

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Пермский национальный исследовательский политехнический
университет

Аэрокосмический факультет
Кафедра технологии полимерных материалов и порохов

РАСЧЁТНО-ПОЯНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по процессам и аппаратам
химической технологии на тему

Кожухотрубный конденсатор

насыщенных водяных паров водой

Исполнитель Студент гр.

Руководитель

Ст. преподаватель

_____ И.Г. Ложкин

Дата защиты _____

Оценка _____

Пермь 2017
Содержание

Задание	3
Введение	4
1 Описание процесса и аппаратуры	5
1.1 Кожухотрубчатые теплообменники.....	5
1.2 Описание конструкции конденсаторов	12
2 Технологическая схема и ее описание.....	16
3 Технологический расчет процессов.....	17
3.1 Площадь поверхности для первой зоны.....	17
3.2 Площадь поверхности для второй зоны	19
3.3 Рассчитываем коэффициент теплопередачи для первой зоны теплообмена	21
3.4 Рассчитываем коэффициент теплопередачи для второй зоны теплообмена в случае охлаждения конденсата	23
4. Гидравлический расчет	28
5. Конструктивный расчет	29
5.1 Расчет трубной решетки.....	29
5.2 Расчет диаметра штуцеров.....	29
6. Расчет на прочность.....	31
6.1 Цилиндрические обечайки.....	33
6.2 Расчет днищ и крышек	35
6.3 Расчет фланцевого соединения	36
6.4 Выбор опоры	39
6.5 Расчет трубной решетки.....	40
Заключение	45
Список используемой литературы	46

Задание

Рассчитать и запроектировать кожухотрубный конденсатор насыщенных водяных паров водой

Расход пара - 15 т/час

Начальная температура воды - 20°C;

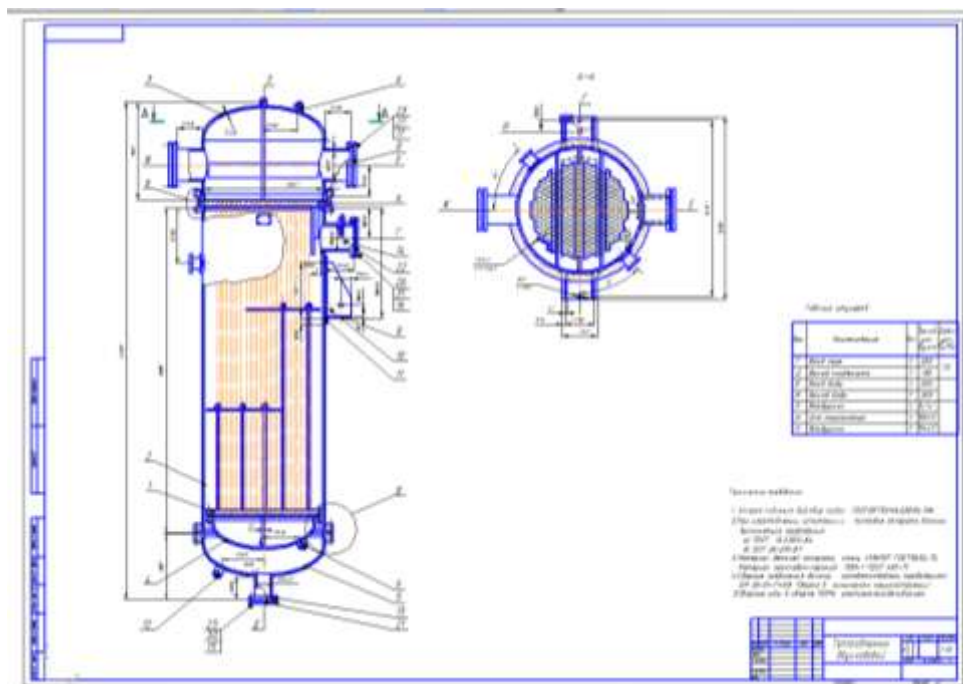
Конечная температура воды - 60°C;

Избыточное давление паров – 1 МПа;

Сконденсированный водяной пар отводится при температуре 80°C;

Представить:

1. Пояснительную записку (выбор типа, конструкции и краткая характеристика аппарата, расчет материального и теплового баланса, расчет сопротивления аппарата и системы, расчет на прочность основных деталей).
2. Чертежи аппарата: общий вид и детали. Чертежи оформить в соответствии с ЕСКД (таблица штуцеров, тех. характеристика, спецификация)
3. Схему установки



Введение

В зависимости от способа передачи тепла различают две основные группы теплообменников:

- Поверхностные теплообменники, в которых перенос тепла между обменивающимися телами происходит через разделяющую их поверхность теплообмена - глухую стенку;

- Теплообменники смешения, в которых тепло передается от одной среды к другой при их непосредственном соприкосновении.

Значительно реже применяются регенеративные теплообменники, в которых нагрев жидких сред происходит за счет их соприкосновения с ранее нагретыми твердыми телами - насадкой, заполняющей аппарат, периодически нагреваемой другим теплоносителем.

Конструкция теплообменников должна отличаться простотой, удобством монтажа и ремонта. В ряде случаев конструкция теплообменника должна обеспечивать возможно меньшее загрязнение поверхности теплообмена и быть легко доступной для осмотра и очистки.

Перенос энергии в форме тепла, происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется теплообменом. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более нагретого и менее нагретого тел, при наличии которой тепло самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики, переходит от более нагретому к менее нагретому телу.

Тела, участвующие в теплообмене, называются теплоносителями.

1 Описание процесса и аппаратуры

1.1 Кожухотрубчатые теплообменники

Эти теплообменники относятся к числу наиболее часто применяемых поверхностных теплообменников. На рисунке 1.1(а) показан кожухотрубчатый теплообменник жесткой конструкции, который состоит из корпуса, или кожуха 1, и приваренных к нему трубных решеток 2. В трубных решетках закреплен пучок труб 3. К трубным решеткам крепятся (на прокладках и болтах) крышки 4.

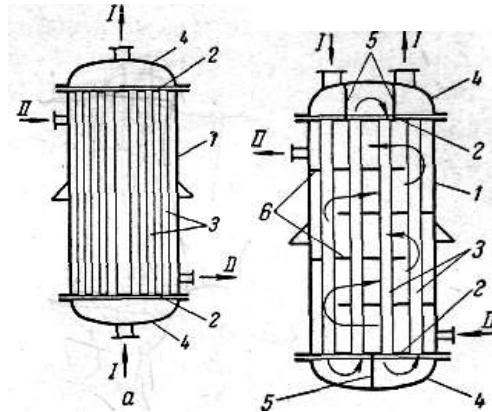


Рисунок 1.1 -Кожухотрубчатые одноходовой (а) и многоходовой (б) теплообменники:

1 - корпус (обечайка); 2--трубные решетки; 3 - трубы; 4 -крышки; 5 - перегородки в крышках; 6- перегородки в межтрубном пространстве.

В кожухотрубчатом теплообменнике одна из обменивающихся теплом сред 1 движется внутри труб (в трубном пространстве), а другая 2- в межтрубном пространстве.

Среды обычно направляют противотоком друг к другу. При этом нагреваемую среду направляют снизу вверх, а среду, отдающую тепло, - в противоположном направлении. Такое направление движения каждой среды совпадает с направлением, в котором стремиться двигаться данная среда под влиянием изменения ее плотности при нагревании или охлаждении.

Кроме того, при указанных направлениях движения сред достигается более равномерное распределение скоростей и идентичные условия теплообмена по площади поперечного сечения аппарата. В противном случае, например при подаче более холодной (нагреваемой) среды сверху теплообменника, более нагретая часть жидкости, как более легкая, может скапливаться в верхней части аппарата, образуя «застойные» зоны.

Теплообменник, изображенный на рис.1.1(а), является одноходовым. При сравнительно небольших расходах жидкости скорость ее движения в трубах низка, и, следовательно, коэффициенты теплоотдачи невелики. Для увеличения последних при данной поверхности теплообмена можно уменьшить диаметр труб, соответственно увеличив их высоту (длину). Однако теплообменники небольшого диаметра и значительной высоты неудобны для монтажа, требуют высоких помещений и повышенного расхода металла на изготовление деталей, не участвующих непосредственно в теплообмене (кожух аппарата). Поэтому более рационально увеличивать скорость теплообмена путем применения многоходовых теплообменников.

В многоходовом теплообменнике (рис.1.1б) корпус 1, трубные решетки 2, укрепленные в них трубы 3 и крышки 4 такие же, как и в одноходовом теплообменнике (рис. 1.1а). С помощью поперечных перегородок 5, установленных в крышках теплообменника, трубы разделены на секции, или ходы, по которым последовательно движется жидкость, протекающая в трубном пространстве теплообменника. Обычно разбивку на ходы производят таким образом, чтобы во всех секциях находилось примерно одинаковое число труб.

Вследствие меньшей площади суммарного поперечного сечения труб, размещенных в одной секции, по сравнению с поперечным сечением всего пучка труб, скорость жидкости в трубном пространстве многоходового теплообменника возрастает (по отношению к скорости в одноходовом теплообменнике) в число раз, равное числу ходов. Так, в четырехходовом теплообменнике (рис. 1.1 б) скорость в трубах при прочих равных условиях в четыре раза больше, чем в одноходовом. Для увеличения скорости и удлинения пути движения среды в

межтрубном пространстве (рис. 1.1б) служат сегментные перегородки 6. В горизонтальных теплообменниках эти перегородки являются одновременно промежуточными опорами для пучка труб.

Повышение интенсивности теплообмена в многоходовых теплообменниках сопровождается возрастанием гидравлического сопротивления и усложнением конструкции теплообменника. Это диктует выбор экономически целесообразной скорости, определяемой числом ходов теплообменника, которое обычно не превышает 5-6. Многоходовые теплообменники работают по принципу смешанного тока, что, как известно, приводит к некоторому снижению движущей силы теплопередачи по сравнению с чисто противоточным движением участвующих в теплообмене сред.

В одноходовых и особенно в многоходовых теплообменниках теплообмен может ухудшаться вследствие выделения растворенных в жидкости (или паре) воздуха и других неконденсирующихся газов. Для их периодического удаления в верхней части кожуха теплообменников устанавливают продувочные краны.

Одноходовые и многоходовые теплообменники могут быть вертикальными и горизонтальными. Вертикальные теплообменники более просты в эксплуатации и занимают меньшую производительную площадь. Горизонтальные теплообменники изготавливаются обычно многоходовыми и работают при больших скоростях участвующих в теплообмене сред для того, чтобы свести к минимуму расслоение жидкостей вследствие разности их температур и плотностей, а также устранить образование застойных зон.

Если средняя разность температур труб и кожуха в теплообменниках жесткой конструкции, т.е. с неподвижными, приваренными к корпусу трубными решетками, становится значительной, то трубы и кожух удлиняют неодинаково. Это вызывает значительные напряжения в трубных решетках, может нарушить плотность соединения труб с решетками, привести к разрушению сварных швов, недопустимому смешению обменивающихся теплом сред. Поэтому при разностях температур кожуха и труб, больших 50°C , или при значительной длине труб

применяют кожухотрубчатые теплообменники нежесткой конструкции, допускающей некоторое перемещение труб относительно корпуса аппарата.

Для уменьшения температурных деформаций, обусловленных большой разностью температур труб и кожуха, значительной длиной труб, а также различием материала труб и кожуха, используют кожухотрубчатые теплообменники с линзовым компенсатором (рис 1.2а), у которых на корпусе имеется линзовый компенсатор 1, подвергающийся упругой деформации. Такая конструкция отличается простотой, но применима при небольших избыточных давлениях в межтрубном пространстве (6 атм.).

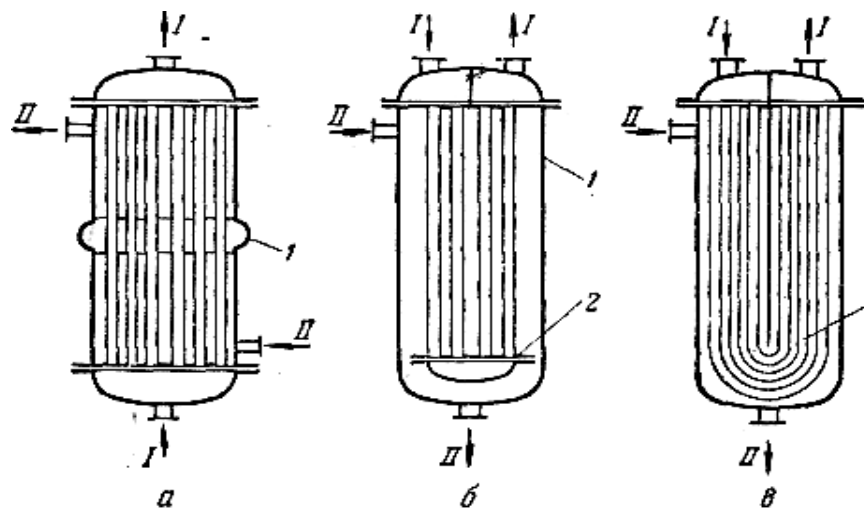


Рисунок 1.2 - Кожухотрубчатые теплообменники с компенсирующими устройствами:

а - с линзовым компенсатором; б - с плавающей головкой; в - с U-образными трубами; 1 - компенсатор; 2 - подвижная трубная решетка; 3 - U-образные трубы.

При необходимости обеспечения больших перемещений труб и кожуха используют теплообменник с плавающей головкой (рис. 1.2б). Нижняя трубная решетка 2 является подвижной, что позволяет всему пучку труб свободно перемещаться независимо от корпуса аппарата. Этим предотвращается опасная температурная деформация труб и нарушение плотности их соединения с трубными решетками. Однако компенсация температурных удлинений

достигается в данном случае за счет усложнения и утяжеления конструкции теплообменника.

В кожухотрубчатом теплообменнике с U-образными трубами (рис. 1.2в)сами трубы 3 выполняют функцию компенсирующих устройств. При этом упрощается и облегчается конструкция аппарата, имеющего лишь одну неподвижную трубную решетку. Наружная поверхность труб может быть легко очищена при выемке всей трубчатки из корпуса аппарата. Кроме того, в теплообменниках такой конструкции, являющихся двух- или многоходовыми, достигается довольно интенсивный теплообмен. Недостатки теплообменников с U-образными трубами: трудность очистки внутренней поверхности труб, сложность размещения большого числа труб в трубной решетке.

В химической промышленности применяются также теплообменники с двойными трубами (рис. 1.3). С одной стороны аппарата размещены две трубные решетки, причем в одной решетке 1 закреплен пучок труб 2 меньшего диаметра, открытых с обоих концов, а в другой решетке 3 - трубы 4 большего диаметра с закрытыми левыми концами, установленные концентрически относительно труб 2. Среда 1 движется по кольцевым пространствам между трубами 2 и 3 и выводится из межтрубного пространства по трубам 2. Другая среда 2 движется сверху вниз по межтрубному пространству корпуса теплообменника, омывая трубы 4 снаружи. В теплообменниках такой конструкции трубы могут удлиняться под действием температуры независимо от корпуса теплообменника.

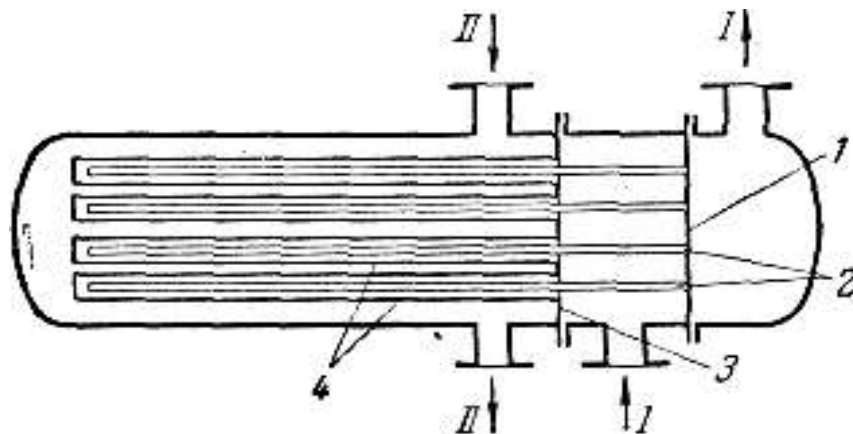


Рисунок 1.3 - Кожухотрубчатый теплообменник с двойными трубами:
1, 3 - трубная решетка; 2 - внутренние трубы; 4 - наружные трубы.

Элементные теплообменники. Для повышения скорости движения среды в межтрубном пространстве без применения перегородок, затрудняющих очистку аппарата, используют элементные теплообменники. Каждый элемент такого теплообменника представляет собой простейший кожухотрубчатый теплообменник. Нагреваемая и охлаждаемая среды последовательно проходят через отдельные элементы, состоящие из пучка труб в кожухе небольшого диаметра. Теплообменник, состоящий из таких элементов (ходов), допускает значительные избыточные давления в межтрубном пространстве; его можно рассматривать как модификацию многоходового кожухотрубчатого теплообменника.

В элементных теплообменниках взаимное движение сред приближается к эффективной схеме чистого противотока. Однако вследствие разделения общей поверхности теплообмена на отдельные элементы конструкция становится более громоздкой и стоимость теплообменника возрастает.

Двухтрубчатые теплообменники. Теплообменники этой конструкции, называемые также теплообменниками типа «труба в трубе», состоят из нескольких последовательно соединенных трубчатых элементов, образованных двумя концентрически расположенными трубами (рис.1.3). Один теплоноситель движется по внутренним трубам 1, а другой - по кольцевому зазору между внутренними трубами 1 и наружными 2 трубами. Внутренние трубы (обычно диаметром 57-108 мм) соединяются калачами 3, а наружные трубы, имеющие диаметр 76-159 мм, - патрубками 4.

Благодаря небольшому поперечным сечением трудно и межтрубного пространства в двухтрубчатых теплообменниках даже при небольших расходах достигаются довольно высокие скорости жидкости, равные обычно 1-1,5 м/сек. Это позволяет получать более высокие коэффициенты теплопередачи и достигать более высоких тепловых нагрузок на единицу массы аппарата, чем в кожухотрубчатых теплообменниках. Кроме того, с увеличением скоростей теплоносителей уменьшается возможность отложения загрязнений на поверхности теплообмена.

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

Двухтрубчатые теплообменники могут эффективно работать при небольших расходах теплоносителей, а также при высоких давлениях. Если требуется большая поверхность теплообмена, то эти аппараты выполняют из нескольких параллельных секций.

1.2 Описание конструкции конденсаторов

Достоинством кожухотрубных конденсаторов является возможность создания высоких и даже одинаковых скоростей обоих теплоносителей и, следовательно, больших коэффициентов теплоотдачи. К числу их недостатков относятся большое гидравлическое сопротивление и значительная металлоемкость.

Наиболее широкое распространение получили кожухотрубные конденсаторы (рис. 1.4), используемые для теплообмена между потоками в различных агрегатных состояниях (пар-жидкость, жидкость-жидкость, газ-газ, газ-жидкость). Аппарат состоит из пучка труб, помещенного внутри цилиндрического корпуса (обечайки), сваренного из листовой стали, реже - литого. Трубки завальцованы в двух трубных решетках или приварены к ним в зависимости от свойств конструкционных материалов. Чаще всего применяются трубы диаметрами: 25x2; 38X2; 57X2,5 мм; длина их обычно достигает 6 м. Трубки размещаются в пучке в шахматном порядке, по вершинам равностороннего треугольника, с шагом $t=(1,25-1,30) d_n$, где d_n - наружный диаметр труб. Аппарат снабжен двумя съемными крышками со штуцерами для входа и выхода теплоносителя, движущегося внутри труб. Трубное и межтрубное пространства разобщены. Второй теплоноситель движется в межтрубном пространстве, снабженном входным и выходным штуцерами. По трубам движется, как правило, тот поток, который содержит взвешенные твердые частицы (для удобства чистки), находится под большим давлением (чтобы не утяжелять корпус) или обладает агрессивными свойствами (для предохранения корпуса от коррозии).

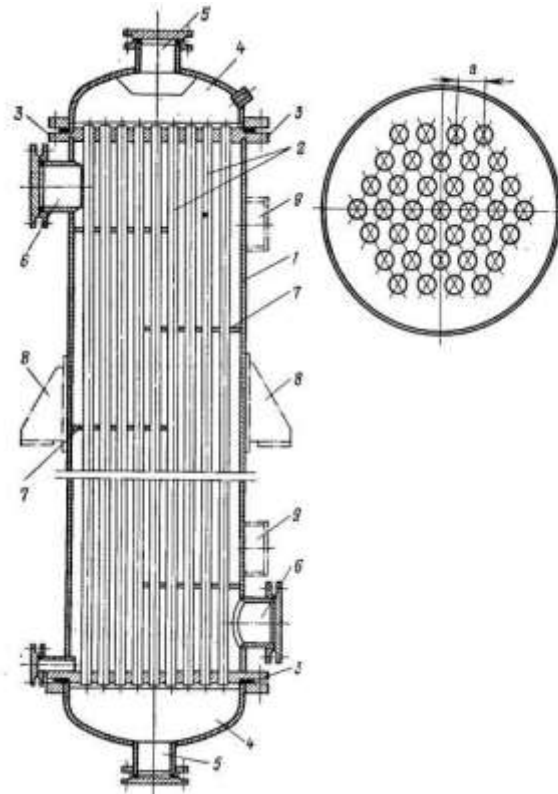


Рисунок 1.4 – Кожухотрубный холодильник 1 - корпус; 2 - трубы; 3 - трубные решетки; 4 - крышки; 5 - штуцеры для входа и выхода из трубного пространства; 6 - штуцеры для входа и выхода из межтрубного пространства; 7 - поперечные перегородки межтрубного пространства; 8, 9 - опорные лапы соответственно при вертикальном и горизонтальном расположениях аппарата.

Горячая жидкость входит в трубное пространство состоящее из труб 2. Холодный теплоноситель входит в межтрубное пространство, в результате соприкосновения двух теплоносителей с разными тепловыми потоками возникает теплообмен и тепловые потоки выравниваются, тем самым определяя заданную температуру на входе для горячего или холодного теплоносителя. Теплоносители поступают в трубное пространство при помощи штуцера 6, в межтрубное – штуцер 5. Аппарат имеет эллиптические крышки и днище 5, крепление аппарата осуществляется при помощи опорных лап 8. Крепление труб к трубной решетке 8 осуществляется за счет развальцовки.

Площадь проходного сечения межтрубного пространства значительно больше (иногда в 2 раза) суммарного живого сечения труб, поэтому при

одинаковых объемных расходах теплоносителей коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства оказывается более низким. Для устранения этого явления прибегают к увеличению скорости теплоносителя путем размещения различных перегородок в межтрубном пространстве. Кожухотрубные аппараты соответственно местным условиям располагаются вертикально или горизонтально; при необходимости удлинения пути теплоносителей они могут соединяться последовательно, а при невозможности размещения требуемого числа труб в одном корпусе их соединяют параллельно. Для удлинения пути теплоносителей с целью увеличения их скорости и интенсификации теплообмена используют многоходовые аппараты. Так, в двухходовом аппарате (рис. 1.5) благодаря перегородке 1 в верхней крышке 2 теплоноситель проходит сначала по трубам лишь через половину пучка и в обратном направлении - через вторую половину пучка.

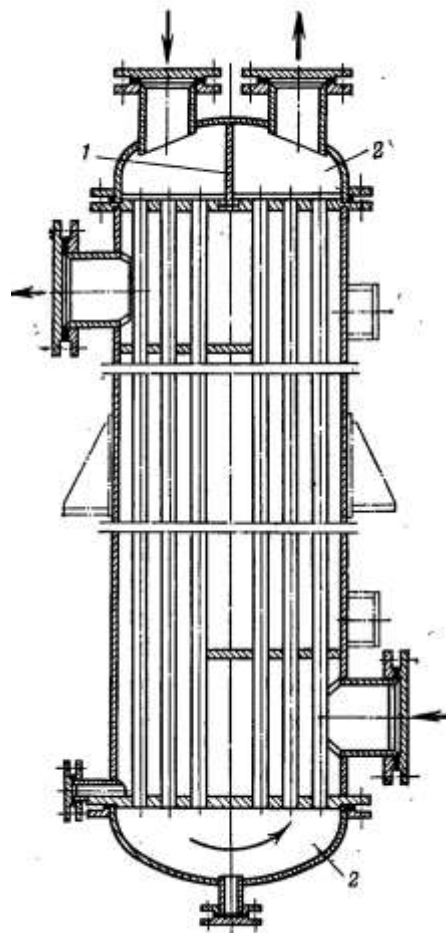


Рисунок 1.5 - Двухходовый кожухотрубный теплообменный аппарат:
1 - перегородка; 2- крышки.

Заказать компетентное выполнение курсовой работы <https://diplom-berezniki.ru>

2 Технологическая схема и ее описание

Технологическая схема (рис. 2.1) с использованием конденсатора представляет собой процесс конденсации водяного пара, путем нагрева воды. Далее нагретая вода поступает в водо-водяной холодильник, где она охлаждается до исходной температуры и поступает в емкость E2. Конденсат водяного пара сконденсировался и поступил в емкость конденсата. В данной схеме представлен замкнутый контур использования потока этилового спирта и ее регенерацией тепла в холодильнике

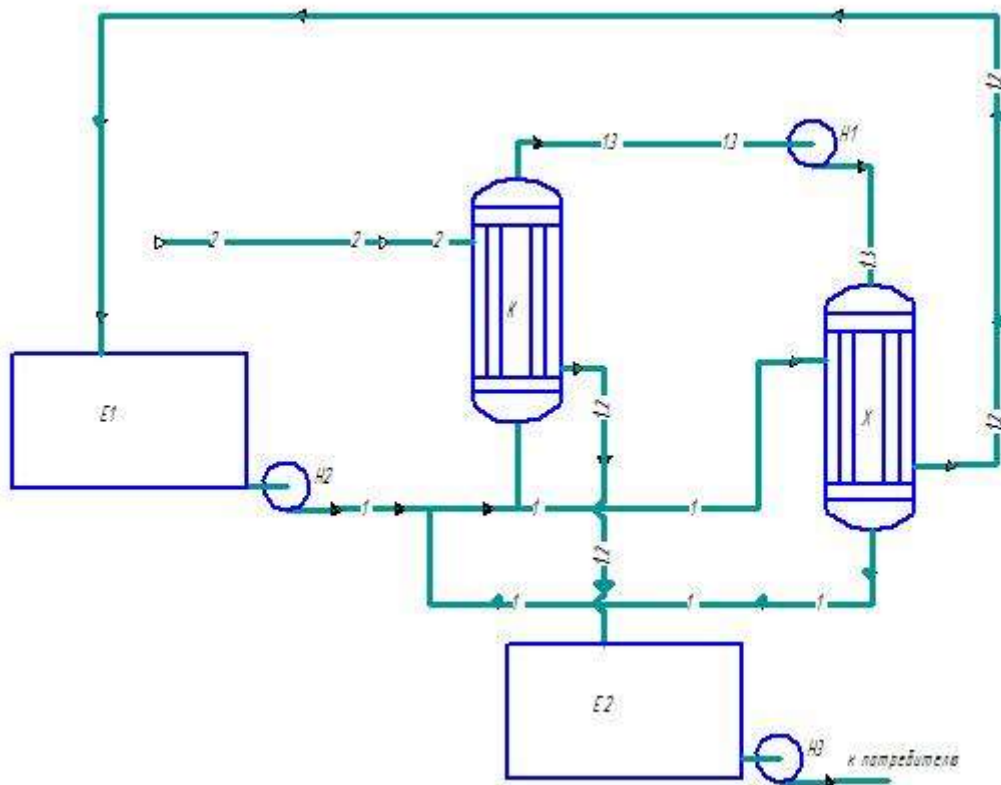


Рисунок 2.1 – Технологическая схема конденсатора

К – конденсатор, Х – холодильник, Е – емкость, Н - насос

3 Технологический расчет процессов

Температура конденсации водяного пара при абсолютном давлении

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{из}}$$

где $P_{\text{атм}}$ - атмосферное давление

$P_{\text{из}}$ - избыточное давление $P_{\text{из}} = 1 \text{ МПа}$

$$P_{\text{абс}} = 0,1 + 1 = 1,1 \text{ МПа}$$

$t_{\text{гн}} = 183,2^{\circ}\text{C}$ - температура греющего пара при давлении 11 кгс/см^2 ; [2 стр. 549, табл. XLVII].

В начальный период теплообмена происходит конденсация насыщенного водяного пара, водой начальной температуры 20°C , до конечной 60°C , данный процесс обозначим, как первую зону теплообмена.

Температура выхода конденсата составляет 80°C , следовательно конденсат охлаждается от $183,2^{\circ}\text{C}$ до 80°C и при охлаждении передает тепло охлаждающей воде, нагревая его эту зону обозначим как вторую зону теплообмена.

3.1 Площадь поверхности для первой зоны

Тепловой поток при конденсации пара

$$Q = G_1 \cdot r_1$$

где r_1 - удельная теплота конденсации водяного пара при $P_{\text{гп}} = 11 \text{ кгс/см}^2$ [2 табл. LVII, стр. 549] $r_{\text{гп}} = 2009 \text{ кДж/кг}$.

$$Q_1 = \frac{15000}{3600} \cdot 2009 = 8370,8 \text{ Вт};$$

Тепловой поток со стороны конденсата

$$Q_2 = G_1 \cdot c_1 (t_{\text{гп}} - t_2)$$

$c_1 = 4270 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоемкость конденсата [2 стр. 562, рис. XI] при средней температуре $t_{\text{ср}} = \frac{183,2 + 80}{2} = 131,9^{\circ}\text{C}$

$$Q_2 = \frac{15000}{3600} \cdot 4,27(183,2 - 80) = 1836,1 \text{ кВт};$$

Общее количество тепла

$$Q = Q_1 + Q_2 = 8370,8 + 1836,1 = 10206,9 \text{ кВт};$$

Определение расхода охлаждаемой жидкости

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_K - t_H)}$$

где $c_2 = 4180 \text{ кДж/(кг·К)}$ – теплоемкость вод при средней температуре $t_{cp2} = 40^\circ\text{C}$ [2 стр. 562, рис. XI]

$$G_2 = \frac{10206,9 \cdot 10^3}{4180 \cdot (60 - 20)} = 61 \text{ кг/с.}$$

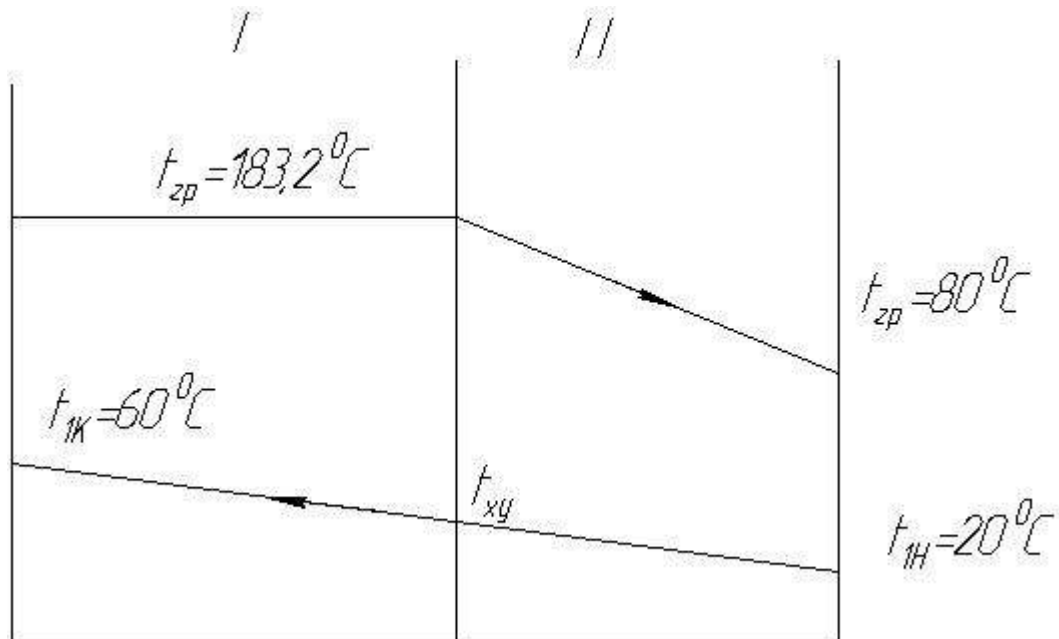


Рисунок 3.1 – Температурная схема процесса

Определение температуры $t_{ху}$

$$Q_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_K - t_{ху})$$

$$t_{ху} = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot t_K - Q_1}{G_2 \cdot c_2} = \frac{61 \cdot 4180 \cdot 60 - 8370,8 \cdot 10^3}{61 \cdot 4180} = 27,2^\circ\text{C}$$

Определение средней разности температур для зоны конденсации, составляя температурную схему процесса.

$$183,2 \rightarrow 183,2$$

$$27,2 \rightarrow 60$$

$$\Delta t_M = t_{cp} - t_2 = 183,2 - 60 = 123,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_B = t_{cp} - t_1 = 183,2 - 27,2 = 156^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} = \frac{156}{123,2} = 1,27 < 2 \Rightarrow \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2} = \frac{156 + 123,2}{2} = 139,6^\circ\text{C}.$$

Средняя температура смеси

$$t_{cp.см} = t_{cp} - \Delta t_{cp} = 183,2 - 139,6 = 43,6^\circ\text{C}$$

Тогда требуемая поверхность испарителя в первой зоне составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_{op1} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{8370,8 \cdot 10^3}{800 \cdot 139,6} = 74,9 \text{ м}^2$$

В соответствии с [1 табл. 2.1] принимаем для конденсации водяного пара к воде ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{op} = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

3.2 Площадь поверхности для второй зоны

Составлении температурной схемы процесса охлаждения конденсата

$$183,2^\circ\text{C} \rightarrow 80^\circ\text{C}$$

$$27,2^\circ\text{C} \leftarrow 20^\circ\text{C}$$

Определение средней движущей силы и средние температуры теплоносителей

$$\Delta t_M = t_K - t_{2K} = 80 - 20 = 60^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_B = t_{cp} - t_{2H} = 183,2 - 27,2 = 156^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} = \frac{156}{60} = 2,6 > 2 \Rightarrow \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_B / \Delta t_M)} = \frac{156 - 60}{\ln(156 / 60)} = 100,5^\circ\text{C}.$$

В соответствии с [1 табл. 2.1] принимаем для охлаждения жидкостей ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{op} = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Тогда требуемая поверхность испарителя в первой зоне составит

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_{op2} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1836,1 \cdot 10^3}{800 \cdot 100,5} = 22,8 \text{ м}^2$$

Общая поверхность теплообмена составит

$$F = F_1 + F_2 = 74,9 + 22,9 = 97,8 \text{ м}^2$$

Физико-химические свойства конденсата при $t_{cp} = 183,2^{\circ}\text{C}$ [2 стр. 537, табл. XXXIX];

ρ_1 - плотность [2 стр. 537, табл. XXXIX]; $\rho = 887 \text{ кг/м}^3$;

$\mu_1 = 0,153 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ - динамический коэффициент вязкости

λ_1 - теплопроводность [2 стр. 561, рис. X] $\lambda_1 = 0,675 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{0,153 \cdot 10^{-3} \cdot 4270}{0,675} = 0,97$$

Физико-химические свойства конденсата при $t_{cp} = 131,9^{\circ}\text{C}$ [2 стр. 537, табл. XXXIX];

ρ_1 - плотность [2 стр. 537, табл. XXXIX]; $\rho = 935 \text{ кг/м}^3$;

$\mu_1 = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ - динамический коэффициент вязкости

λ_1 - теплопроводность [2 стр. 561, рис. X] $\lambda_1 = 0,686 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{0,21 \cdot 10^{-3} \cdot 4270}{0,686} = 1,31$$

Физико-химические свойства воды при $t_{cp2} = 40^{\circ}\text{C}$ [2 стр. 537, табл. XXXIX];

$c_2 = 4180 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоемкость

$\mu_2 = 0,657 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ - динамический коэффициент

ρ_2 - плотность $\rho_2 = 992 \text{ кг/м}^3$;

λ_2 - теплопроводность $\lambda_2 = 0,634 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$

Критерий Прандтля

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 \cdot c_2}{\lambda_2} = \frac{0,657 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,634} = 4,33$$

В соответствии с [1 стр. 51 табл. 2.3] поверхность близкую к полученной будут иметь теплообменник с высотой труб $H=3\text{м}$ диаметром кожуха $D=800\text{мм}$, число труб $442/2=221$, $F=104\text{ м}^2$ Диаметр труб $25\times 2\text{ мм}$ (внутренний диаметр $d_{\text{в}} = 0,021\text{мм}$). Площадь для межтрубного пространства $S_{\text{мп}} = 0,07\text{ м}^2$.

3.3 Расчет коэффициента теплопередачи для первой зоны теплообмена

Определение коэффициент теплопередачи для воды

Задаемся числом Рейнольдса. Тогда скорость течения воды в трубах теплообменника

$$w_2 = \frac{\text{Re}_2 \cdot \mu_2}{d_T \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,657 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 992} = 0,335\text{ м/с}$$

Вычислим число труб, приходящееся на один ход $z = 1$

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_T^2 \cdot w_2 \cdot \rho_2} = \frac{4 \cdot 61}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 0,335 \cdot 992} = 563,4$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для воды α_2 . Находим режим движения воды в выбранном теплообменнике.

$$\text{Re}_2 = 10000 \frac{n_p}{n_T} = 10000 \frac{563,4}{221} = 25500$$

Турбулентному течению соответствует критериальное уравнение:

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

полагая, что $\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{CT}} \right)^{0,25} = 1$

$$Nu = 0,021 \cdot 25500^{0,8} \cdot 4,33^{0,43} \cdot 1^{0,25} = 132,2$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2 \cdot Nu}{d_T} = \frac{0,634 \cdot 132,2}{0,021} = 3992\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи в вертикальном теплообменнике для конденсирующегося пара α_1 , по уравнению

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot \lambda_{1,3} \sqrt{\frac{\rho_1^2 \cdot d_H \cdot n}{\mu_1 \cdot G_1}}$$

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,675 \sqrt{\frac{887^2 \cdot 0,025 \cdot 442}{0,000153 \cdot 4,17}} = 6095,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений:

где $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности стали

$$\frac{1}{r_{ст1}} = \frac{1}{r_{ст2}} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) - \text{тепловая проводимость загрязнения со стороны}$$

водяного пара

$$\sum r_{cm} = \frac{\delta}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{r_{загр.б}} + \frac{1}{r_{загр.в}} = \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} = 3,88 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Определение коэффициента теплопередачи K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6095,9} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3992}} = 1246 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Требуемая площадь поверхности теплообменника F:

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_{оп1} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{8370,8 \cdot 10^3}{1246 \cdot 139,6} = 48,1 \text{ м}^2$$

Определение ориентировочного значения для температур стенок

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = \alpha_1 \Delta t_1 = \frac{1}{\sum r_{ст}} \Delta t_2$$

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 173900 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

сумма

$$\Delta t_1 + \Delta t_{ст} + \Delta t_2 = \Delta t_{cp}$$

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{173900}{6095,9} = 28,5^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{ст} = q \sum r_{ст} = 173900 \cdot 3,88 \cdot 10^{-4} = 67,5^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{173900}{3992} = 43,6^\circ \text{C}$$

Проверка

$$28,5 + 67,5 + 43,6 = 139,6^\circ \text{C}$$

Тогда

$$t_{CT1} = t_1 - \Delta t_1 = 183,2 - 28,5 = 154,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{CT2} = t_2 + \Delta t_2 = 20 + 43,6 = 63,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определение поправки для $\left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25}$

для воды при $t_{cm} = 63,6 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$Pr_{CT2} = \frac{\mu_{CT2} \cdot c_{CT2}}{\lambda_{CT2}} = \frac{0,406 \cdot 10^{-3} \cdot 4190}{0,668} = 2,55$$

$$\left(\frac{4,33}{2,55}\right)^{0,25} = 1,14$$

$$\alpha_2 = \alpha_2 \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} = 3992 \cdot 1,14 = 4557 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

По уточненным значениям

$$K = \frac{1}{\frac{1}{6095,9} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{4557}} = 1296 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_1 = \frac{8370,8 \cdot 10^3}{1296 \cdot 139,6} = 46,3 \text{ м}^2$$

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 1296 \cdot 139,6 = 180921,6 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$t_{CT1} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 183,2 - \frac{180921,6}{6095,9} = 153,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{CT2} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 20 + \frac{180921,6}{4557} = 59,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Дальнейшее уточнение α_1, α_2 не требуется так как расхождение не превышает 5%

3.4 Расчет коэффициента теплопередачи для второй зоны теплообмена в случае охлаждения конденсата

Определение скорости конденсата

$$W = \frac{G}{S \rho_{mp}} = \frac{4,17}{0,07 \cdot 935} = 0,064 \text{ м}/\text{с}$$

$S = 0,07\text{м}^2$ - площадь межтрубного пространства [1, стр. 57, табл. 2.9]

Определение коэффициента теплоотдачи для воды α_2 . Находим режим движения воды в выбранном теплообменнике.

$$Re_1 = \frac{w \cdot d_3 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,064 \cdot 0,044 \cdot 935}{0,21 \cdot 10^{-3}} = 12510$$

d_3 - эквивалентный диаметр

$$d_3 = \frac{D^2 - n \cdot d^2}{D + n \cdot d} = \frac{0,8^2 - 465 \cdot 0,021^2}{0,8 + 465 \cdot 0,021} = 0,044 \text{ м}$$

Режим течения переходный $Re > 10000$

Для данного режима коэффициент теплопередачи находим по графику [2 стр. 154 рис 4.1] определяем

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

Тогда критерий Нуссельта равен

$$Nu = 0,021 \cdot 12510^{0,8} \cdot 1,31^{0,43} = 44,68$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1 \cdot Nu}{d_{en}} = \frac{0,686 \cdot 44,68}{0,044} = 694,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Определение коэффициента теплопередачи K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{694,3} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3992}} = 481,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Требуемая площадь поверхности теплообменника для второй зоны

$$F_2 = \frac{Q_2}{K_{op2} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1836,1 \cdot 10^3}{481,1 \cdot 100,5} = 38 \text{ м}^2$$

Определение ориентировочно значения для температур стенок

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 481,1 \cdot 100,5 = 48330 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

сумма

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{48330}{694,3} = 69,1^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{CT} = q \sum r_{CT} = 48330 \cdot 3,88 \cdot 10^{-4} = 18,6^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{48330}{3992} = 12^\circ \text{C}$$

Проверка

$$69,1 + 18,6 + 12 = 100,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тогда

$$t_{\text{CT1}} = t_1 - \Delta t_1 = 184,2 - 69,1 = 115,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{CT2}} = t_2 + \Delta t_2 = 20 + 12 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определение поправку для $\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{CT}}}\right)^{0,25}$ конденсата при $t_{\text{CT1}} = 115,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ не требуется так как принятая ранее $t_{\text{cp}} = 131,9 \text{ } ^\circ\text{C}$, так как разность не более 5%

Для воды при $t_{\text{CT2}} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_{\text{CT2}} = \frac{\mu_{\text{CT2}} \cdot c_{\text{CT2}}}{\lambda_{\text{CT2}}} = \frac{0,804 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,618} = 5,44$$

$$\left(\frac{4,33}{5,44}\right)^{0,25} = 0,945$$

$$\alpha_2 = \alpha_2 \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{CT}}}\right)^{0,25} = 3992 \cdot 0,945 = 3771 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

По уточненным значениям

$$K = \frac{1}{\frac{1}{694,3} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3771}} = 477,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_2 = \frac{1836,1 \cdot 10^3}{477,7 \cdot 100,5} = 38,2 \text{ м}^2$$

Общая поверхность теплообмена составит

$$F = F_1 + F_2 = 46,3 + 38,2 = 84,5 \text{ м}^2$$

Тогда запас поверхности составит

$$\Delta = \frac{104 - 84,5}{104} 100 = 18,7\%$$

Двухходовой теплообменник с высотой труб $H=3\text{м}$ диаметром кожуха $D=800\text{мм}$, число труб 442, $F=104 \text{ м}^2$ [1 стр. 51 табл. 2.3]

Определение необходимость установки компенсаторов для кожуха

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{S_{\text{к}}} \leq [\sigma]_{\text{к}}$$

$$Q_k = 0,5 \cdot a \left(P_T - \frac{P_0}{1 + \rho \cdot K_d} \right)$$

$K_d = 1$ - для аппаратов с неподвижными трубными решетками

$P_T = 1,1$ МПа давление на трубчатку

P_0 - приведенное давление

$$P_0 = [\alpha_k (t_k - t_0) - \alpha_T (t_T - t_0)] K_y \cdot l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n + 0,5 \cdot \beta \cdot K_d] P_T - \\ - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n (m_n + 0,3 \cdot \rho \cdot K_p)] P_M$$

$\alpha_k = 17,3 \cdot 10^{-6} 1/^\circ C$ - коэффициент линейного расширения кожуха

$\alpha_T = 17,2 \cdot 10^{-6} 1/^\circ C$ - коэффициент линейного расширения труб

$t_0 = 20^\circ C$ - наружная температура воздуха

$$\eta_T = 1 - \frac{n(d_T - 2 \cdot S_T)^2}{4 \cdot a_1^2} - \text{коэффициент влияния на трубную решетку}$$

$a_1 = 0,35$ м – расстояние от оси до наиболее удаленной трубы

$$\eta_T = 1 - \frac{442(0,025 - 2 \cdot 0,002)^2}{4 \cdot 0,35^2} = 0,6$$

$$\eta_M = 1 - \frac{n \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = \frac{442 \cdot 0,025^2}{4 \cdot 0,35^2} = 0,44$$

m_n - характеристика беструбного края

$$m_n = \frac{D}{2 \cdot a_1} = \frac{0,8}{2 \cdot 0,35} = 1,14$$

$$m_{cp} = \frac{0,5n(d_T - 2 \cdot S_T)^2}{a_1^2} = \frac{0,5 \cdot 442(0,025 - 2 \cdot 0,002)^2}{0,35^2} = 0,84$$

$$\beta = \frac{1,8}{S_p} \sqrt{\frac{K_y \cdot S_p}{\psi \cdot E}}$$

$E = 1,8 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости трубной решетки

$$\beta = \frac{1,8}{0,035} \sqrt{\frac{1 \cdot 0,035}{1 \cdot 1,8 \cdot 10^{11}}} = 0,034$$

$$\rho = \frac{K_y \cdot a_1 \cdot L}{E \cdot S_k} = \frac{1 \cdot 0,35 \cdot 6}{1,8 \cdot 10^5 \cdot 0,005} = 0,23$$

$$P_0 = [17,3 \cdot 10^{-6} (164,2 - 20) - 17,2 \cdot 10^{-6} (104,2 - 20)] \cdot 1,6 + [0,58 - 1 + 0,84 + 1,14 + 0,5 \cdot 0,034 \cdot 1] \cdot 0,6 - [0,41 - 1 + 0,84 + 1,14 (1,14 + 0,3 \cdot 0,23 \cdot 1)] \cdot 0,2 = 0,64 \text{ МПа}$$

$$Q_k = 0,5 \cdot 0,4 \left(0,6 - \frac{0,64}{1 + 0,23 \cdot 1} \right) = 0,2 \text{ МН}$$

$$\sigma_k = \frac{0,2}{0,005} = 40 \text{ МПа} \leq [\sigma]_k = 164 \text{ МПа}$$

Проверка необходимости установки компенсаторов для труб

$$\sigma_T = \frac{N_T}{\pi(d - \delta)\delta} \leq [\sigma]_T$$

N_T - нагрузки на трубы

$$N_T = \pi \cdot d \cdot L \cdot [q]$$

$[q] = 39,2 \text{ МПа}$ – напряжение для труб с отбортовкой

$$N_T = 3,14 \cdot 0,025 \cdot 3 \cdot 39,2 = 9,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = \frac{9,2}{3,14(0,025 - 0,002)0,002} = 636,9 > 137,4 \text{ МПа}$$

условие не выполняется, поэтому необходимо установить компенсатор [8]

Выбираем линзовый компенсатор.

4. Гидравлический расчет

Определение сопротивления для трубного пространства

Коэффициент трения

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,8} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}_{mp}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}$$

e – относительная шероховатость труб $e = \Delta / d$

$\Delta = 0,2 \text{ мм}$ - высота выступов шероховатости

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[\frac{0,2 \times 10^{-3}}{3,8} + \left(\frac{6,81}{20916} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0245$$

Скорость в штуцере

$$w_{ш} = \frac{4 \cdot G}{\rho_2 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 61}{992 \cdot 3,14 \cdot 0,25^2} = 1,25 \text{ м/с}$$

В трубном пространстве следующие местные сопротивления: вход в камеру и выход из неё, 1 поворот на 180, 2 входа и выхода из них.

$$\Delta P_{mp} = \lambda \times \frac{Lz}{d} \times \frac{w_{mp}^2 \rho_{mp}}{2} + [2,5(z-1) + 2z] \rho_{mp} w_{mp}^2 \frac{w_{mp}^2 \rho_{mp}}{2} + 3 \frac{w_{mp}^2 \rho_{mp}}{2}$$

$$\Delta P_{mp} = 0,0245 \cdot \frac{2 \cdot 3}{0,021} \cdot \frac{0,315^2 \cdot 992}{2} + [2,5(2-1) + 2 \cdot 2] \frac{0,315^2 \cdot 992}{2} + 3 \frac{1,25^2 \cdot 992}{2} = 2989 \text{ Па}$$

Определение сопротивления для межтрубного пространства

Число ряда труб получим $m = \sqrt{(n-1)/3} = \sqrt{(442-1)/3} = 12$, число сегментных перегородок $x = 4$, диаметр штуцеров 200 мм

$$W_{мтр} = \frac{G_1}{S \cdot \rho_1} = \frac{4,17}{0,07 \cdot 935} = 0,064 \text{ м/с}$$

Сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta P_{мтр} = \frac{3m(x+1)}{\text{Re}^{0,2}} \times \frac{w_{мтр}^2 \rho_{мтр}}{2} + 1,5x \frac{w_{мтр}^2 \rho_{мтр}}{2} + 3 \frac{w_{мтр}^2 \rho_{мтр}}{2}$$

$$\Delta P_{мтр} = \frac{3 \times 12(4+1)}{8700,7^{0,2}} \times \frac{0,064^2 \cdot 935}{2} + 1,5 \times 4 \frac{0,064^2 \cdot 935}{2} + 3 \frac{0,064^2 \cdot 935}{2} = 146,4 \text{ Па}$$

5. Конструктивный расчет

5.1 Расчет трубной решетки

Наиболее рационально по плотности упаковки труб размещение их по вершинам равносторонних треугольников. Размещение по вершинам квадратов удобнее при необходимости чистки межтрубного пространства. Шаг между трубами зависит от диаметра труб и способов их крепления. Крепление труб в трубных решетках осуществляется сваркой, пайкой или развальцовкой. Минимальный шаг между трубами t рекомендуется принимать в соответствии со следующими данными:

$$d_{\text{трубы}} = 25 \text{ мм} \rightarrow t = 1.3 \cdot d_{\text{трубы}}$$
$$t = 1.3 \cdot d_{\text{трубы}} = 1.3 \cdot 0.025 = 0.0325 \text{ м} \approx 32 \text{ мм}$$

Выбираем тип крепления труб – развальцовкой.

При развальцовке должно выполняться условие $t > h$

где $h = d_{\text{трубы}} + 5 \text{ мм} = 30 \text{ мм}$ $32 \text{ мм} > 30 \text{ мм}$, условие выполняется.

Число рядов труб, в диагонали шестиугольника:

$$m = \sqrt{(n-1)/3} = \sqrt{465/3} = 12$$

Число труб в диагонали шестиугольника:

$$b = 2 \cdot \sqrt{\frac{(n-1)}{3}} + 0,25 = 2 \cdot \sqrt{\frac{(442-1)}{3}} + 0,25 = 24$$

5.2 Расчет диаметра штуцеров

Диаметр штуцера для входа-выхода воды

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot W}}$$

здесь $W = 2 \text{ м/с}$ - скорость потока принята по [1, с.16];

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 61}{992 \cdot 3,14 \cdot 2}} = 0,2 \text{ м принимаем } 250 \text{ мм}$$

Диаметр штуцера для входа водяного пара

$$d_{1y} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\rho_y \cdot \pi \cdot W}},$$

здесь скорость $W = 20 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right]$ – приняли для водяного пара [1, с.16],

$$d_{1ex} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\rho_y \cdot \pi \cdot W}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,17}{5,52 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 0,22 \text{ м}$$

$\rho_y = 5,52 \text{ кг/м}^3$ - плотность пара по [1 стр. 562 табл. LVII]

Принимаем диаметр штуцера 250мм

Диаметр штуцера для выхода конденсата водяного пара

$$d_{1\text{вых}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\rho_2 \cdot \pi \cdot W}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,17}{887 \cdot 3,14 \cdot 1}} = 0,073 \text{ м}$$

Принимаем диаметр штуцера 100 мм

6. Расчет на прочность

Корпуса аппаратов чаще всего работают в условиях статистических нагрузок под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным избыточным давлением.

Исходные данные

$P_m = 1,1$ МПа – давление в межтрубном пространстве

$P = 0,4$ – давление в трубном пространстве

$H = 3$ м – высота труб

$D = 800$ мм – диаметр аппарата (кожуха)

$d = 25 \times 2$ мм – диаметр труб

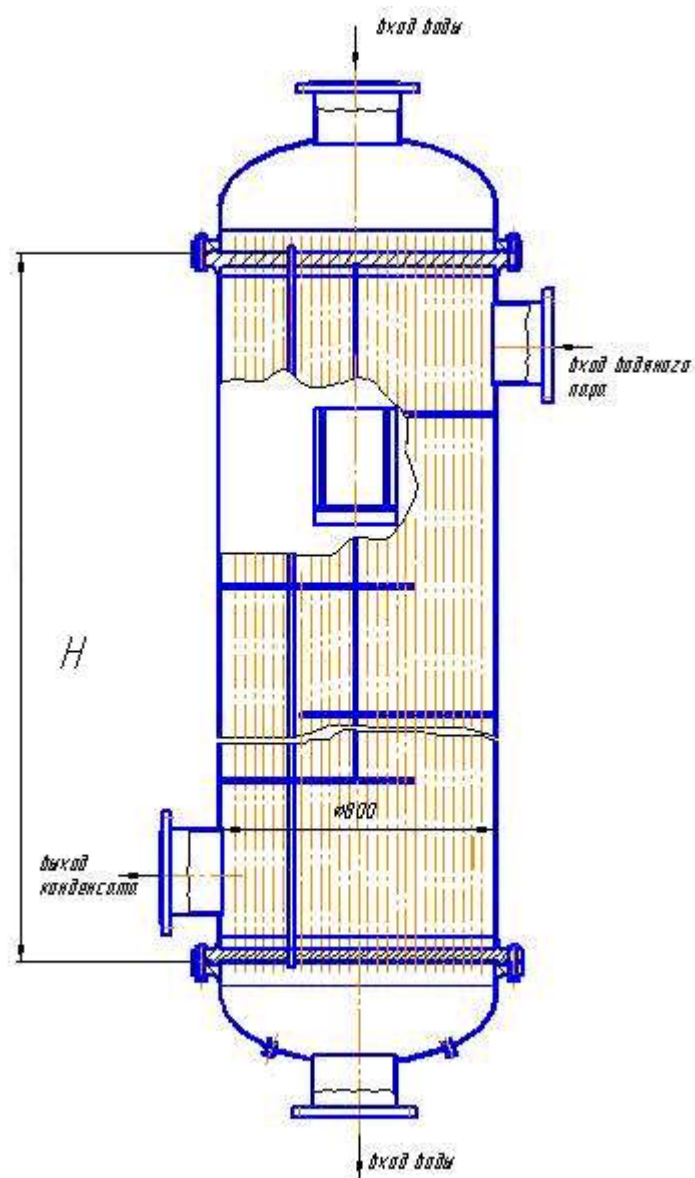


Рисунок 6.1 – Схематичное изображение аппарата

6.1 Цилиндрические обечайки

Выбираем хромникелевую сталь X18H10T ГОСТ 52857.1-2007

Наибольшая температура среды в аппарате $t = 164,2^{\circ}\text{C}$;

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \eta \min \left(\frac{R_{elt}}{n'_T} \text{ или } \frac{R_{p02}}{n'_T}; \frac{R_{mil}}{n_B}; \frac{R_{m10}}{n_D}; \frac{R_{p10}}{n_n} \right)$$

где $R_{elt} = 202\text{МПа}$ - минимальное значение предела текучести при расчетной температуре [9 табл. Б.1];

$R_{p02} = 308\text{МПа}$ - минимальное значение условного предела текучести при остаточном удлинении 0,2% при расчетной температуре [9 табл. Б.5];

$R_{mil} = 471\text{МПа}$ - минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при расчетной температуре [9 табл. Б.6];

$R_{m10} = 202\text{МПа}$ - среднее значение предела длительной прочности за 10^n часов при расчетной температуре [табл. Б.7];

R_{p10} - средний 1%-ный предел ползучести за 10^n часов при расчетной температуре [табл. Б.12];

$n'_T = 1,5$ - коэффициент запаса по пределу текучести

$n_B = 2,4$ - коэффициент запаса прочности по временному сопротивлению

$n_D = 1,5$ - коэффициент запаса по пределу длительной прочности

$n_n = 1$ - коэффициент запаса по пределу ползучести

$$[\sigma] = \min \left(\frac{202}{1,5} \text{ или } \frac{308}{1,5}; \frac{471}{2,4}; \frac{202}{1,5}; \frac{169}{1} \right)$$

$$[\sigma] = 134,7\text{МПа}$$

Прибавка к толщинам $c = c_1 + c_2 + c_3$

С учетом технологических факторов и степени коррозии примем прибавку 2мм.

Коэффициент прочности сварного шва, при 100% контроле сварного шва

$\phi = 0,95$ ручная дуговая электросварка

Расчет толщины кожуха для метрубного пространства

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} + c_k = \frac{1,1 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,95 \cdot 134,7} + 2 \cdot 10^{-3} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки $\delta = 6 \text{ мм}$

Проверка

$$\frac{\delta - c_k}{D} = \frac{(6-1) \cdot 10^{-3}}{0,8} = 0,0063 < 0,1 \text{ условие соблюдается}$$

Допускаемое давление

$$[p] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_k)}{D + \delta - c_k} = \frac{2 \cdot 0,95 \cdot 134,7 \cdot (6-1) \cdot 10^{-3}}{0,8 + (6-1) \cdot 10^{-3}} = 1,26 \text{ МПа}$$

$$p/[p] = 1,1/1,26 = 0,88 < 1 \text{ условие соблюдается}$$

Расчет толщины для трубного пространства

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} + c_k = \frac{0,4 \cdot 0,021}{2 \cdot 0,95 \cdot 134,7} + 1 \cdot 10^{-3} = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки $\delta = 2 \text{ мм}$

Проверка

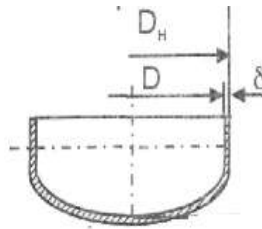
$$\frac{\delta - c_k}{D} = \frac{(2-1) \cdot 10^{-3}}{0,021} = 0,047 < 0,1 \text{ условие соблюдается}$$

Допускаемое давление

$$[p] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_k)}{D + \delta - c_k} = \frac{2 \cdot 0,95 \cdot 134,7 \cdot (2-1) \cdot 10^{-3}}{0,021 + (2-1) \cdot 10^{-3}} = 11,6 \text{ МПа}$$

$$p/[p] = 0,4/11,6 = 0,034 < 1 \text{ условие соблюдается}$$

6.2 Расчет эллиптических днищ



Коэффициент ослабления днища отверстиями

$$\varphi_0 = \frac{D - d_0}{D} = \frac{0,8 - 0,25}{0,8} = 0,69$$

Если $\varphi_0 < \varphi_{us}$, то $\varphi_0 = \varphi = 0,75$

Рабочая толщина стенки крышки (днища)

$[\sigma]/p = 148/0,101 = 1461 > 25$ условие соблюдается

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} + c_k = \frac{0,4 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,75 \cdot 134,7} + 2 \cdot 10^{-3} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки $\delta = 4$ мм

Проверка

$$\frac{\delta - c_k}{D} = \frac{(4 - 1) \cdot 10^{-3}}{0,8} = 0,0038 < 0,1 \text{ условие соблюдается}$$

Допускаемое давление

$$[p] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_k)}{D + 0,5 \cdot (\delta - c_k)} = \frac{2 \cdot 0,75 \cdot 134,7 \cdot (4 - 1) \cdot 10^{-3}}{0,8 + 0,5 \cdot (4 - 1) \cdot 10^{-3}} = 0,63 \text{ МПа}$$

$$p/[p] = 0,4/0,63 = 0,63 < 1 \text{ условие соблюдается}$$

6.3 Расчет фланцевого соединения

Фланцевые соединения применяют для разъемного соединения составных частей корпусов и крышек. На фланцах присоединяют к аппаратам трубы, арматуру

Выбираем подходящий фланец

(Исполнение 1 - с гладкой уплотнительной поверхностью.)

$D_{en} = 800\text{мм}$	$D_B = 895\text{мм}$	$S = 12\text{мм}$
$P = 0,4\text{МПа}$	$D_{cp} = 857\text{мм}$	$d = 22\text{мм}$
$D_\phi = 835\text{мм}$	$h = 24\text{мм}$	$Z = 40$

Условное обозначение: Фланец 1-800 – 0,5 ГОСТ 28759.2-90

$d = 23\text{мм}$ – Диаметр отверстия под болтовое соединение

$d_B = M20$ – Диаметр болта.

Материал для болта Сталь 3

Так как фланец исполнения 1 - с гладкой уплотнительной поверхностью, то для него выбирают прокладку по табл. .

в исполнении 1 – для фланцев с гладкой уплотнительной поверхностью по:

$D_{en} = 800\text{мм}$	$d_n = 829\text{мм}$
$D_n = 859\text{мм}$	$h_n = 2\text{мм}$

Условное обозначение: Прокладка 1 - 800 – 06 ОСТ 26 – 430 - 79

Фланцы и прокладки, подобранные по стандартам, в расчете не нуждаются.

При конструировании аппаратов выполняют проверочный расчёт болтов в соответствии с ОСТ 26-373-82

1 Определяют нагрузку, действующую на фланцевое соединение от внутреннего давления $P = 1,1\text{МПа}$

$$Q_D = 0.785 \times D_{cp}^2 \times P$$

где $D_{cp} = 0,857\text{мм}$

$$Q_D = 0.785 \times D_{cp}^2 \times P = 0.785 \times 0.857^2 \times 1.1 = 0.634 \text{ МН}$$

2 . Рассчитывают реакцию прокладки

$$R_n = 2\pi \times D_{cp} \times \epsilon_0 \times m \times P$$

где: $m = 2.5$ – для прокладок из паранита

ϵ_0 – эффективная ширина прокладок

$$\epsilon_0 = 0.5 \times \epsilon_n \quad \text{при ширине прокладки } \epsilon_n = 0.5 \times (D_n - d_n) \leq 15 \text{ мм}$$

$$\epsilon_0 = 0.6 \sqrt{\epsilon_n} \quad \text{при ширине прокладки } \epsilon_n = 0.5 \times (D_n - d_n) > 15 \text{ мм}$$

$$\epsilon_n = 0.5 \times (D_n - d_n) = \frac{859 - 829}{2} = \frac{30}{2} = 15 > 15 \text{ мм}$$

$$\epsilon_0 = 0.5 \times \epsilon_n = 0.5 \cdot 15 = 7.5$$

$$R_n = 2\pi \times D_{cp} \times \epsilon_0 \times m \times P = 2 \times 3.14 \times 0.857 \times 7.5 \times 1.1 = 0.111 \text{ МН}$$

3. Определяют болтовую нагрузку при сборке. Это значение выбирают наибольшим из трёх

$$P_{B1} = \pi \times D_{cp} \times \epsilon_0 \times q$$

где $q = 20 \text{ МПа}$ – для прокладок из паранита

$$P_{B1} = \pi \times D_{cp} \times \epsilon_0 \times q = 3.14 \times 0.857 \times 7.5 \times 20 = 0.4 \text{ МН}$$

$$P_{B1} = 0.4 \times [\sigma_B]^{20} \times n_B \times f_B$$

где $n_B = 40$ – число болтов

f_B – площадь поперечного сечения болта

$$f_B = \frac{\pi \times d_B^2}{4} = \frac{3.14 \times 20^2}{4} = \frac{3.14 \times 400}{4} = 314 \text{ мм}^2$$

$[\sigma_B]^{20}$ – и $[\sigma_B]^t$ – допускаемое напряжение для материала болта

при 20°C и рабочей температуре берется из табл.

Для Стали 3 $[\sigma_B]^{20} = 130 \text{ МПа}$

$[\sigma_B]^{100} = 126 \text{ МПа}$

$$P_{B1} = 0.4 \times [\sigma_B]^{20} \times n_B \times f_B = 0.4 \times 130 \times 40 \times 314 = 1.47 \text{ МН}$$

$$P_{B1} = 1.2 \times Q_D + R_n$$

$$P_{B1} = 1.2 \times Q_D + R_n = 1.2 \times 0.634 + 0.111 = 0.872 \text{ МН}$$

4. Проверяют прочность болтов при монтаже по условию

$$\sigma_p = \frac{\max P_{B1}}{n_B \times f_B} \leq [\sigma_B]^{20}$$

где $[\sigma_B]^{20} = 130 \text{ МПа}$

$$\sigma_p = \frac{\max P_{B1}}{n_B \times f_B} = \frac{1,47 \cdot 10^9}{40 \times 707} = 52 [\text{МПа}]$$

$$52 [\text{МПа}] \leq 130 [\text{МПа}]$$

Условие прочности при монтаже выполняется

5. Проверяют прочность болтов в период эксплуатации

$$\sigma_p = \frac{1,3 \times \max P_{B1}}{n_B \times f_B} \leq [\sigma_B]^t$$

$$\sigma_p = \frac{\max P_{B1}}{n_B \times f_B} = \frac{1,3 \times 1,47 \cdot 10^9}{40 \times 314} = 67,6 [\text{МПа}]$$

$$67,6 [\text{МПа}] \leq 130 [\text{МПа}]$$

Условие прочности в период эксплуатации выполняется

6.4 Выбор опоры

Выбор вертикального аппарата обусловлен принятой моделью технологических расчетов (в частности расчет коэффициента теплоотдачи для вертикальной конденсации пара)

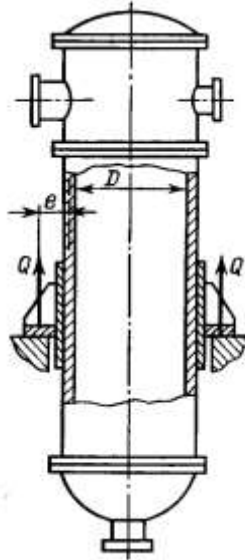


Рисунок 6.2 – Эскиз опоры аппарата

Для вертикальных аппаратов используют опоры- стойки [4, с. 673], которые выбираются по допусковой нагрузке.

Определим вес аппарата:

$$G = g \cdot (M_{\text{аппарата}} + M_{\text{жид}}) - \text{определяем ориентировочно.}$$

$$M_{\text{аппарата}} = 3230 \text{ кг} - \text{масса пустого аппарата [1, с. 56]; .}$$

$M_1 = 0,785 \cdot d^2 \cdot l \cdot n \cdot \rho_{\text{жид}} = 0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 3 \cdot 442 \cdot 992 = 455 \text{ кг}$ – масса жидкости в трубном пространстве;

$$M_2 = S_{\text{Мтр}} \cdot H \cdot \rho_{\text{жид}} = 0,07 \cdot 3 \cdot 935 = 196,4 \text{ кг} - \text{масса в межтрубном пространстве}$$

$$G = g \cdot (M_{\text{аппарата}} + M_{\text{жид}} + M_{\text{жид}}) = 9,81 \cdot (3230 + 455 + 196,4) = 38076$$

Задаются количеством опор. Их должно быть не менее двух, т.е $Z = 2$

$$Q_{\text{расчетн}} = \lambda \times \frac{G}{Z} = \frac{38076}{2} = 19 \text{ кН}$$

где $Z = 2$ – количество опор.

$$\lambda = 1 \text{ при } Z = 2$$

По табл. выбираем стандартные опоры по условию $Q_{\text{табличн}} \geq Q_{\text{расчетн}}$ По этому условию подходят опоры с нагрузкой $Q = 40 \text{ кН}$

Q	a	a ₁	b	b ₁	c	c ₁	h	h ₁	S ₁	k	k ₁	d
40	120	145	120	180	22	80	365	14	10	10	40	24

6.5 Расчет трубной решетки

Толщина трубной решетки

$$S_p = \frac{D_{\text{cp}}}{4,2} \sqrt{\frac{P}{\varphi_p \cdot [\sigma]_p}} + C$$

$D_{\text{cp}} = 0,857 \text{ м}$ – средний диаметр прокладки

φ_p - коэффициент ослабления трубной решетки

$$\varphi_p = 1 - \frac{d}{t} = 1 - \frac{0,025}{0,032} = 0,22$$

$$S_p = \frac{0,857}{4,2} \sqrt{\frac{1,1}{0,22 \cdot 148}} + 0,001 = 0,038 \text{ мм}$$

Принимаем $S = 38 \text{ мм}$

Расчет выполняем по ГОСТ 52857.7 [6]

Относительная характеристика беструбного края:

$$m_n = \frac{a}{a_1}$$

$a_1 = 0,35 \text{ м}$ – расстояние от кожуха до оси наиболее удаленной трубы

$a = 0,4 \text{ м}$ - внутренний радиус кожуха

$$m_n = \frac{0,4}{0,35} = 1,14$$

Коэффициент влияния на трубную решетку

$$\eta_M = 1 - \frac{nd_1^2}{4 \cdot a_1^2}$$

$$\eta_M = 1 - \frac{442 \cdot 0,025^2}{4 \cdot 0,35^2} = 0,44$$

со стороны трубного пространства

$$\eta_T = 1 - \frac{i(d_1 - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2}$$

$$\eta_T = 1 - \frac{442(0,025 - 2 \cdot 0,002)^2}{4 \cdot 0,35^2} = 0,6$$

Характеристики жесткости элементов теплообмена

$$K_y = \frac{E_T (\eta_T - \eta_M)}{l} = \frac{2 \cdot 10^5 (0,6 - 0,44)}{3} = 11070$$

$E_T = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости труб

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$p = \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_k \cdot s_k} = \frac{11070 \cdot 0,35 \cdot 3}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,02} = 2,9$$

Коэффициенты изменения жесткости для неподвижных трубных решеток отсутствуют. Для подвижных по (прил. А 9) трубы жестко закреплены в трубной решетке

$$K_q = 1 + K_q' = 1$$

$$K_p = 1 + K_p' = 1$$

Коэффициент системы решетка-трубы

$$\beta = \frac{1,82 K_y \cdot s_p}{s_p \varphi_0 \cdot E_T} = \frac{1,82 \cdot 11070 \cdot 0,02}{0,02 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 10^5} = 22,43$$

Безразмерный параметр система решетка-трубы

$$w = \beta \cdot a = 22,43 \cdot 0,35 = 7,85$$

Определение усилий в элементах трубного

Приведенное давление

$$p = [a_k(t_k - t_0) - a_T(t_T - t_0)] K_y \cdot l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,5 \cdot p \cdot K_q)] p_T - \\ - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,5 \cdot p \cdot K_p)] p_M$$

где m_{cp} - коэффициент влияния на продольную деформацию труб

$$m_{cp} = 0,15 \frac{i(d_T - s_T)^2}{a_1^2}$$

$$m_{cp} = 0,15 \frac{442(0,025 - 0,002)^2}{0,35^2} = 3,9 \cdot 10^{-4}$$

$$p = [0,0001(25 - 20) - 0,0001(21 - 20)]11070 \cdot 3 + [0,6 - 1 + 3,9 \cdot 10^{-4} + 1,14(1,14 + 0,6 \cdot 0,2 \cdot 1)]0,2 - [0,44 - 1 + 3,9 \cdot 10^{-4} + 1,14(1,14 + 0,2 \cdot 1,2 \cdot 1)]1,1 = 2,63$$

Перерезывающая сила

$$P_1 = \frac{K_y \cdot a_1 \cdot a}{\beta^2 K_\phi \cdot R_1} = \frac{11070 \cdot 0,35 \cdot 0,4}{22,43^2 \cdot 1 \cdot 0,42} = 7,33 \text{ МН}$$

$K_\phi = 1$ - коэффициент жесткости фланцевого соединения

Значение коэффициентов

$$T_1 = \Phi_1 [m_n + 0,5(1 + m_n \cdot t)(t - 1)] = 14,78 [1,14 + 0,5(1 + 1,14 \cdot 2,57)(2,57 - 1)] = 62,6$$

$$T_2 = \Phi_2 \cdot t = 2,57 \cdot 10,21 = 26,24$$

$$T_3 = \Phi_3 \cdot m_n = 14,5 \cdot 1,14 = 16,57$$

$$t = 1 + 1,4w(m_n - 1) = 1 + 1,4 \cdot 7,85(1,14 - 1) = 2,57$$

$$\Phi_1 = 14,78, \Phi_2 = 10,21, \Phi_3 = 14,5 \text{ табл. 1 [6]}$$

$$M_n = \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \frac{P_1 (T_1 + \rho K_q) - P_0 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2};$$

$$M = \frac{0,35}{22,43} \frac{7,33(62,56 + 1,1 \cdot 1) - 2,63 \cdot 26,24}{(62,56 + 1,1 \cdot 1)(16,57 + 7,33) - 26,24^2} = 0,0075 \text{ кН*м}$$

По статической прочности

$$\max[\tau_{p1}, \tau_{p2}] \leq 0,8[\sigma]_p$$

$$\tau_{p1} = \frac{Q_n}{(s_{1p} - c)}$$

$$Q_n = a_1 \frac{P_0 (T_3 + p_1) - T_2 \cdot P_1}{(T_1 + p \cdot K_q)(T_3 + p_1) - T_2^2} = 0,35 \frac{2,65(16,57 + 7,33) - 2,63 \cdot 26,24}{(62,56 + 1,1 \cdot 1)(16,57 + 7,33) - 26,24^2} = -0,21 \text{ кН}$$

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, вычисляются по формулам:

- для изгибающего момента:

$$M_a = M_n + (a - a_1)Q_n;$$

$$M_a = 0,0075 - (0,4 - 0,35)0,21 = 0,018 \text{ кН*м}$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a = m_n Q_n.$$

$$Q_a = 1,14 \cdot (-0,21) = -0,24 \text{ кН}$$

Осевую силу и изгибающий момент, действующие на трубу, вычисляют по формулам:

- для осевой силы:

$$N_T = \frac{\pi a_1}{i} [(\eta_m p_m - \eta_T p_T) a_1 + \Phi_1 Q_a + \Phi_2 \beta M_a];$$

$$N_T = \frac{3,14 \cdot 0,35}{3} [(0,44 \cdot 1,1 - 0,6 \cdot 0,2) 0,35 - 14,78 \cdot 0,192 + 10,21 \cdot 22,43 \cdot 0,018] = 0,27$$

- для изгибающего момента:

$$M_T = \frac{E_T J_T \beta}{K_y a_1 l_{np}} (\Phi_2 Q_a + \Phi_3 \beta M_a).$$

$$M_T = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,0022 \cdot 22,43}{10770 \cdot 0,35 \cdot 3} (-10,21 \cdot 0,24 + 14,5 \cdot 22,43 \cdot 0,018) = 2,89 \text{ кН*м}$$

Усилия в кожухе вычисляют по формулам:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_k = \frac{a}{2} p_T - Q_n;$$

$$Q_k = \frac{0,35}{2} 0,2 + 0,21 = 0,227 \text{ кН}$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F = \pi D Q_k$$

$$F = 3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,227 = 0,571 \text{ кН}$$

Расчетные напряжения в трубных решетках.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют

по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p1} = \frac{6|M_n|}{(s_{1p} - c)^2};$$

$$\sigma_{p1} = \frac{6 \cdot 0,0075}{(0,02 - 0,002)^2} = 139,3 \text{ МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{p1} = \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)}.$$

$$\tau_{p1} = \frac{0,217}{(0,02 - 0,002)} = 11,7 \text{ МПа}$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляют по формулам:

- изгибные:

$$\sigma_{p2} = \frac{6M_a}{\varphi_p (s_p - c)^2};$$

$$\sigma_{p2} = \frac{6 \cdot 0,018}{0,3(0,02 - 0,002)^2} = 1,52 \cdot 10^3 \text{ МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{p2} = \frac{|Q_a|}{\varphi_p (s_p - c)}.$$

$$\tau_{p2} = \frac{0,24}{0,3(0,02 - 0,002)} = 44,4 \text{ МПа}$$

Проверку статической прочности проводят по формуле:

$$\max \{ \tau_{p1}; \tau_{p2} \} \leq 0,8[\sigma]_p.$$

$$\max \{ 11,7; 44,4 \} < 0,8[\sigma]_p = 0,8 \cdot 137,4 = 109,9 \text{ МПа}$$

условие выполнено

Заключение

В ходе работы были рассмотрены тепловые процессы теплопередачи, рассмотрены теплообменные аппараты и технологическая схема осуществления процесса конденсации водяного пара водой. Процесс теплообмена сложный и состоит из двух зон: зона конденсации и зона охлаждения конденсата, расчет по все параметрам осуществлялся для каждой зоны отдельно.

По результатам расчета был выбран двухходовой теплообменник с характеристиками: $H=3\text{м}$ диаметром кожуха $D=800\text{мм}$; $F = 104\text{м}^2$ $n=442$.

По результатам выбранного теплообменника сделан расчет гидравлический на определение сопротивления в трубном и межтрубном пространстве. Конструкторский расчет для определения размеров штуцеров и трубной решетки, а также механический расчет корпуса, опоры, фланца и крышки аппарата.

Список используемой литературы

1. Пособие по проектированию «Основные ПАХТ» под ред. Ю.И.Дытнерского, 2-е издание, переработанное и дополненное; М.: Химия, 1991. - 496 с.
2. К.Ф.Павлов, П.Г.Романков, А.А.Носков "Примеры и задачи по курсу ПАХТ" Учебное пособие для ВУЗов / Под ред. чл. – корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 9-е издание, перераб. и доп. – Л.: Химия, 1981. – 560 с.
3. Н.Б. Варгафтик "Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей". М.:Физматгиз, 1963 . - 708 с.
4. А.А.Лашинский, А.Р.Толчинский "Основы расчета и конструирования химической аппаратуры" М.: Физматгиз, 1970 .- 725с.
5. М.Ф.Михалев "Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств" Л.: Машиностроение, 1984 . - 301 с.
6. А.С.Тимонин "Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования" Том 1, 2002 .
7. А.А. Лашинский "Конструирование сварных химических аппаратов", 1982
8. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): Учебное пособие, ISBN 978-5-98281-132-5 Рачковский С. В. Поникаров С. И. Поникаров И. И. Альфа-М, 2008.
- 9 ГОСТ 52857.1 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность