теплопередачи со стороны межтрубного пространства.

По результатам промышленных испытаний, замена трубных пучков с сегментными перегородками на пучки с винтовыми перегородками позволяет:

+ увеличить удельный теплосъем в 1,4-2,5 раза;

+ уменьшить образование отложений в межтрубном пространстве за счет способности к самоочищению (особенно при работе с вязкими и загрязненными средами);

+ уменьшить гидравлическое сопротивление со стороны межтрубного пространства;

+ обеспечить рабочее давление до 6,3 МПа.

Применение кожухотрубчатых теплообменников с винтовыми перегородками снижает материальные затраты при эксплуатации оборудования. Возможно изготовление установок в модульном исполнении (Гейзер-БН-М, УПН-М), т.е. в оборудованном контейнере с освещением и отоплением, в котором размещается нагревательное оборудование со всеми сопутствующими системами. Такое решение снимает проблему подготовки помещения под нагревательное оборудование и упрощает его монтаж.

Изготовление модульного варианта установок производится индивидуально. Некоторые технические характеристики выпускаемых установок подогрева нефти представлены в таблице

3.1. Теплообменник системы УПН лежит в основе курсового проектирования (подробности в п. 4.2).

Таблица 3.1 – Характеристики установок подогрева нефти (УПН)

Характеристика	Наименование установки					
	Гейзер-25 БН	Гейзер-50 БН	Гейзер-100 БН	УПН-100	УПН-250	УПН-500
Тепловая мощность, Гкал/час	0,022	0,043	0,086	0,086	0,21	0,42
Напряжение сети, В	380	380	380	380	380	380
Вид теплообменника	пластинчатый			кожухотрубный		
Максимальная температура теплоносителя, °С	160			115		
Давление теплоносителя, МПа	1,6			1,0		
Макс. давление нефтепродукта, МПа	-			6,3		
Кол-во теплообменников, шт.	1	1	1	1	1	1
Площадь поверхности теплообменника, м <sup>2</sup>	0,7	1,2	2,5	17	28	59
Рабочая температура среды в трубном пространстве, вход/выход, °С	5/25	5/25	5/25	5/40	5/40	5/40
Рабочая температура среды в межтрубном пространстве, вход/выход, °С	60/30	60/30	60/30	90/50	90/50	90/50
Кол-во электронагревателей, шт.	1	1	1	1	1	1



### ***3.2 Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов***

Если светлые нефтепродукты (бензин, керосин) легко транспортируются по трубопроводам в любое время года и операции с ними не вызывают особых затруднений, то операции с темными нефтепродуктами (мазутом, смазочными маслами) и сырой нефтью вызывают значительные трудности. Объясняется это тем, что темные нефтепродукты и высокозастывающие нефти при понижении температуры воздуха становятся более вязкими и транспортирование их без подогрева становится невозможным. Подогрев осуществляется как при хранении, так и при транспортировке, приемо-раздаточных операциях.

Для подогрева применяют различные теплоносители:

- + водяной пар;
- + горячая вода;
- + горячие газы и нефтепродукты;
- + электроэнергия.

Наибольшее применение имеет водяной пар, обладающий высоким теплосодержанием и теплоотдачей, легко транспортируемый и не представляющий пожарной опасности, обычно используют насыщенный пар давлением 0,3-0,4 МПа, обеспечивая нагрев нефтепродукта до 80-100°C.

Горячую воду применяют в тех случаях, когда ее имеется большое количество, так как теплосодержание воды в 5-6 раз меньше теплосодержания насыщенного пара.

Горячие газы имеют ограниченное применение, т.к. они отличаются малой теплоемкостью, низким коэффициентом теплоотдачи, а так же трудно организовывать их сбор; используются лишь при разогреве нефтепродуктов в автоцистернах и трубчатых подогревателях на НПЗ.

Горячие масла в качестве теплоносителей используются в случаях, когда требуется разогреть тугоплавкие нефтепродукты теплоносителем с высокой температурой вспышки, для которых не возможен разогрев горячей водой или паром.

Электроэнергия – один из эффективных теплоносителей, однако при использовании электронагревательных устройств необходимо соблюдать противопожарные требования. Обнаженная электрическая грелка с накаливающей проволокой способна вызвать воспламенение паров нефтепродуктов.

Подогрев острым (открытым) паром заключается в подаче насыщенного пара непосредственно в нефтепродукт, где он конденсируется, сообщая нефтепродукту необходимое тепло. Этот способ применяют главным образом для разогрева топочного мазута при сливе из ЖДЦ. Недостаток данного способа – необходимость удаления в дальнейшем воды из обводненного нефтепродукта.

Циркуляционный подогрев основан на разогреве нефтепродукта тем же нефтепродуктом, но предварительно подогретым в теплообменниках. Циркуляционный подогрев применяют в основном при обслуживании крупных резервуарных парков, а так же ЖДЦ.

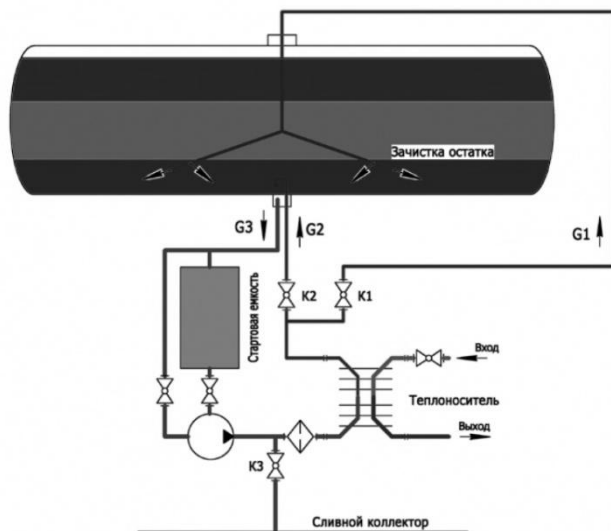


Рисунок 3.2 – Установка циркуляционной индивидуальной двухконтурной технологии разогрева и слива

Подогрев трубчатыми подогревателями заключается в передаче тепла от пара к нагреваемому продукту через стенки подогревателя. Здесь исключается непосредственный контакт теплоносителя с нефтепродуктом, пар поступая в трубчатый подогреватель, отдает тепло нефтепродукту через стенку подогревателя, а сконденсировавшийся пар отводится наружу, благодаря чему исключается обводнение нефтепродукта.

По конструкции подогреватели в зависимости от назначения делятся на подогреватели при сливе нефтепродуктов из емкостей, подогреватели при хранении в резервуарах и подогреватели трубопроводов.

Подогреватели при сливе нефтепродуктов различаются по способу подогрева и типу транспортной емкости. Для подогрева в железнодорожных цистернах (ЖДЦ) применяют следующие подогреватели:

– Подогреватели острым паром по конструкции представляют собой перфорированные трубчатые шланги, помещённые в толщу жидкости, пар поступает через отверстия в штангах. Используется только для разогрева мазута, допускающего частичное обводнение.

– Подогреватели глухим паром подразделяются на переносные и стационарные. Переносные помещают в ЖДЦ только на время разогрева, а по окончании их извлекают, стационарные находятся внутри ЖДЦ постоянно. Подогреватели изготавливают из дюралюминиевых труб, они состоят из трех секции, помещаемых в ЖДЦ поочередно.

Подогреватели в резервуарах РВС, РГС, емкостях ЕПП выполняются в виде различных конструктивных форм – змеевиковые и секционные из трубчатых элементов. Для лучшего подогрева их размещают по всему поперечному сечению резервуара. Наибольшее применение имеют подогреватели, собираемые из отдельных унифицированных секций.

Подогрев сырой нефти или нефтепродукта в резервуаре может осуществляться только при уровне жидкости над подогревателями не менее 50 см. Температура подогрева хранящихся в резервуаре нефтепродуктов не должна превышать

90°C, а для нефти должна быть ниже температуры начала кипения. Превышение температуры может вызвать нарушение герметичности металлического понтона из-за сильной вибрации.

Максимальная температура нефти или нефтепродукта в резервуаре с неметаллическим понтоном не должна превышать 60°C.

При заполнении резервуара нефтью или нефтепродуктом, которые подлежат подогреву или длительному хранению в летнее время, уровень жидкости (во избежание переполнения резервуара) устанавливается с учетом расширения жидкости при нагревании. Максимальный уровень холодного продукта не должен превышать 95% высоты емкости.

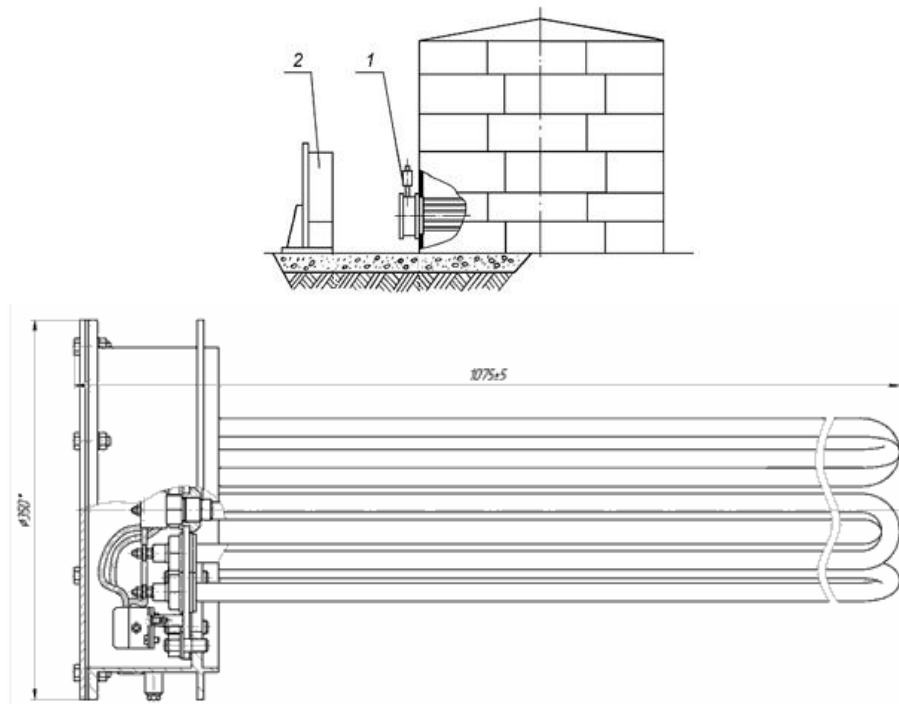


Рисунок 3.3 – Подогрев резервуара электронагревательным устройством:

1 - подогреватель КЗБЭР-12; 2 – щит управления.

Сварные резервуары, изготовленные из кипящей стали, или клепаные резервуары старой конструкции, не имеющие сертификата на металл, независимо от состояния и геометрической формы при температуре ниже  $-20^{\circ}\text{C}$  должны заполняться не более чем на 80% высоты корпуса при условии, что анализ металла свидетельствует о возможности дальнейшей эксплуатации резервуара.

Наряду с общим подогревом всего нефтепродукта применяют так называемый местный подогрев. Местные подогреватели следует располагать поблизости от приемо-раздаточных устройств.

При циркуляционном методе подогрева нефтепродукт собирается из нижней части резервуара и насосом прокачивается через внешний подогреватель-теплообменник. В этом случае внутри резервуара устанавливается кольцевой подающий трубопровод и местный подогреватель у заборной трубы. Теплообменники устанавливаются индивидуально у каждого резервуара.

Основными подогревателями трубопроводов являются паровые подогреватели и электрические. Паровые выполняются в виде паровых спутников – паропроводов, прокладываемых вместе и параллельно с нагревательным трубопроводом. Существуют два способа прокладки паровых спутников – внутренний и наружный. Монтаж изоляции трубопроводов со спутниками выполняют с применением формованных изделий (пенопластиков), мастик или минераловатных скорлуп с покрытием штукатуркой или металлическими кожухами.

В качестве электрических подогревателей применяют гибкие нагревательные элементы (ГНЭ), они представляют собой узкую эластичную ленту, состоящую из медных и никромовых проволок, сплетенных стеклотканью. Для придания влагоустойчивости ленту покрывают кремнеорганической резиной. В таком виде ленту наматывают на трубопровод и покрывают снаружи слоем тепловой изоляции. Лента снабжена штепсельным разъемом для быстрого подключения к сети.

### 3.3 Нефтепереработка и нефтехимия

В России первичной переработкой нефти занимаются порядка 140 предприятий. В отрасли первичной нефтепереработки пластинчатые теплообменные аппараты встречаются намного чаще, чем на нефтедобывающих предприятиях. Около 37,5% предприятий используют в производстве такие виды теплообменного оборудования. Соответственно, 62,5% предприятия используют в производственном цикле только кожухотрубные теплообменные аппараты.



Рисунок 3.4 – Омский НПЗ. На переднем плане – блок кожухотрубных теплообменников

Спецификой данной отрасли с точки зрения потребления теплообменных аппаратов является абсолютное доминирование кожухотрубных теплообменников на всех предприятиях. Это связано с большим количеством процессов переработки нефти на одном предприятии, что требует значительного количества

теплообменных аппаратов. С другой стороны, в сравнении с нефтедобычей модернизация отрасли (замена кожухотрубных теплообменников на пластинчатые) идет более быстрыми темпами — многие нефтеперерабатывающие предприятия уже начинают применять пластинчатые аппараты вместо кожухотрубных.

В среднем, на одном предприятии по нефтепереработке используется 400 теплообменных аппаратов. Это в 10 раз больше, чем аналогичный показатель для предприятий нефтедобычи. Количество теплообменных аппаратов зависит от количества процессов переработки нефти на предприятии. Небольшие предприятия используют от 2 до 5—8 теплообменных аппаратов. Крупные переработчики нефти используют 800—1000 аппаратов на предприятии.

Большое количество используемых при нефтепереработке теплообменных аппаратов определяют большое многообразие их типов:

- + витые;
- + прямотрубные;
- + с плавающей головкой;
- + спиральные;
- + труба в трубе;
- + U-образные.

Наиболее часто на предприятиях можно встретить U-образные кожухотрубные теплообменники и теплообменники типа «труба в трубе». Количество предприятий, применяющих другие виды кожухотрубных теплообменников, существенно уступает вышеуказанным. Минимальное количество нефтепереработчиков использует витые и спиральные кожухотрубные теплообменные аппараты.

При первичной переработке нефти предприятия используют теплообменные аппараты в следующих процессах:

- висбрекинг;
- реформинг;
- гидроочистка;

– ректификация.

Это основные процессы нефтеперерабатывающей промышленности, в рамках которых наиболее часто используются теплообменные аппараты.

Основную массу нефтехимических предприятий составляют небольшие компании, которые производят смолы различного вида. Крупных нефтехимических производств — от 30 до 50 компаний в стране.

В нефтехимической отрасли России 68% предприятий использует пластинчатые теплообменники. Остальные компании — 32% используют только кожухотрубные теплообменники.

В среднем, на нефтехимических предприятиях, использующих теплообменные аппараты, применяется 3,1% пластинчатых теплообменников от их общего числа. В целом же в данной отрасли промышленности данный показатель существенно варьирует в зависимости от каждого конкретного предприятия — от 0,3% до 15,4%. Спецификой данной отрасли с точки зрения потребления теплообменных аппаратов является абсолютное доминирование кожухотрубных теплообменников на всех предприятиях. Это связано с большим количеством нефтехимических процессов в рамках одного предприятия, что требует значительного количества теплообменных аппаратов.

В среднем, на одном нефтехимическом предприятии используется 1500—1600 теплообменных аппаратов. Количество теплообменных аппаратов зависит от количества нефтехимических процессов на предприятии. Небольшие предприятия используют от 10 до 20 теплообменных аппаратов. Крупные переработчики нефти используют до 10 000 аппаратов.

Самыми распространенными моделями являются прямотрубные кожухотрубные теплообменники и теплообменники типа «труба в трубе». Достаточно, хоть и в меньшей степени, распространены теплообменники U-образного типа. Менее всего на нефтехимических предприятиях распространены теплообменники с плавающей головкой.



В нефтехимической промышленности предприятия используют теплообменные аппараты в следующих процессах:

- установки пиролиза;
- установки полимеризации;
- установки варки смол.



Рисунок 3.5 – Московский НПЗ

В нефтехимической промышленности количество процессов на предприятии еще больше, чем при первичной переработке нефти. Причем, на разных предприятиях данные процессы различны. По продуктам, процессы, в которых используются теплообменники, можно подразделить следующим образом:

- Производство мономеров (этилен, пропилен и т.д.);
- Производство полимеров (полиэтилен, полипропилен и т.д.);
- Производство смол (карбаминоформальдегидные смолы).
- Предприятия нефтехимии из всех рассматриваемых в рамках исследования отраслей промышленности

характеризуются самыми разнообразными технологическими процессами в рамках отдельно взятого производства.

### ***3.4 Транспорт природного газа***

Тепловой режим в системе магистрального транспорта природного газа является одним из важнейших элементов обеспечения ее работоспособности. Так как температура и давление неразрывно связаны друг с другом через уравнение состояния, в процессе перекачки имеют место и существенные изменения температуры газа. В связи с этим, теплообменные аппараты занимают далеко не последнее место в комплексе оборудования системы магистрального транспорта природного газа.

На представленной на рисунке 3.6 схеме указаны основные объекты, связанные с передачей тепловой энергии.

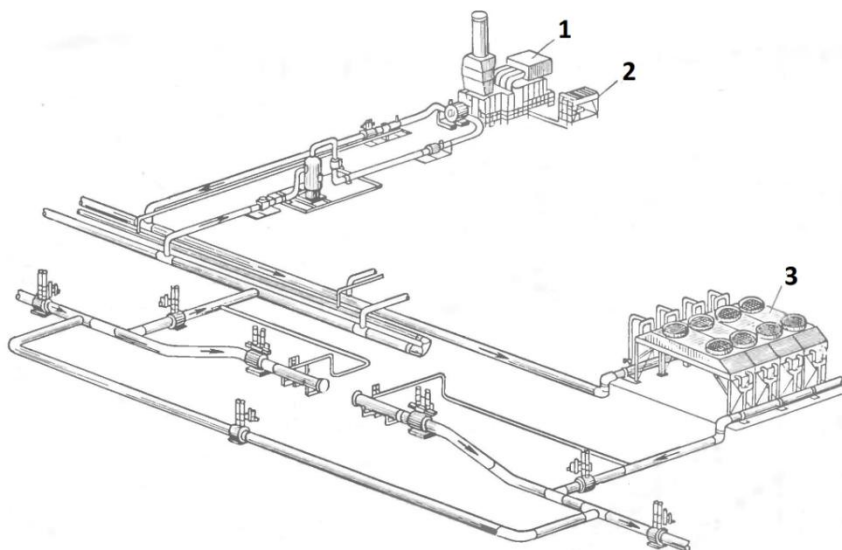


Рисунок 3.6 – Технологическая схема типовой КС:

1 – газотурбинный ГПА с регенерацией;  
2 – маслоохладители; 3 – аппараты воздушного охлаждения (АВО) газа.

Теплообменные аппараты в составе газотурбинных установок, являющихся приводом газоперекачивающих агрегатов, можно разделить на две группы: включенных и не включенных в цикл ГТУ.

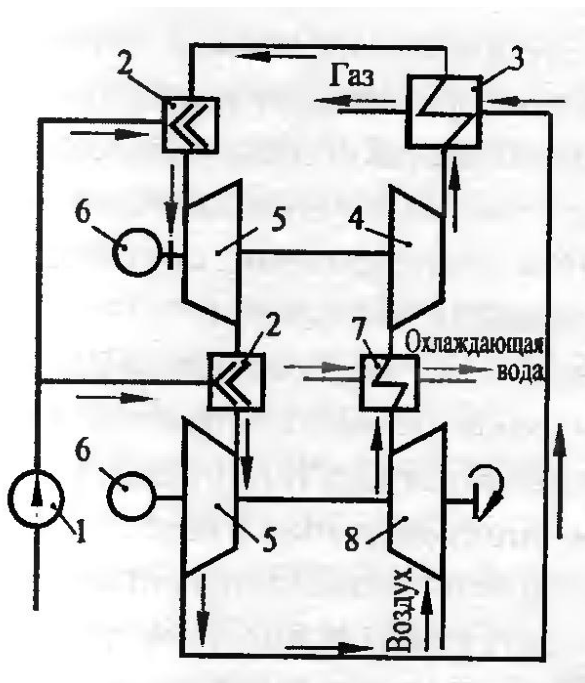


Рисунок 3.7 – Принципиальная тепловая схема газотурбинной установки с регенератором и воздухоохладителем:

1 – Топливный насос или газовый компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – регенератор; 4 – компрессор; 5 – газовая турбина; 6 – пусковой двигатель; 7– воздухоохладитель; 8 – компрессор низкого давления

К первым относятся регенераторы (воздухоподогреватели, или рекуператоры), возвращающие в цикл часть теплоты выхлопных газов (рисунок 3.7). Также включены в цикл и цикловые воздухоохладители, устанавливаемые между группами

ступеней циклового компрессора, повышающего давление воздуха перед подачей в камеру сгорания. Снижение температуры воздуха на входе в компрессор уменьшает его работу сжатия. Таким образом, оба эти вида теплообменников предназначены для увеличения КПД и полезной работы цикла. Первое уменьшает расход топлива, т. е. повышает экономичность ГТУ, а второе снижает расход рабочего тела, что уменьшает размеры проточной части турбомашин ГТУ.

Теплообменники, не включенные в цикл, более многочисленны. К ним относятся:

- маслоохладители, отводящие в окружающую среду теплоту трения в подшипниках, а также теплоту, принимаемую маслом при омывании ряда деталей ГТУ - шеек роторов, стенок картеров подшипниковых узлов, органов регулирования и т.п.;

- воздухоохладители-кондиционеры охлаждающего воздуха, обеспечивающие ГТУ хладагентом для системы охлаждения высокотемпературных деталей - сопловых и рабочих лопаток, роторов;

- утилизационные подогреватели воды, позволяющие использовать теплоту выходных газов, например, для теплофикационных нужд, зачастую это пластинчатые теплообменники (подробнее в п. 1.8);

- подогреватели топливного газа, увеличивающие теплоту, подводимую в камере сгорания, за счет увеличения энтальпии топливного газа. Источниками этой теплоты могут быть охлаждающий воздух системы охлаждения или выхлопные газы. Перечисленные теплообменники второй группы в основном предназначены для обеспечения надежности и работоспособности ГТУ (маслоохладители, воздухоохладители), но влияют также на топливную экономичность ГТУ

(подогреватели топлива) и общее энергосбережение (утилизационные водоподогреватели).

Несмотря на то, что формально эти теплообменники в цикл не включены, однако и эта группа теплообменников влияет на экономические показатели и показатели мощности ГТУ, поскольку источником теплоты, отводимой или подводимой в них, являются процессы преобразования или передачи энергии в устройствах ГТУ, т. е. цикловые процессы, следовательно, в конечном счете - топливо. Это обстоятельство отражено, в частности, в одном из методов экспериментального определения мощности ГТУ - методе энергетического баланса.



Рисунок 3.8 – Газоперекачивающий агрегат ГПА-16

Теплоносители теплообменников первой группы одновременно являются рабочими телами турбомашин ГТУ - турбин и компрессоров. В регенераторах в качестве первичного теплоносителя используются выхлопные газы турбины, а вторичного - сжатый воздух после циклового компрессора. С начального периода развития регенеративных ГТУ известны схемы систем регенерации с промежуточным контуром, заполненным третьим (промежуточным) теплоносителем, в качестве которого могли использоваться стойкие к высоким температурам жидкости - жидкие металлы, дифенильные смеси, кремнийорганические жидкости, селитряные смеси. В цикловых воздухоохладителях один из теплоносителей - сжатый в компрессоре воздух, а другой, как правило, - вода из природного источника или из замкнутой системы (оборотная), иногда - атмосферный воздух. Сочетания теплоносителей в теплообменниках второй группы весьма разнообразны: охлаждающий воздух - вода, охлаждающий воздух атмосферный воздух, выхлопные газы - сетевая вода, охлаждающий воздух - топливный газ, выхлопные газы - топливный газ. В ГТУ, входящих в состав парогазовых установок, возможно охлаждение воздуха низкотемпературным паром из паротурбинной части установки.

После компримирования газа в ГПА происходит неизбежное повышение его температуры, которая на выходе из центробежных нагнетателей может достигать 70°C. При транспортировке газа по трубопроводам диаметром свыше 1220 мм будет наблюдаться недостаточное его естественное охлаждение на пути от одной КС к следующей. Поэтому после компримирования перед подачей в линейный участок трубопровода, газ подвергают охлаждению.

Охлаждение газа на КС применяется:

+ для уменьшения температурных напряжений в стенках трубопроводов;

- + для предупреждения оплавления или отслоения изоляции;
- + для увеличения производительности МГ.

Охлаждение газа на КС производится с помощью аппаратов воздушного охлаждения (АВО) газа. Эти устройства включают в себя следующие узлы и агрегаты: секции оребренных теплообменных труб, длиной до 12 м, вентиляторы с электроприводом, диффузоры и жалюзи для регулировки производительности воздуха, несущие конструкции. АВО имеют развитые наружные поверхности, характеризующиеся коэффициентом оребрения – это отношение площади наружной поверхности к площади поверхности гладких труб.

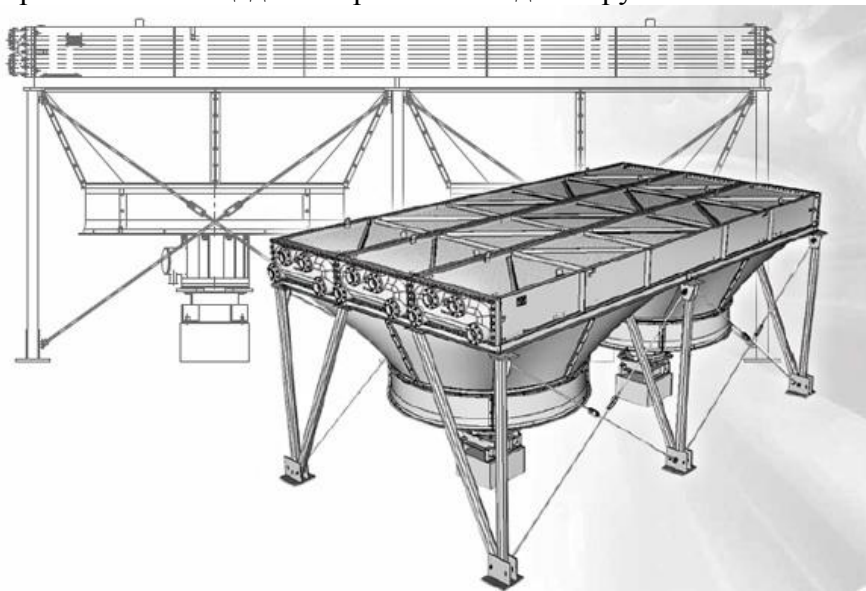


Рисунок 3.9 – Общий вид АВО газа (оребранный теплообменник)

Выбор конкретного типа АВО является технико-экономической задачей и выполняется на основе расчетов, учитывающих особенности КС. Основу расчетов составляет определение потребного количества аппаратов в установке для каждого из предварительно выбранных типов АВО. Количество

АВО находится по результатам гидравлического и теплового расчета газопровода, исходя из среднегодовой температуры воздуха, грунта на глубине заложения трубопровода и температуры охлаждения газа. Полученное количество АВО уточняется гидравлическим и тепловым расчетами газопровода для абсолютной максимальной температуры воздуха и июльской температуры грунта. Максимальная температура газа на выходе из АВО не должна приводить к потере устойчивости прочности труб, их изоляционного покрытия.

### ***3.5 Газопереработка***

Переработка природного газа осуществляется на газоперерабатывающих предприятиях (ГПЗ). В России таких предприятий около 40, в том числе те предприятия, которые перерабатывают не только природный газ, но и попутный нефтяной газ.

На всех предприятиях установлены кожухотрубные теплообменники. Как и в сфере нефтепереработки, при переработке газа достаточно активно (активнее, чем в газо- и нефтедобыче) происходит процесс модернизации оборудования — замена кожухотрубных теплообменников на пластинчатые. Только кожухотрубные теплообменные аппараты использует 25—27% от общего количества газоперерабатывающих заводов (10—12 предприятий). Соответственно, пластинчатые и кожухотрубные аппараты использует 31—33 предприятия по переработке газа.

В среднем, на одном предприятии по газопереработке используется 500 теплообменных аппаратов. Это соответствует, примерно, аналогичному показателю для предприятий нефтепереработки. При этом, варьирование количества теплообменных аппаратов на предприятиях газопереработки минимально в сравнении с другими отраслями — от 300 до 650 аппаратов.

Доля пластинчатых теплообменных аппаратов от общего количества теплообменников на предприятиях составляет от 2%



до 4% (12—25 теплообменников). На предприятиях по переработки газа используются следующие виды теплообменных кожухотрубных аппаратов:

- Прямотрубные;
- «Труба в трубе»;
- U-образные.

Наиболее часто на предприятиях можно встретить U-образные кожухотрубные теплообменники и теплообменники типа «труба в трубе».

При переработке газа нефти предприятия используют теплообменные аппараты в следующих процессах:

- Низкотемпературная конденсация
- Абсорбция
- Низкотемпературная ректификация
- Низкотемпературная сепарация

Перспективным направлением развития газовой промышленности является использование сжиженного природного газа (СПГ).



Рисунок 3.10 – Теплообменник - вымораживатель в установке производства СПГ

СПГ имеет практически неограниченную сырьевую базу — разведанные запасы природного газа в России превышают 54 трлн м<sup>3</sup>, что составляет более 40 % мировых запасов. В нашей стране создана система магистральных трубопроводов и многочисленные отводы от них, что позволяет отбирать природный газ для сжижения практически в любом промышленно развитом районе. Созданы автомобильные и железнодорожные средства перевозки СПГ.

На практике наиболее часто для сжижения газа с низкой температурой кипения применяются холодильные циклы, основанные на дросселировании сжатого газа (использование эффекта Джоуля – Томсона) Графическое изображение и схема дроссельного цикла сжижения газа дана на рисунке 3.11.

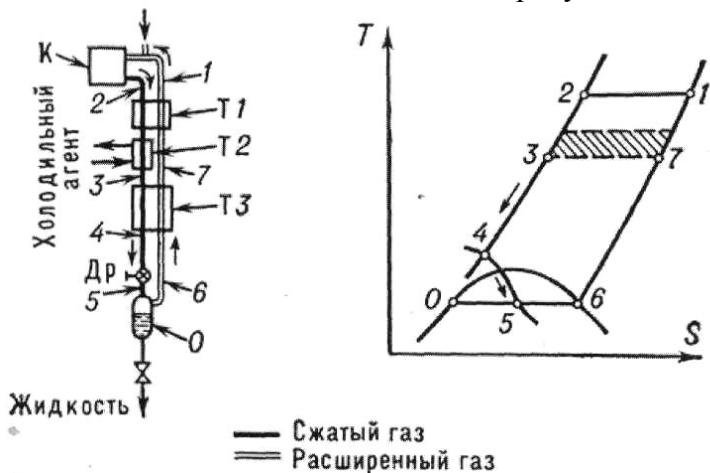


Рисунок 3.11 – Схема дроссельного цикла сжижения газа

После сжатия в компрессоре (1–2) газ последовательно охлаждается в теплообменниках (2–3–4) и затем расширяется (дросселируется) в вентиле (4–5). При этом часть газа сжижается и скапливается в сборнике, а несжижившийся газ направляется в теплообменники и охлаждает свежие порции сжатого газа. Для сжижения газа по циклу с дросселированием необходимо, чтобы температура сжатого газа перед входом в основной теплообменник Т3 была ниже температуры инверсионной точки.

Для этого и служит теплообменник с посторонним холодильным агентом Т2.

Такие схемы хороши для установок сжижения небольшой производительности, на крупных же промышленных объектах, производящих большие экспортные объемы СПГ, применяют классические каскадные циклы на однокомпонентных хладагентах и однопоточные каскадные циклы с холодильным агентом, являющимся многокомпонентной смесью. Принципиальная схема установки сжижения с классическим каскадным циклом представлена на рисунке 3.12.

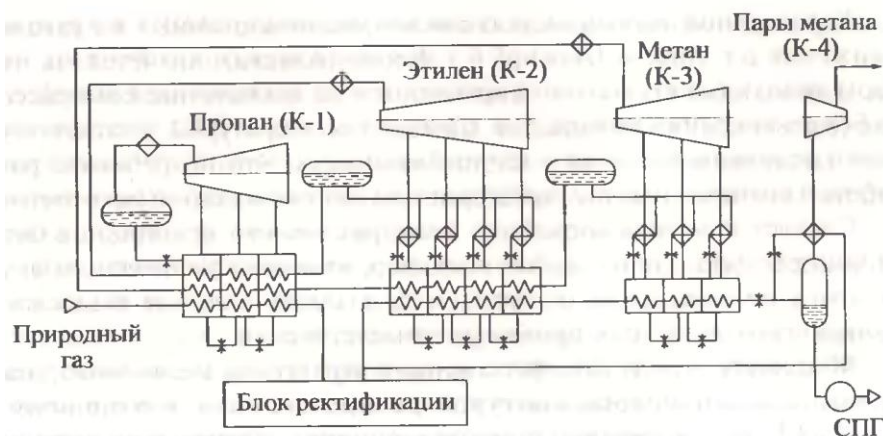


Рисунок 3.12 – Принципиальная схема установки сжижения природного газа с классическим каскадным циклом:

К-1 — К-4 — контуры каскада

Как видно из представленных принципиальных технологических схем, разнообразное теплообменное оборудование играет ключевую роль в процессе производства СПГ.

## 4 Основы расчета теплообменного оборудования

Расчет теплообменных аппаратов может быть конструкторским и поверочным.

+ **Конструкторский расчет** производится для определения величины поверхности теплообмена, геометрических размеров аппарата и элементов его конструкции, а в случае многосекционных теплообменных аппаратов - количества секций и схемы соединения секций или аппаратов между собой. Кроме того, при проведении проектно-конструкторских расчетов детализируют конструкцию аппарата, компонуюемую, как правило, из стандартизованных или нормализованных деталей, узлов, секций, а также рассчитывают массовые, габаритные, гидравлические, экономические и другие показатели теплообменного аппарата. При этом заданными считаются параметры номинального режима работы аппарата, а также факторы его компоновки.

+ В процессе **поверочного расчета** для заданных параметров режима работы аппарата и схемы течения теплоносителей при известных размерах всего аппарата и отдельных элементов его конструкции определяются показатели тепловой эффективности, гидравлические характеристики, напряжения и усилия, действующие в элементах и узлах теплообменного аппарата. Поверочный расчет применяется при проектировании новых аппаратов и в эксплуатации существующих для определения характеристик аппаратов на различных режимах их работы, а также при подборе аппаратов для установок из ряда существующих конструкций и типоразмеров.

Состав и количество исходных данных, необходимых для поверочного или проектного расчетов, зависят от функционального назначения аппарата, его места в тепловой схеме, особенностей конструкции, а также конкретных параметров работы аппарата в условиях эксплуатации. В зависимости от характера величин, получаемых в результате

проектного или поверочного расчета, различают тепловой, гидродинамический и прочностной расчеты. В отдельных случаях, когда раздельное определение тепловых и гидродинамических характеристик аппарата невозможно, как это имеет место для аппаратов смешения и маслоохладителей, проводится совместный теплогидравлический расчет.

**Тепловой расчет.** Производят с целью определения эффективности процессов переноса теплоты в аппарате, неизвестных конечных температур или требуемых режимных параметров теплоносителей. Основополагающими соотношениями для теплового расчета любого теплообменного аппарата являются уравнения теплового баланса и теплопередачи. Уравнение теплового баланса для поверхностного аппарата в общем случае (при отсутствии потерь теплоты во внешнюю среду и изменений агрегатного состояния теплоносителя) имеет вид:

$$N = G_1 \bar{c}_1 (t_{1BX} - t_{1BЫX}) = G_2 \bar{c}_2 (t_{2BX} - t_{2BЫX}), \quad (4.1)$$

где  $N$  – тепловая мощность аппарата, кВт;

$G_1, G_2$  – массовые расходы первичного и вторичного теплоносителей, кг/с;

$c_1, c_2$  – средние удельные теплоемкости первичного и вторичного теплоносителей, кДж/(кг·К);

$t_{1BX}, t_{2BX}$  – температуры первичного и вторичного теплоносителей на входе в аппарат, К;

$t_{1BЫX}, t_{2BЫX}$  – температуры первичного и вторичного теплоносителей на выходе аппарата, К.

Уравнение теплового баланса для аппарата с конденсацией пара выражается соотношением:

$$N = G_{II} (h_{II} - h_K) = G_B \bar{c}_B (t_{2B} - t_{1B}), \quad (4.2)$$

где  $G_{II}$  – расход пара в аппарат, кг/с;

$G_B$  – расход воды через аппарат, кг/с;  
 $h_{II}$  – теплосодержание пара, кДж/кг;  
 $h_K$  – теплосодержание конденсата, кДж/кг;  
 $c_B$ , – средняя удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);  
 $t_{1B}$ ,  $t_{2B}$  – температуры воды на входе и выходе аппарата соответственно, К.

Уравнение теплопередачи для поверхностного аппарата:

$$N = KF\overline{\Delta t}, \quad (4.3)$$

где  $N$  — полная тепловая мощность, определяемая правой или левой частью уравнений (4.1) и (4.2), кВт;

$K$  — средний для всей поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

$\overline{\Delta t}$  — среднелогарифмическая разность температур между теплоносителями, К.

Поскольку система уравнений (4.1) – (4.2) и (4.3) не замкнута, для теплового расчета аппарата необходимо задаваться рядом параметров теплоносителей и геометрических размеров элементов аппарата. Методика расчета и расчетная схема зависят от того, какой имеется набор исходных данных, и от общей постановки задачи расчета. Основным моментом расчета является, как правило, определение значения среднего для всей поверхности теплообмена коэффициента теплопередачи  $K$ .

**Гидродинамический расчет** теплообменного аппарата в общем случае включает в себя определение гидравлических потерь давления в трубном пространстве аппарата, а также гидродинамического сопротивления межтрубного пространства.

Под гидродинамическим сопротивлением понимается разность давлений на входе и выходе теплоносителя из аппарата. Расчет гидравлического сопротивления тракта начинается с составления его расчетной схемы и разбивки ее на участки постоянного проходного сечения. Сопротивление расчетного

участка в общем случае складывается из сопротивлений трения, местных сопротивлений и потерь напора на ускорение потока:

$$\Delta p = (\zeta_{TP} + \sum \zeta_M + \zeta_t) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (4.4)$$

где  $w$  – скорость течения теплоносителя, м/с;

$\frac{\rho w^2}{2}$  – скоростной (динамический) напор, Па;

$\zeta_{TP}$  – коэффициент сопротивления трения;

$\sum \zeta_M$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

$\zeta_t = \frac{2(t_{ВЫХ} - t_{ВХ})}{273,15 + t_{CP}}$  – коэффициент потерь на ускорение

неизотермического потока;

$t_{CP} = \frac{t_{ВЫХ} - t_{ВХ}}{2}$  – средняя температура неизотермического

потока, °С.

Потери на ускорение потока учитываются в тех случаях, когда плотности среды на входе в участок и выходе из него заметно различаются, что имеет место, например, в зоне охлаждения перегретого пара, если она присутствует в аппарате. Проблемы гидродинамики играют важную роль в конструировании теплообменника и эффективности его работы. Потери давления, распределение гидродинамических параметров и перемешивание теплоносителей часто являются определяющими факторами при выборе основных геометрических характеристик теплообменника, а также типов и характеристик насосов, подающих соответствующий теплоноситель. Методики гидродинамического расчета конкретных аппаратов различаются между собой по способам определения коэффициентов сопротивления трения и местных сопротивлений.

#### 4.1 Основные расчетные зависимости

**Передача тепла теплопроводностью.** Под теплопроводностью понимают переход тепловой энергии в среде без массовых ее движений относительно направления перехода тепла. Здесь оно передается как энергия упругих колебаний атомов и молекул около их среднего положения. Эта энергия переходит к соседним атомам и молекулам в направлении ее уменьшения, т.е. уменьшения температуры.

**Закон Фурье.** Передача тепла теплопроводностью описывается законом Фурье, согласно которому количество тепла  $dQ_r$ , проходящее за время  $d\tau$  через поверхность  $dF$ , нормальную к направлению теплоперехода, равно:

$$dQ_r = -\lambda \frac{dt}{dx} dF d\tau \quad (4.5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности или теплопроводностью,  $Bm/(m \cdot K)$ ;

$\frac{dt}{dx}$  – градиент температуры, т.е. изменение температуры на единицу длины в направлении теплопередачи,  $K/m$ .

**Коэффициент теплопроводности.** Он определяет скорость передачи тепла, т.е. количество тепла, проходящего в единицу времени через единицу поверхности тела при длине его в направлении теплопередачи, равной единице и разности температур 1 градус. Наибольшее значение  $\lambda$  имеют металлы - от нескольких десятков до нескольких сотен  $Bm/(m \cdot grad)$ . Значительно меньшие коэффициенты теплопроводности имеют твердые тела - не металлы. Теплопроводность жидкостей меньше теплопроводности большинства твердых тел. Для них  $\lambda$  колеблется в пределах десятых долей  $Bm/(m \cdot K)$ . Основные



значения величин теплопроводности для различных материалов представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Коэффициенты теплопроводности различных веществ

Материал	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot К}$	Материал	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot К}$	Материал	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot К}$
Графен	5000	Железо	92	Вода	0,6
Алмаз	2000	Олово	67	Кирпич	0,5
Графит	1000	Сталь	56	Пенобетон	0,15
Серебро	430	Свинец	36	Древесина	0,15
Медь	400	Кварц	8	Нефть	0,14
Золото	320	Гранит	2,4	Вата	0,055
Алюминий	220	Базальт	1,3	Воздух	0,026
Латунь	110	Стекло	1,1	Вакуум	0

**Передача тепла теплопроводностью через стенку.** Количество передаваемого тепла в единицу времени через плоскую стену можно подсчитать по уравнению Фурье как количество тепла, проходящего через плоскость бесконечно малой толщины  $dx$  внутри стенки:

$$\frac{dQ_{\tau}}{d\tau} = Q = -\lambda \frac{dt}{dx} F \quad (4.6)$$

Проинтегрировав изменение температуры по всей толщине стенки получим:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (t_{cm1} - t_{cm2}) \quad (4.7)$$

Из интегрального выражения видно, что температура  $t$  внутри плоской стенки падает по толщине стенки  $\delta$  в направлении теплоперехода по закону прямой линии.

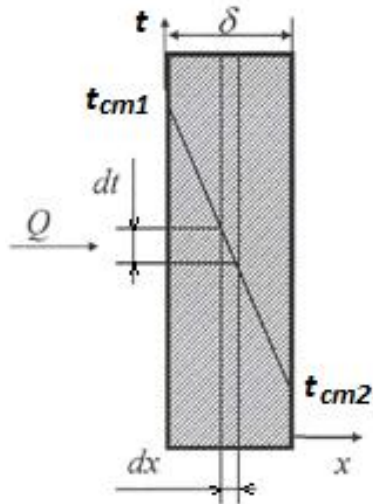


Рисунок 4.1 – Распределение температур по плоской стенке

**Передача тепла конвекцией.** Конвекционная теплопередача – это перенос тепла объемами среды путем взаимного их перемещения в направлении теплопередачи. Переход тепла от среды к стенке или от стенки к среде называется теплоотдачей. Количество передаваемого тепла определяется законом Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha_1 F (t_1 - t_{cm1}) \quad (4.8)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи  $Вт/(м^2 \cdot К)$ .

**Определение температур теплоносителей.** Характер изменения температур теплоносителя вдоль поверхности теплообмена определяется схемой их взаимного движения и соотношением произведений  $W=G \cdot c$ .

Для расчета теплообмена в аппарате необходимо знать величину средней разности температур между теплоносителями, входящую в уравнение теплопередачи (4.3).

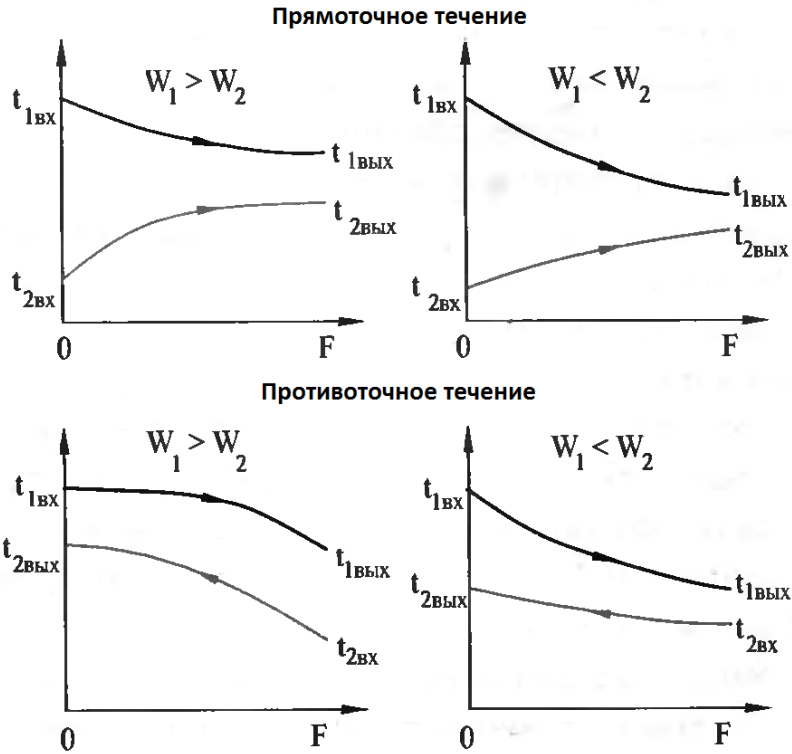


Рисунок 4.2 – Характер изменения температур для прямотока и противотока

Расчетная среднелогарифмическая разность температур для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей в общем случае определяется по формуле:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (4.9)$$

где  $\Delta t_B$ ,  $\Delta t_M$  – большая и меньшая разности температур на входе и выходе соответствующих зон поверхности теплообменного аппарата, °С.

Если  $\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} \leq 2$ , то средний температурный напор может определяться как среднеарифметическая величина:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2}. \quad (4.10)$$

**Расчет площади поверхности аппарата.** Необходимую площадь поверхности  $F$ ,  $m^2$ , теплообменника вычисляют из уравнения теплопередачи (4.3):

$$F = \frac{N}{K\Delta t} \quad \text{или} \quad F = \frac{N}{q}, \quad (4.11)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $q$  – удельный тепловой поток,  $Вт/m^2$ .

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по уравнению аддитивности термических сопротивлений:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.12)$$

Здесь коэффициенты теплоотдачи удобно находить с помощью критериальных зависимостей подобия  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Gr$  и др.

**Критерий Нуссельта  $Nu$**  – один из основных критериев подобия тепловых процессов, характеризующий соотношение между интенсивностью теплообмена за счёт конвекции и интенсивностью теплообмена за счёт теплопроводности (в условиях неподвижной среды).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \frac{q_K}{q_T}, \quad (4.13)$$

где  $l$  — характерный размер, м;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К);

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$q_K$  — тепловой поток за счёт конвекции, Вт/м<sup>2</sup>;

$q_T$  — тепловой поток за счёт теплопроводности, Вт/м<sup>2</sup>.

Число Нуссельта всегда больше или равно 1. То есть тепловой поток за счёт конвекции всегда превышает по своей величине тепловой поток за счёт теплопроводности.

Обычно для ламинарных течений число Нуссельта находится в диапазоне от 1 до 20. Большие числа Нуссельта (>100) свидетельствуют о сильном конвективном тепловом потоке, что является характеристикой турбулентных течений.

**Критерий Рейнольдса  $Re$**  — безразмерная величина, характеризующая соотношение сил инерции к силам трения при течении жидкостей.

Число Рейнольдса определяется следующим соотношением:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu}, \quad (4.14)$$

где  $\rho$  — плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  — характерная скорость, м/с;

$d$  — гидравлический диаметр, м;

$\mu$  — динамическая вязкость среды, Н·с/м<sup>2</sup>;

$\nu$  — кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с ( $\nu = \mu/\rho$ ).

Для каждого вида течения существует критическое число Рейнольдса,  $Re_{KP}$ , которое, как принято считать, определяет переход от ламинарного течения к турбулентному. При  $Re < Re_{KP}$  течение происходит в ламинарном режиме, при  $Re > Re_{KP}$  возможно возникновение турбулентности. Критическое

значение числа Рейнольдса зависит от конкретного вида течения (течение в круглой трубе, обтекание шара и т. п.), различными возмущениями потока, такими как изменение направленности и модуля вектора скорости потока, шероховатость стенок, близость местных сопротивлений и др. Например, для течения (точнее, для стабилизированного изотермического потока) жидкости в прямой круглой трубе с очень гладкими стенками  $Re_{кр} = 2300$ .

Значения  $Re$  выше критического и до определённого предела относятся к переходному (смешанному) режиму течения жидкости, когда турбулентное течение более вероятно, но ламинарное иногда тоже наблюдается — то есть, неустойчивая турбулентность. Числу  $Re_{кр} 2300$  соответствует интервал  $2300 \dots 10\,000$ .

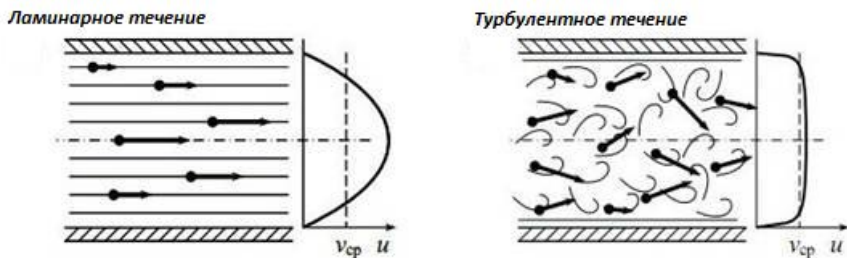


Рисунок 4.3 – Схема движения частиц жидкости и профили скоростей внутри потока при различных видах течений

Число Рейнольдса как критерий перехода от ламинарного к турбулентному режиму течения и обратно относительно хорошо действует для напорных потоков. При переходе к безнапорным потокам переходная зона между ламинарным и турбулентным режимами возрастает, и использование числа Рейнольдса как критерия не всегда правомерно.

**Критерий Прандтля  $Pr$**  — один из критериев подобия тепловых процессов в жидкостях и газах, учитывает влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу:

$$\text{Pr} = \frac{a}{\nu} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}, \quad (4.15)$$

Где  $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$  — коэффициент температуропроводности;

$c_p$  — удельная теплоёмкость среды при постоянном давлении.

Критерий назван в честь немецкого физика Людвиг Прандтля, изучавшего вопросы тепло- и массообмена в пограничных слоях.

**Критерий Грасгофа  $Gr$**  — критерий подобия, определяющий процесс подобия теплообмена при конвекции в поле тяжести (гравитации, ускорения) и является мерой соотношения архимедовой выталкивающей силы, вызванной неравномерным распределением плотности жидкости, газа в неоднородном поле температур, и силами вязкости.

$$Gr = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot (t_w - t_f)}{\nu^2}, \quad (4.16)$$

где:  $g$  — ускорение свободного падения, на поверхности Земли  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$d$  — определяющий характерный линейный размер поверхности теплообмена,  $\text{м}$ ;

$t_w$  — температура поверхности теплообмена,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_f$  — температура теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$\beta$  — температурный коэффициент объёмного расширения теплоносителя,  $\text{K}^{-1}$ .

**Нахождение коэффициента теплоотдачи.** В расчете теплообменных аппаратов коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

выводится из соотношения (4.13). В свою очередь, критерий Нуссельта определяется исходя их следующих зависимостей.

Нагревание или охлаждение в прямых трубах:

– при развитом турбулентном течении ( $Re > 10\ 000$ ) по формуле Михеева:

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_i \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (4.17)$$

– при ламинарном режиме движения ( $Re < 2\ 300$ )

$$Nu = 0,15 \cdot \varepsilon_i \cdot Re_f^{0,33} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot (Gr_f \cdot Pr_f)^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (4.18)$$

где  $\varepsilon_i$  – поправочный коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы, если длина трубок  $l$  относится к их диаметру  $d$  как  $l/d > 50$ ,  $\varepsilon_i = 1$ ;

Индексы «f» приняты для критериев с параметрами при температуре потока, индексы «w» – с параметрами при температуре стенки.

Теплоотдача при наружном обтекании труб:

– при  $Re > 1000$ :

$$Nu = 0,4 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (4.19)$$

– при  $Re < 1000$ :

$$Nu = 0,56 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re_f^{0,5} \cdot Pr_f^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (4.20)$$

где  $\varepsilon_\phi$  – поправочный коэффициент, который учитывает влияние угла между осью пучка труб и направлением потока теплоносителя; для кожухотрубчатых теплообменников с поперечными перегородками рекомендуют принимать  $\varepsilon_\phi = 0,6$ , без перегородок  $\varepsilon_\phi = 1$ .



## 4.2 Пример расчета кожухотрубного теплообменника

Рассмотрим в качестве примера расчет теплообменного аппарата, используемого в системе установки подогрева нефти УПН на месторождении.

Исходные данные для расчета теплообменника представлены в таблице 4.2, искомые величины – в таблице 4.3.

Таблица 4.2 – Исходные данные

Параметр		Величина	
Тепловая мощность аппарата, $N$ , кВт		250	
Нагреваемый теплоноситель		Нагревающий теплоноситель	
Сырая нефть		Техническая вода	
Температура на входе $t_{1ВХ}$ , °С	5	Температура на входе $t_{2ВХ}$ , °С	90
Температура на выходе $t_{1ВЫХ}$ , °С	40	Температура на выходе $t_{2ВЫХ}$ , °С	50
Максимальная потеря давления $\Delta p_1'$ , кПа	100	Максимальная потеря давления $\Delta p_2'$ , кПа	500
Максимальное давление $P_{МАХ}$ , МПа		1	
Рекомендуемый внешний диаметр трубки $d$ , мм		20	
Толщина стенки трубки $\delta$ , мм		1	
Длина габаритная $L_{МАХ}$ , м не более		8000	
Материал трубок и корпуса		Сталь 20	
Теплопроводность материала $\lambda_\delta$ , Вт/(м·К)		56	
Предел прочности материала $[\sigma]$ , МПа		147	
КПД теплообменника $\eta_T$ , % не менее		95	
КПД электронагревателя $\eta_\varepsilon$ , % не менее		98	

Таблица 4.3 – Итоговые расчетные данные

1	Расход нагреваемого теплоносителя $G_1$ , кг/с	
2	Расход нагревающего теплоносителя $G_2$ , кг/с	
3	Коэффициент температуропроводности $K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	
4	Площадь теплообмена $F$ , м <sup>2</sup>	
5	Длина трубок $L_m$ , мм	
6	Количество трубок $n$ , шт	
7	Диаметр кожуха $D_K$ , мм	
8	Потеря давления нагреваемого теплоносителя $\Delta p_1'$ , кПа	
9	Потеря давления нагревающего теплоносителя $\Delta p_2'$ , кПа	
10	Потребляемая электрическая мощность, кВт	

#### 4.2.1 Определение расходов теплоносителей

Для рассчитываемого теплообменника выберем противоточную схему организации течения теплоносителей.

Для нахождения расходов теплоносителей воспользуемся уравнением теплового баланса для реального теплообменного аппарата.

$$N = G_1 \bar{c}_1 (t_{1ВХ} - t_{1ВЫХ}) = G_2 \bar{c}_2 (t_{2ВХ} - t_{2ВЫХ}) \cdot \frac{\eta_T}{100},$$

где  $\eta_T$  – коэффициент полезного действия теплообменника.

Значения теплоемкостей найдем из таблиц физических свойств теплоносителей, представленных в приложении П.2.

Для этого необходимо определить средние температуры нагреваемого (индекс «1») и нагревающего (индекс «2») теплоносителей:

$$t_{1CP} = \frac{t_{1BX} + t_{1BBLX}}{2} = \frac{5 + 40}{2} = 22,5^{\circ}\text{C} (295,5 \text{ K})$$

$$t_{2CP} = \frac{t_{2BX} + t_{2BBLX}}{2} = \frac{90 + 50}{2} = 70^{\circ}\text{C} (343 \text{ K})$$

При данных значениях средних температур, удельные теплоемкости теплоносителей составят:

$$\bar{c}_1 = 1,916 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$\bar{c}_2 = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Из уравнения теплового баланса находим расходы теплоносителей:

$$G_1 = \frac{N}{\bar{c}_1 |(t_{1BX} - t_{1BBLX})|} = \frac{250}{1916 \cdot |(5 - 40)|} = 3,73 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$G_2 = \frac{N}{\bar{c}_2 |(t_{2BX} - t_{2BBLX})| \cdot \frac{\eta_T}{100}} = \frac{250}{4,187 \cdot |(90 - 50)| \cdot \frac{95}{100}} = 1,57 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Найдем необходимую мощность электронагревателей воды по формуле:

$$N_{\text{э}} = G_2 \bar{c}_2 (t_{2BX} - t_{2BBLX}) \cdot \frac{\eta_T}{\eta_{\text{э}}} = 1,57 \cdot 4,187 \cdot (90 - 50) \frac{95}{98} = 255 \text{ кВт}$$

#### 4.2.2 Определение режимов течения теплоносителей

Зададимся скоростями течения теплоносителей. Рекомендуемые значения скоростей жидкости в трубном пространстве находятся в диапазоне  $0,1 \dots 1 \text{ м/с}$ , в межтрубном –  $1 \dots 2 \text{ м/с}$ .

Примем в первом приближении:

$$w_1 = 0,5 \text{ м/с},$$

$$w_2 = 1,5 \text{ м/с}.$$

Величина скорости течения будет вариативной. Если итоги расчета не будут соответствовать требованиям условия, следует произвести пересчет с изменением величин принятых скоростей.

Найдем значение критерия Рейнольдса для нагреваемой нефти. Значение величины кинематической вязкости  $\nu_1$  возьмем из таблицы физических свойств, представленной в приложении П.2, при средней температуре потока:

$$Re_{1f} = \frac{w_1 \cdot d_{BHT}}{\nu_1} = \frac{w_1 \cdot (d - 2\delta)}{\nu_1} = \frac{0,5 \cdot (0,02 - 2 \cdot 0,001)}{5,8 \cdot 10^{-6}} = 1552$$

Так как  $Re_{1f} < 2300$ , движение жидкости будет ламинарным.

Найдем значение критерия Рейнольдса для нагревающей воды. Значение величины кинематической вязкости  $\nu_2$  возьмем из таблицы физических свойств, представленной в приложении П.2, при средней температуре потока:

$$Re_{2f} = \frac{w_2 \cdot d_{\text{ЭКВ}}}{\nu_2},$$

где  $d_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный диаметр, который находится по формуле:

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 \cdot F_{MT}}{\Pi} = \frac{D_{BHT}^2 - n \cdot d^2}{D_{BHT} + n \cdot d} = D_{BHT} - \sqrt{n} \cdot d.$$

Здесь  $D_{BHT}$  – внутренний диаметр кожуха, м;

$\rho$  – плотность воды при  $t_{2CP}$ , кг/м<sup>3</sup>;

$n$  – количество трубок. В первом приближении:

$$n = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \pi \cdot d_{BHT}^2} = \frac{4 \cdot 3,73}{841 \cdot 0,5 \cdot 3,14 \cdot (0,02 - 2 \cdot 0,001)^2} = 34,8 \approx 35 \text{ шт.}$$

Внутренний диаметр кожуха найдем из следующих соображений. Внешний диаметр  $D$  выберем из стандартного ряда (таблица 2.1) – 159, 273, 325, 426, 530, 630 мм, при соблюдении условия:

$$D > 1,5 \cdot d \cdot \sqrt{n} > 1,5 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{35} > 0,177; \quad D = 0,273 \text{ м.}$$

Толщина стенки находится из прочностного расчета:

$$s = \frac{P_{MAX} D}{2 \cdot [\sigma] - P_{MAX}} + C_1 = \frac{1 \cdot 0,273}{2 \cdot 147 - 1} + 0,02 = 0,003 \text{ м},$$

где  $P_{MAX}$  – максимальное давление в аппарате, МПа;

$[\sigma]$  – предел прочности материала, МПа;

$C_1$  – прибавка на коррозию и технологические припуски, м.  
( $C_1=0,002 \text{ м}$ ).

В таком случае  $D_{ВНУТ} = D - 2 \cdot s = 0,273 - 2 \cdot 0,003 = 0,267 \text{ м}$ .

Вернемся к нахождению режима течения жидкости в межтрубном пространстве.

$$d_{\text{ЭКВ}} = 0,273 - \sqrt{35} \cdot 0,02 = 0,155 \text{ м}.$$

$$Re_{2f} = \frac{1,5 \cdot 0,155}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 560031.$$

Так как  $Re_{2f} > 1000$ , движение жидкости будет турбулентным.

### 4.2.3 Определение коэффициентов теплоотдачи

Найдем коэффициенты теплопроводности от нагревающего теплоносителя к трубкам  $\alpha_2$  и от трубок  $\alpha_1$  к нагреваемому. Для этого преобразуем формулу нахождения критерия Нуссельта:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l},$$

Сам критерий Нуссельта найдем из следующих соображений. Для начала следует установить температуру стенки между теплоносителями. В первом приближении примем её как среднеарифметическую между средними температурами теплоносителей:

$$t_w = \frac{t_{1CP} + t_{2CP}}{2} = \frac{22,5 + 70}{2} = 46,25^\circ \text{C}.$$

Для нагреваемой среды при  $Re_{1f} < 2300$  будет справедлива следующая формула:

$$Nu_1 = 0,15 \cdot \varepsilon_i \cdot Re_{1f}^{0,33} \cdot Pr_{1f}^{0,33} \cdot (Gr_{1f} \cdot Pr_{1f})^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_{1f}}{Pr_{1W}} \right)^{0,25}.$$

Здесь  $\varepsilon_i = 1$ ;  $Re_{1f} = 1552$ ;  $Pr_{1f} = 58,6$ ;  $Pr_{1W} = 37,4$ ;

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,018^3 \cdot 0,00087 \cdot (46,25 - 22,5)}{(5,8 \cdot 10^{-6})^2} = 35140,9.$$

Тогда:

$$Nu_1 = 0,15 \cdot 1 \cdot 1552^{0,33} \cdot 58,6^{0,33} \cdot (35140,9 \cdot 58,6)^{0,1} \cdot \left( \frac{58,6}{37,4} \right)^{0,25} = 311,1.$$

Для нагревающей среды при  $Re_{2f} > 1000$  справедливо соотношение:

$$Nu_2 = 0,4 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re_{2f}^{0,6} \cdot Pr_{2f}^{0,36} \cdot \left( \frac{Pr_{2f}}{Pr_{2W}} \right)^{0,25},$$

где  $Re_{2f} = 560031$ ;  $Pr_{2f} = 2,6$ ;  $Pr_{2W} = 4,6$ .

$$Nu_2 = 0,4 \cdot 1 \cdot 560031^{0,6} \cdot 2,6^{0,36} \cdot \left( \frac{2,6}{4,6} \right)^{0,25} = 1359,3.$$

Из таблиц физических свойств теплоносителей найдем показатели их коэффициентов теплопроводности, соответствующих температурам потоков:

$$\lambda_1 = 0,16 \frac{Вт}{м \cdot К},$$

$$\lambda_2 = 0,67 \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

В таком случае:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{ВНУТ}} = \frac{311,1 \cdot 0,16}{0,018} = 276,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{ЭКВ}} = \frac{1359,3 \cdot 0,67}{0,155} = 5860,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

#### 4.2.4 Определение коэффициента теплопередачи и уточнение температуры стенки

Вспользуемся формулой для вычисления среднего коэффициента теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_\delta} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{276,4} + \frac{0,001}{56} + \frac{1}{5860,4}} = 262,7 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Средний температурный напор для противоточных теплообменных аппаратов определяется как:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} = \frac{(90 - 5) - (50 - 40)}{\ln \frac{(90 - 5)}{(50 - 40)}} = 35^\circ C.$$

Запишем систему уравнений для определения удельной теплопроизводительности аппарата:

$$\begin{cases} q = \alpha_1 \cdot (t_{cm1} - t_{1CP}); \\ q = K \cdot \overline{\Delta t}; \\ q = \alpha_2 \cdot (t_{2CP} - t_{cm2}). \end{cases}$$

Выразим из этой системы уравнений температуры стенки со стороны греющей и нагреваемой жидкостей:

$$t_{cm1} = t_{1CP} + \frac{q}{\alpha_1} = 22,5 + \frac{9206,1}{276,4} = 55,8^\circ C,$$

$$t_{cm2} = t_{2CP} - \frac{q}{\alpha_1} = 70 - \frac{9206,1}{5860,4} = 68,4^\circ C.$$

где  $q = K \cdot \overline{\Delta t} = 262,7 \cdot 35 = 9206,1 \frac{Bm}{m^2}.$

Найдем среднюю температуру во втором приближении:

$$t_W' = \frac{t_{cm1} + t_{cm2}}{2} = \frac{55,8 + 68,4}{2} = 62,1^\circ C.$$

Определим погрешность при нахождении средней температуры стенки:

$$\Delta t_w = \frac{t_w - t_w'}{t_w} \cdot 100\% = \frac{46,25^\circ\text{C} - 62,1^\circ\text{C}}{46,25^\circ\text{C}} \cdot 100\% = 34,3\% .$$

Т.к. погрешность больше 25 %, то температура стенки определена недостаточно точно. Необходимо повторить расчет, приняв в качестве температуры стенки аппарата найденную во втором приближении температуру  $t_w' = 62,2^\circ\text{C}$ .

#### ***4.2.5 Переопределение коэффициента теплопередачи с учетом уточнения температуры стенки***

$$\text{Для нагреваемой среды } Nu_1 = 34,8; \alpha_1 = 309,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$$

$$\text{Для нагреваемой среды } Nu_2 = 1520,8; \alpha_2 = 6557,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$$

$$\text{Коэффициент теплопередачи } K = 293,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$$

$$\text{Удельная теплопроизводительность: } q = 10294,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} .$$

В третьем приближении температура стенки  $t_w'' = 57,7^\circ\text{C}$ .

Т.к. итоговая погрешность 7,1% меньше 25 %, то температуру стенки можно считать определенной достаточно точно и продолжить расчет.

#### ***4.2.6 Определение основных геометрических показателей теплообменника***

Найдем площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{N}{q} = \frac{250000}{10294,6} = 24,3 \text{ м}^2 .$$



Отсюда возможно найти длину трубок:

$$l = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d} = \frac{24,3}{35 \cdot 3,14 \cdot 0,02} = 11,1 \text{ м.}$$

Однако такая величина не удовлетворяет требованию исходных данных, где прописан максимальный габарит  $L_{MAX}$  не более 8000 мм.

Данная проблема имеет два решения:

1) Разделение одного длинного теплообменника на несколько секций. В текущем случае целесообразно разделить аппарат на 3 секции, с длиной по трубкам по 3700 мм.

2) Уменьшение скорости течения нагреваемого теплоносителя в допустимых пределах.

В рамках данного примера выберем второй путь решения, снизив скорость теплоносителей в теплообменнике и выполним пересчет всех показателей по описанному выше алгоритму. Результаты расчета по пунктам 4.2.2 – 4.2.6 оформим в отдельном пункте.

#### ***4.2.7 Результат пересчета показателей с измененными скоростями течения***

Примем во втором приближении:

$$w_1 = 0,2 \text{ м/с,}$$

$$w_2 = 1,0 \text{ м/с.}$$

Необходимое число трубок увеличится до  $n = 87 \text{ шт.}$

Внешний диаметр кожуха составит  $D = 0,315 \text{ м}$ , толщина его стенки не изменится,  $s = 0,003 \text{ м}$ . Эквивалентный диаметр межтрубного пространства составит  $d_{ЭКВ} = 0,138 \text{ м}$ . Числа Рейнольдса и Прандтля для потоков нефти и воды соответственно:

$$\text{Re}_{1f} = 621; \text{Pr}_{1f} = 58,6; \text{Pr}_{1w} = 29,2$$

$$Re_{2f} = 333335; Pr_{2f} = 2,6; Pr_{2w} = 2,9.$$

Критерии Нуссельта и коэффициенты теплоотдачи для нефти и воды изменятся в соответствии:

$$Nu_1 = 25,7; \alpha_1 = 228,8 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

$$Nu_2 = 1114,4; \alpha_2 = 5381,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

В этом случае коэффициент теплопередачи станет равен  $K = 218,6 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ . Температурный напор не изменится, и будет составлять  $\overline{\Delta t} = 35^\circ C$ .

Удельная теплопроизводительность аппарата станет равной  $q = 7660,1 \frac{Вт}{м^2}$ . Площадь поверхности теплообмена значительно увеличится –  $F = 32,6 м^2$ . При данных параметрах длина трубок теплообменника составит  $l = 6,0 м$ . Такая длина трубок удовлетворяет начальному условию невыхода за габарит  $L_{MAX} = 8,0 м$ , что позволяет считать тепловой расчет успешно завершённым и переходить к гидравлическому.

#### **4.2.8 Гидравлический расчет нагреваемого теплоносителя**

Гидравлический расчет сводится к определению гидравлических потерь в теплообменном аппарате и может служить для корректирования геометрических показателей теплообменника.

Суммарные потери в трубном пространстве:

$$\sum \Delta p_{тр} = \Delta p_1' + \Delta p_{1,мс},$$

где  $\Delta p_1'$  – путевые потери давления теплоносителя на трение;

$\Delta p_{мс}$  – местные потери давления теплоносителя.

Для расчета потерь по длине  $\Delta p_1'$  используется формула Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta p_1' = \lambda_1 \frac{l}{d_{\text{ВНУТ}}} \cdot \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2},$$

где  $\lambda_1$  – коэффициент Дарси;

Коэффициент Дарси определим по формуле:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{1}{(1,82 \lg \text{Re}_{1f} - 1,64)^2} \left( \frac{\text{Pr}_{1W}}{\text{Pr}_{1f}} \right)^{0,33} = \\ &= \frac{1}{(1,82 \lg(621) - 1,64)^2} \left( \frac{29,2}{58,6} \right)^{0,33} = 0,0671 \end{aligned}$$

Значит, потери по длине

$$\Delta p_1' = \lambda_1 \frac{l}{d_{\text{ВНУТ}}} \cdot \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2} = 0,0671 \frac{6,0}{0,018} \frac{841 \cdot 0,2^2}{2} = 373,9 \text{ Па}.$$

В качестве местных сопротивлений рассматривается вход в трубную решетку и выход из нее:

$$\Delta p_{\text{мс}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  – коэффициент местного сопротивления входа,

$\xi_{\text{вых}}$  – коэффициент местного сопротивления выхода.

Коэффициент местного сопротивления входа:

$$\xi_{\text{вх}} = 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{f_1}{F_{\text{кожс}}} \right) = 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{0,0222}{0,0798} \right) = 0,361.$$

Коэффициент местного сопротивления выхода:

$$\xi_{\text{вых}} = 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{f_1}{F_{\text{ко.жс}}} \right)^2 = 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{0,0222}{0,0798} \right)^2 = 0,261,$$

где  $F_{\text{ко.жс}}$  - площадь поперечного сечения кожуха:

$$F_{\text{ко.жс}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ВНУТ}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,309^2}{4} = 0,0798 \text{ м}^2,$$

$f_1$  - суммарная площадь поперечного сечения всех трубок.

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_{\text{ВНУТ}}^2}{4} n = \frac{3,14 \cdot 0,018^2}{4} 87 = 0,0222 \text{ м}^2$$

Потери на местное сопротивление:

$$\Delta p_{1, \text{мс}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{\rho_1 \omega_1^2}{2} = (0,361 + 0,261) \frac{841 \cdot 0,2^2}{2} = 10,5 \text{ Па}$$

Тогда суммарные потери составят:

$$\sum \Delta p_{\text{тр}} = \Delta p_1' + \Delta p_{1, \text{мс}} = 373,9 + 10,5 = 384,4 \text{ Па} \approx 0,4 \text{ кПа}$$

#### **4.2.9 Гидравлический расчет нагревающего теплоносителя**

Суммарное сопротивление в межтрубном пространстве равно сумме потерь по длине  $\Delta p_2'$  и потерь на местное сопротивление  $\Delta p_{\text{мс}}$ .

$$\sum \Delta p_{\text{мт}} = \Delta p_2' + \Delta p_{2, \text{мс}}.$$

Потери по длине также оцениваются по формуле Дарси - Вейсбаха:

$$\Delta p_2' = \lambda_2 \frac{l}{d_{\text{ЭКВ}}} \cdot \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2}.$$

Коэффициент Дарси определим по формуле:

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \cdot \lg \text{Re}_{2f} - 1,64)^2} \left( \frac{\text{Pr}_{2w}}{\text{Pr}_{2f}} \right)^{0,33} =$$

$$= \frac{1}{(1,82 \cdot \lg(333335) - 1,64)^2} \left( \frac{2,9}{2,6} \right)^{0,33} = 0,0148$$

Рассчитаем потери по длине:

$$\Delta p_2' = \lambda \frac{l}{d_{\text{ЭКВ}}} \cdot \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2} = 0,0148 \cdot \frac{6,0}{0,138} \frac{982 \cdot 1^2}{2} = 313,2 \text{ Па}.$$

Потери на местное сопротивление:

$$\Delta p_{2,mc} = \xi \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2},$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления, который находится по формуле:

$$\xi = 4 \cdot \text{Re}_2^{-0,28} = 4 \cdot 333335^{-0,28} = 0,114.$$

Рассчитаем потери на местное сопротивление:

$$\Delta p_{mc} = \xi \frac{\rho_2 \omega_2^2}{2} = 0,114 \cdot \frac{982 \cdot 1^2}{2} = 55,8 \text{ Па}.$$

Тогда суммарные потери в межтрубном пространстве составят:

$$\sum \Delta p_{mt} = \Delta p_1'' + \Delta p_{mc} = 313,2 + 55,8 = 369,0 \text{ Па} \approx 0,4 \text{ кПа}.$$

#### 4.2.10 Итоги расчета

Итоги теплового и гидравлического расчета кожухотрубного теплообменного аппарата используемого в комплексе установки подогрева нефти на месторождении сведем в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Итоги расчёта

1	Расход нагреваемого теплоносителя $G_1$ , кг/с	3,73
2	Расход нагревающего теплоносителя $G_2$ , кг/с	1,57
3	Коэффициент температуропроводности $K$ , $Вт/(м^2 \cdot К)$	218,6
4	Площадь теплообмена $F$ , $м^2$	32,6
5	Длина трубок $L_m$ , мм	6000
6	Количество трубок $n$ , шт	87
7	Диаметр кожуха $D$ , мм	325
8	Потеря давления нагреваемого теплоносителя $\Delta p_1'$ , кПа	0,4
9	Потеря давления нагревающего теплоносителя $\Delta p_2'$ , кПа	0,4
10	Потребляемая электрическая мощность, кВт	255

После окончания расчетов, выполняется компоновочная работа, и создается графическая схема проектируемого теплообменника.

#### **4.2.11 Компоновка аппарата**

Расчет определяет основные геометрические параметры аппарата, такие как диаметры и толщины стенок трубок и кожуха, количество и длину трубок, но для создания полноценной компоновки необходимо задаться дополнительными условиями.

а). Поскольку рассчитываемый теплообменник имеет жесткую конструкцию, следует выбрать способ заделки трубок в трубной доске. Это делается в соответствии с рисунком 2.4.

б). Трубные доски предназначены для крепления трубок поверхности теплообмена и объединения их в трубный пучок.

Она представляет собой пластину, толщиной 15...40 мм, с отверстиями для трубок.

в). Размещение трубок в трубном пучке определяется способом и шагом разбивки, для которой различают следующие способы (рисунок 4.4):

- шахматная (а), и ее частный случай – треугольная (б);
- коридорная (в), и ее частный случай – квадратная (г);
- радиальная (д);
- по концентрическим окружностям (е).

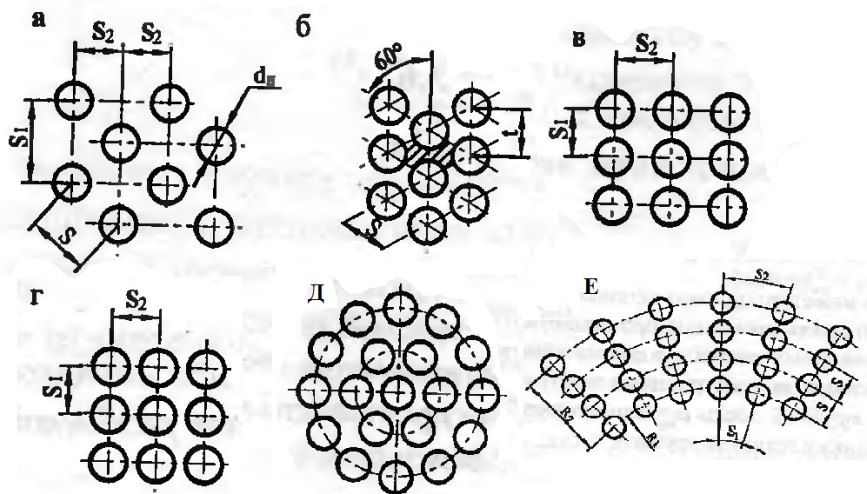


Рисунок 4.4 – Способы разбивки трубок

Шагом разбивки ( $S$ ) называется расстояние между осями соседних трубок. Уменьшение шага ведет к сокращению габаритов аппарата, но лимитируется прочностью трубных досок и величиной аэро- и гидродинамического сопротивления трубного пучка. В практике проектирования аппаратов часто пользуются понятием относительного шага, т. е. отношением шага разбивки к наружному диаметру трубки,  $\psi = S/d$ . На практике наиболее широкого применения достигли конструкции теплообменников с трубными досками, значение  $\psi$  которых находится в пределах 1,25...1,6.

г). Диффузор служит для расширения потока с проходного диаметра входа нагреваемого теплоносителя в теплообменник до большего диаметра трубной доски. Конфузор, напротив, собирает поток с большего диаметра к меньшему. Рекомендуемый угол раскрытия диффузора  $\alpha$  (рисунок 4.5) не должен превышать 60 градусов. Если это невозможно конструктивно, конфузор и диффузор выполняются эллипсоидными или сферическими.

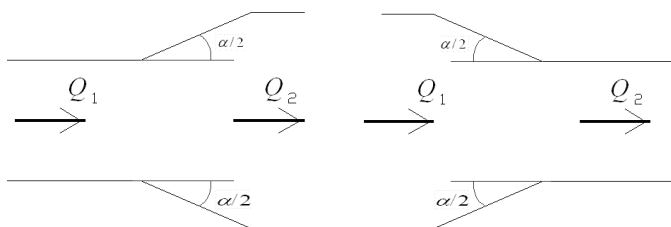


Рисунок 4.5 – Схема диффузора (слева) и конфузора (справа).

д). Диаметры подводящих и отводящих патрубков выбираются из стандартных типоразмеров трубного проката, при условии обеспечения приемлемой скорости течения в них. Нормальной для жидких теплоносителей считается скорость подвода, значение которой лежит в диапазоне 1...2 м/с.

$$D_{ПАТР} = 2 \sqrt{\frac{G}{w \cdot \pi \cdot \rho}}$$

Диаметр патрубка выбирается из ряда номинальных диаметров труб по ГОСТ 8732-78 (трубы стальные бесшовные горячедеформированные) из предпочтительного ряда 57, 76, 89, 108, 133, 152, 219, 273, 325, 377, 426, 530 мм, как наиболее близкий к рассчитанному. Толщина стенки выбирается из тех же соображений, что и для толщины стенки кожуха в предыдущем расчете. Длина патрубка может составлять 1,5...2,5 Ду.

е). Подводящие и отводящие фланцы аппарата, а также фланцы, соединяющие кожух с конфузором и диффузором



(рисунок 2.4) выбираются по ГОСТ 12815-80 (Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на  $P_u$  от 0,1 до 20,0 МПа). ГОСТ устанавливает несколько конструктивных типов фланцев, из которых в расчете теплообменного аппарата будем использовать исполнение 1 для подвода и отвода воды, и исполнение 5 для подвода и отвода нефти (рисунок 4.6). Размеры выбираются в соответствии с таблицей 4.5.

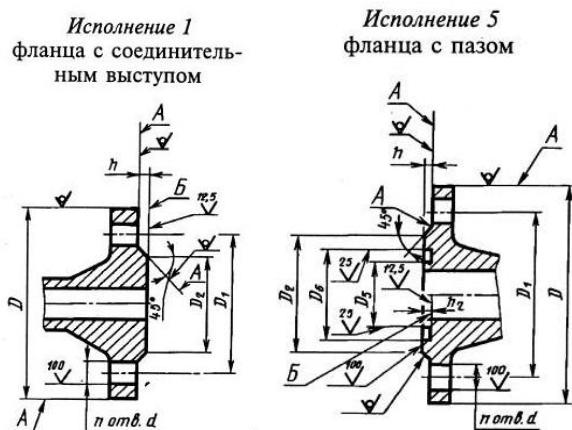


Рисунок 4.6 – Фланцы по ГОСТ12815-80

Таблица 4.5 – Размеры фланцев по ГОСТ12815-80

Проход условный $D_u$	$D$	$D_1$	$D_2$	$D_5$	$D_6$	$d$	$n$	$h$	$h_2$
$P_u$ 1,0 МПа									
50	160	125	102	72	88	18	4	3	3
65	180	145	122	94	110	18	4	3	3
80	195	160	133	105	121	18	8	3	3
100	215	180	158	128	150	18	8	3	3
125	245	210	184	154	176	18	8	3	3
150	280	240	212	182	204	22	8	3	3
200	335	295	268	238	260	22	8	3	3
250	390	350	320	291	313	22	12	3	3
300	440	400	370	342	364	22	12	4	4
350	500	460	430	394	422	22	12	4	4

Толщина и присоединительные размеры зависят от конструкции фланцев. Внутренний диаметр отверстия стального плоского фланца определяется наружным диаметром трубы или патрубка (рисунок 4.7, таблица 4.6).

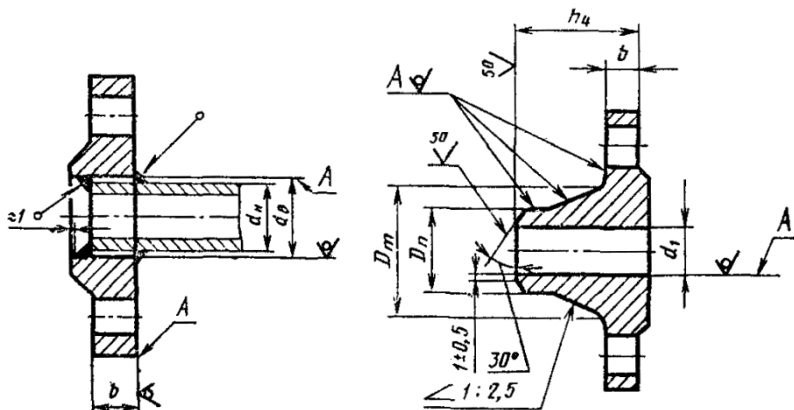


Рисунок 4.7 – Фланцы плоские приварные по ГОСТ12820-80 (слева) и ГОСТ12821-80 (справа)

Таблица 4.6 – Размеры фланцев по ГОСТ121820-80 и ГОСТ12821-80

Проход усл-й Dу	ГОСТ12820-80			ГОСТ12821-80					
	Ру 1,0 МПа (10 кгс/см <sup>2</sup> )			Ру 1,0 МПа (10 кгс/см <sup>2</sup> )					
	<i>d<sub>н</sub></i>	<i>d<sub>в</sub></i>	<i>b</i>	<i>d<sub>1</sub></i>	<i>b</i>	<i>h<sub>а</sub></i>	<i>D<sub>м</sub></i>	<i>D<sub>н</sub></i>	
50	57	59	15	49	13	42	76	58	
65	76	78	17	66	15	45	94	77	
80	89	91		78		47	105	90	
100	108	110	19	96	17	48	128	110	
125	133	135	21	121	19	57	156	135	
150	152	154		146			180	161	
200	219	222		202		58	240	222	
250	273	273	23	254	21	60	290	278	
300	325	325	24	303	22		345	330	
350	377	377		351			400	382	
400	426	426	26	398			445	432	
500	530	530	28	501			24	65	550

ж). Стандартные седловые опоры предназначены для горизонтальных теплообменных аппаратов. Тип I используется для аппаратов с наружным диаметром не более 630 мм и имеет два исполнения в зависимости от количества отверстий под фундаментные болты (рисунок 4.8). Опора состоит из гнутой стойки, двух ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по таблице 4.7 в зависимости от наружного диаметра кожуха с последующей проверкой по допустимой нагрузке.

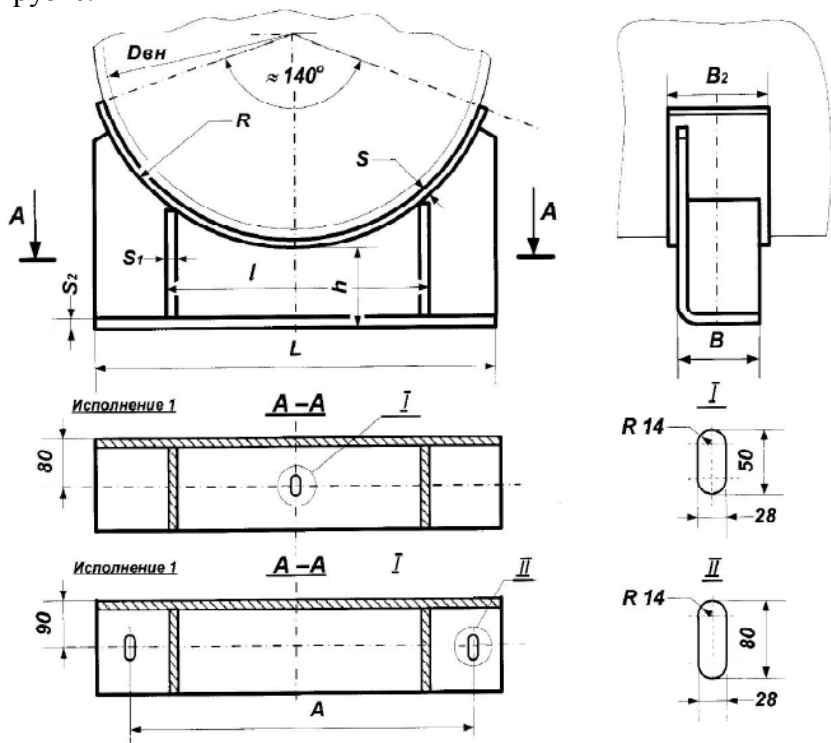


Рисунок 4.8 – Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха  $D_n = 159 \dots 630$  мм, тип I (к табл. 4.7)

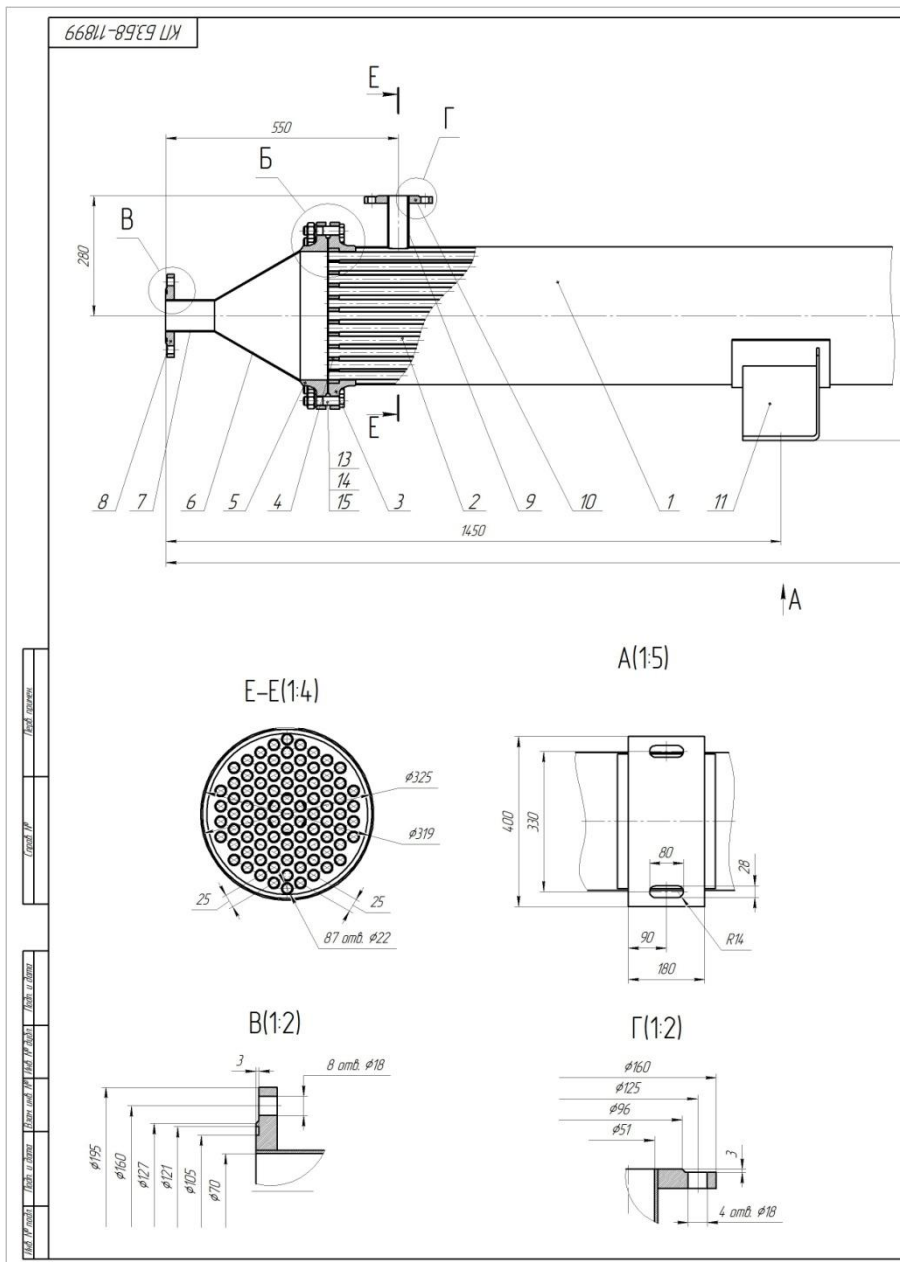
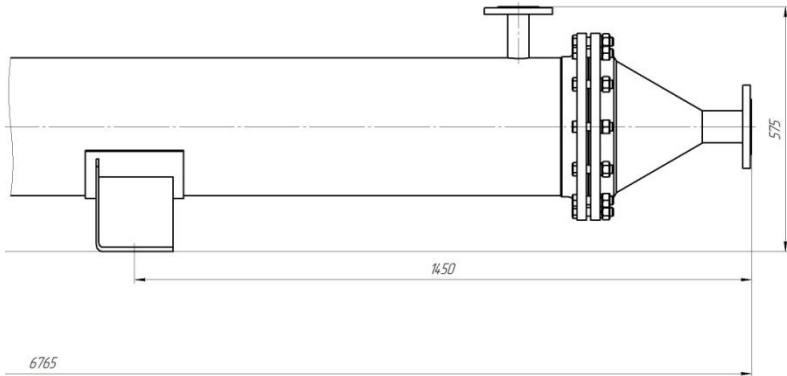
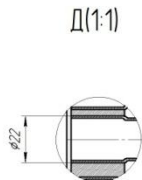
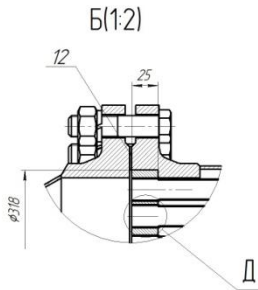


Рисунок 4.9 – Пример выполнения чертежа теплообменника



6765

1. Тепловая мощность - 250 кВт.
2. Нагреваемый теплоноситель - сырая нефть.  $t_{вх}=5^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{вых}=40^{\circ}\text{C}$ .
3. Нагревающий теплоноситель - тех. вода.  $t_{вх}=90^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{вых}=50^{\circ}\text{C}$ .



Поз. №	Знак	Лин.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Детали						
1			Кожух		1	
2			Грубка		87	
3			Фланец кожуха		2	
4			Грубая доска		2	
5			Фланец конуса		2	
6			Конус		2	
7			Патрубок нефти		2	
8			Фланец нефти		2	
9			Патрубок воды		2	
10			Фланец воды		2	
11			Седловая опора		2	
12			Паклядка		2	
Стандартные изделия						
13				Болт М20x85 ГОСТ 7805-70	24	
14				Гайка М20 ГОСТ 5915-70	24	
15				Шайба 20 ГОСТ 6402-70	24	

КП Б3.68-11899

Исполн.	М. Вязки	Лист	Кол.	Кожухотрубный теплообменник			Лист	Масштаб	Масштаб
Составил	Составил	530,37	15				Лист	1	
Проверил	Проверил				ВГУ НГД-061				
Инженер									
Констр.									
Мод.									

Калькуля

Формат А1

Таблица 4.7 – Размеры седловых опор типа I, мм

<i>D/Dвн</i>	<i>s1</i>	<i>s2</i>	<i>R</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>h</i>	<i>B</i>	<i>B2</i>	<i>A</i>
159/-	6	10	84	180	90	75	120	140	140
273/-	6	10	141	290	190	100	120	140	250
325/-	6	10	167	400	240	125	180	230	330
-/400	8	14	222	400	240	135	180	220	330
-/600	10	16	322	600	340	200	160	230	450

По результатам компоновочных работ и на основе теплового и гидравлического расчета составляется чертеж теплообменного аппарата, пример которого отображен на рисунке 4.9.

## Заключение

В представленном учебном пособии были рассмотрены основные типы теплообменного оборудования, применяемого в промышленности, проведена классификация, выявлены основные преимущества и недостатки тех или иных типов. Подробно описаны конструктивные особенности наиболее распространенных в технике кожухотрубных теплообменников и сферы их применения. Были показаны особенности использования теплообменного оборудования в нефтяной и газовой промышленности на объектах добычи, транспортировки, хранения и частично переработки углеводородов. Представлены теоретические основы теплообменных процессов. Был показан пример выполнения теплового, гидравлического, механического расчета кожухотрубного теплообменника, а также основы компоновочных работ.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### ЗАДАНИЕ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

**Выполнить тепловой, гидравлический расчёты, а также сборочный чертёж теплообменного аппарата, входящего в установку подогрева нефти (УПН).**

Установка подогрева нефти (УПН), представленная на рисунке А.1, используется для подогрева нефтепродуктов в технологических нефтепроводах. Нагрев нефтепродуктов осуществляется в теплообменнике, устанавливаемом в разрыве нефтепровода, с помощью теплоносителя, нагреваемого в нагревательном блоке.

Установка подогрева нефти работает по двухконтурной схеме. Первый контур (греющий) - индуктивно-кондуктивные электронагреватели и теплообменник, второй контур - теплообменник и подогреваемый трубопровод.

Разогрев промежуточного теплоносителя производится в тепловом пункте, расположенном в 30-40 метрах от трубопровода. В тепловом пункте находится нагревательное оборудование, система автоматического управления, система дополнительного отопления.

УПН позволяет производить нагрев нефти перед узлами учета, подогрев высоковязкой нефти, подогрев нефти при зимней эксплуатации низкодебетных скважин. Помимо прочего, использование установки УПН позволяет увеличить производительность перекачки нефти в технологических трубопроводах и обеспечить необходимую точность показаний счетчиков нефти на узлах учета.

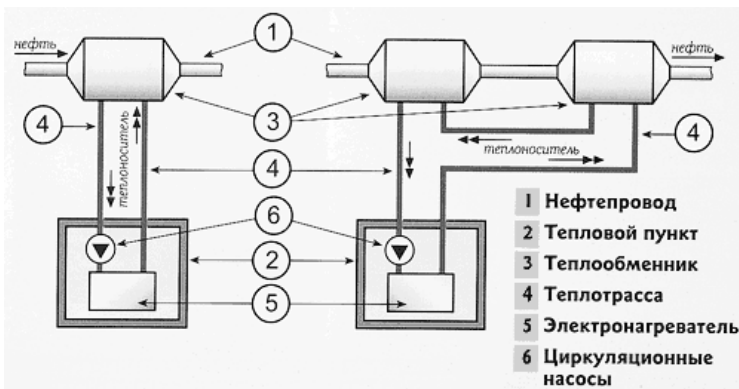


Рисунок А.1 – Установка подогрева нефти



Задание для курсового проектирования выбирается из таблицы А.1 по номеру зачетной книжки студента. Значения величин в строках с кодом «\*» выбираются в соответствии с последней цифрой номера книжки, «\*\*» – с предпоследней цифрой.

Таблица А.1 – Задание для проектирования

Параметр	Код	Вариант									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тепловая мощность аппарата, $N$ , кВт	*	100			500			250			
<b>Нагреваемый теплоноситель</b>		Сырая нефть									
Температура на входе $t_{1ВХ}$ , °С	*	1		9		7		3		5	
Температура на выходе $t_{1ВЫХ}$ , °С	**	45	35		43		37		40	45	
Максимальная потеря давления $\Delta P_1'$ , кПа	*	100					150				
<b>Нагревающий теплоноситель</b>		Техническая вода									
Температура на входе $t_{2ВХ}$ , °С	*	85	88		92		95		90	85	
Температура на выходе $t_{2ВЫХ}$ , °С	**	48		45		55		52		50	
Максимальная потеря давления $\Delta P_2'$ , кПа	*	600					500				
Максимальное давление $P_{МАХ}$ , МПа		1,0									
Рекомендуемый внешний диаметр трубки $d$ , мм	**	25			16			20			
Толщина стенки трубки $\delta$ , мм	**	2					1				
Длина габаритная $L_{МАХ}$ , м не более	*	6			10			8			
Материал трубок и корпуса		Сталь 20									
Теплопроводность материала $\lambda_{\delta}$ , Вт/(м·К)		56									
Предел прочности материала $[\sigma]$ , МПа		147									
КПД теплообменника $\eta_T$ , % не менее		95									
КПД электронагревателя $\eta_Э$ , % не менее		98									

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НЕКОТОРЫХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Таблица Б.1 – Физические свойства самотлорской нефти в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\nu,$ 10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /с	$\beta,$ 10 <sup>-4</sup> К <sup>-1</sup>	Pr
10	857,3	1,834	0,1619	10,5	8,8	102,09
20	850,2	1,871	0,1611	7,9	8,8	77,98
30	843,0	1,907	0,1602	6,1	8,7	61,55
40	835,8	1,944	0,1593	4,9	8,7	49,93
50	828,7	1,981	0,1584	4	8,6	41,43
60	821,5	2,018	0,1576	3,3	8,6	35,04
70	814,3	2,055	0,1567	2,8	8,6	30,13
80	807,2	2,092	0,1558	2,4	8,5	26,28
90	800,0	2,129	0,1549	2,1	8,5	23,2
100	792,9	2,165	0,1541	1,9	8,5	20,69

Таблица Б.2 – Физические свойства технической воды в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\nu,$ 10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /с	$\beta,$ 10 <sup>-4</sup> К <sup>-1</sup>	Pr
0	999,9	4,212	0,551	1,789	-0,63	3,67
10	999,7	4,191	0,574	1,306	0,7	9,52
20	998,2	4,183	0,599	1,006	1,82	7,02
30	995,7	4,174	0,618	0,805	3,21	5,42
40	992,2	4,174	0,635	0,659	3,87	4,31
50	988,1	4,174	0,648	0,556	4,49	3,54
60	983,2	4,179	0,659	0,478	5,11	2,98
70	977,8	4,187	0,668	0,415	5,7	2,55
80	971,8	4,195	0,674	0,365	6,32	2,21
90	965,3	4,208	0,68	0,326	6,95	1,95
100	958,4	4,22	0,683	0,295	7,52	1,75

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Савельев Н.И. Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: учеб. пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2010. – 80 с.
2. Булыгин Ю.А. Расчет и проектирование теплообменного аппарата: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, В.Н. Апасов. Воронеж: ГОУВПО «ВГТУ», 2006. – 136 с.
3. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987.-Т.2. – 352 с.
4. Бармин И.В. Сжиженный природный газ: вчера, сегодня, завтра / И.В. Бармин, И.Д. Кунис. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2009. – 256 с.
5. Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др.; под ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Сократ, 2003. – 986 с.
6. Исаченко В.П. Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сухомел. - 4-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. – 415 с.
7. Трубопроводный транспорт нефти и газа: учебник для вузов / Р.А. Алиев, В.Д. Белоусов, А.Г. Немудрой и др.— 2-е изд., перераб. и доп.—М.: Недра, 1988. – 368 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1 Теплообменное оборудование .....	4
1.1 Классификация теплообменных аппаратов.....	4
1.2 Кожухотрубные теплообменники .....	7
1.3 Элементные теплообменники.....	8
1.4 Витые теплообменники .....	10
1.5 Оросительные теплообменники .....	11
1.6 Ребристые теплообменники.....	12
1.7 Спиральные теплообменники.....	13
1.8 Пластинчатые теплообменники .....	15
2 Кожухотрубные теплообменники .....	18
2.1 Теплообменники с неподвижными трубными решетками .....	20
2.2 Аппараты с температурным компенсатором на кожухе ..	25
2.3 Теплообменники с U-образными трубами .....	28
2.4 Теплообменные аппараты с плавающей головкой .....	30
2.5 Теплообменники с плавающей головкой и компенсатором .....	33
3 Теплообменное оборудование в энергетических системах нефтегазового назначения.....	36
3.1 Нефтедобыча .....	36
3.2 Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов .....	41
3.3 Нефтепереработка и нефтехимия.....	46
3.4 Транспорт природного газа.....	50
3.5 Газопереработка.....	56
4 Основы расчета теплообменного оборудования.....	60
4.1 Основные расчетные зависимости .....	64
4.2 Пример расчета кожухотрубного теплообменника.....	73
Заключение .....	95
Приложение А. Задание для курсового проектирования .....	96
Приложение Б. Физические свойства некоторых теплоносителей .....	98
Список литературы .....	99

Учебное издание

Булыгин Юрий Александрович  
Баранов Сергей Сергеевич

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ В НЕФТЕГАЗОВОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ: КУРСОВОЕ  
ПРОЕКТИРОВАНИЕ

В авторской редакции

Компьютерный набор С.С. Баранова

Подписано в печать 10.07.2015.

Формат 60x84/16. Бумага для множительных аппаратов.  
Усл. печ. л. 6,3. Уч.-изд. л. 5,3. Тираж 250 экз.  
Зак. №

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»  
394026 Воронеж, Московский просп., 14