Министерство образования Российской Федерации

Архангельский государственный технический университет

Факультет промышленной энергетики, III-2

Кафедра промышленной теплоэнергетики

Курсовой проект по курсу:

«Тепломассобменное оборудование предприятий»

Расчет охладителя конденсата пара

Архангельск 2007

**1. Краткое описание конструкции аппарата**

Установка охладителя конденсата греющего пара какого-либо подогревателя, приводит к уменьшению количества отбираемого из турбины пара на этот подогреватель и соответствующему увеличению расхода пара из отбора с меньшим давлением. Это несколько увеличивает тепловую экономичность установки. С другой стороны, увеличивается стоимость устанавливаемого оборудования. Таким образом, определение поверхности нагрева охладителя (минимальной разности температур теплообменивающихся сред), как, впрочем, и поверхности нагрева собственно подогревателя, является технико-экономической задачей.

Охладители конденсата предназначены так же для уменьшения вскипания в трубопроводах (за регулирующим клапаном), по которым конденсат подогревателя более высокого давления перепускается в подогреватель с более низким давлением.

Охладители конденсата чаще всего устанавливаются по ходу обогреваемой воды перед подогревателем, конденсат греющего пара которого в нём охлаждается. В ряде случаев через охладитель дренажа пропускают не весь поток питательной воды; при этом другая часть байпасируется через перепускную диафрагму, сопротивление которой рассчитывается по необходимому расходу.

Горизонтальные кожухотрубчатые конденсаторы имеют широкое применение, особенно в установках средней и крупной производительности.

Схема теплообменного аппарата приведена на рисунке 1.1. горизонтальный, двухходовой по конденсату пара и воды на ХВО. Движение потоков в охладителе применяется противоточное. Конденсата движется в межтрубном пространстве, вода на ХВО-в трубном.

Горячий агент (конденсат) поступает в обечайку (1) через входной патрубок (9) и заполняет межтрубное пространство. Выводится конденсата через выходной патрубок(10).Вода на ХВО входит в водяную камеру (4) через входной патрубок (7), проходит по теплообменным трубкам (3), совершает поворот и возвращается обратно в водяную камеру и выводится через выходной патрубок (8).Необходимое число ходов в аппарате создаётся за счёт перегородки в водяной камере (6) и перегородки в межтрубном пространстве (5).

**2. Расчет недостающих параметров в аппарате**

Определяем теплофизические свойства теплоносителей по их средним температурам.

Средняя температура греющего теплоносителя:

;

где  oC находим по таблице 12 [1] при Р=0,4 МПа;

 oC,

 oC.

Средняя температура нагреваемого теплоносителя:

;

где  oC;

 oC,

 oC.

По таблице 11 [1] определяем теплофизические свойства теплоносителей и сводим их в таблицу 1.

Таблица 1. Теплофизические свойства теплоносителей

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Средняя температура, t, oC | Плотность, ρ, кг/м3 | Теплоемкость, Cp, кДж/(кг K) | Коэффициент теплопроводности, λ102, Вт/(мК) | Коэффициент кинематической вязкости, ν106, м2/с | Число Прандтля, Pr |
| Греющий теплоноситель | 106,81 | 953,96 | 4, 229 | 68,4 | 0,28 | 1,66 |
| Нагреваемый теплоноситель | 20 | 998,2 | 4,183 | 59,9 | 1,006 | 7,02 |

Недостающие параметры определяем из уравнения теплового баланса:

,

где Q – тепловая нагрузка аппарата (тепловая производительность), кВт;

G1 - расход греющего теплоносителя (конденсат пара), кг/с;

G2 – расход нагреваемого теплоносителя (вода на ХВО), кг/с;

, - теплоемкости греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно, взятые по средним температурам, кДж/(кг K);

, - температуры на входе и выходе из аппарата греющего теплоносителя соответственно, oC;

,- температуры на входе и выходе из аппарата нагреваемого теплоносителя соответственно, oC;

- коэффициент удержания теплоты изоляцией;

так как теплоносители не изменяют своё агрегатное состояние, то уравнение теплового баланса оставляем в вышеприведенной форме. Определяем тепловую нагрузку аппарата, используя правую часть уравнения теплового баланса:

,

где ,

,

 oC,

 oC,

 принимаем равным 0,98,

.

Определяем расход греющего теплоносителя, используя левую часть уравнения теплового баланса:

,

где,

,

 oC,

 oC,

Определяем среднелогарифмическую разность температур:

,

где - наибольшая и наименьшая разница температур.

 oC

 oC

из этих двух значений выбираем наибольшее и наименьшее

 oC

 oC

 oC

Определяем температуру стенки

,

 oC

по этой температуре определяем Prст=2,851 по таблице 11 [1].

**3. Сравнение поверхностей теплообмена по энергетическим характеристикам**

Необходимо выбрать оптимальную поверхность теплообмена из гладких труб (; ) и труб с кольцевыми выступами (d/D=0,94; t/D=0,5 ст. 375 [2]).

Рисунок 2. Труба с кольцевыми выступами и гладкая труба

Расчет теплообменника с гладкими трубами.

Принимаем скорость нагреваемого теплоносителя , равной 2 м/с.

Необходимое сечение канала можно определить из уравнения сплошности:

,

где *G*2 – расход греющего теплоносителя, кг/с;

-принятая скорость нагреваемого теплоносителя, м/с;

- плотность греющего теплоносителя, взятая по средней температуре, oC.

Тогда необходимое сечение канала будет:

,

где *G*2=121,5 кг/с;

м/с;

кг/м3

м2.

Определяем приблизительное число труб в одном ходу:

,

где м2;

м, внутренний диаметр труб.

шт.

Найдем общее число трубок:

,

где число ходов в аппарате.

шт.

Т.к. аппарат водоводяной то выбираем компоновку по концентрическим окружностям.

Точное число трубок определяем исходя из табл. 23.1 [6] шт.

Окончательное число труб принимаем:

,

где шт., количество трубок на диаметре, которое вычитается за счет перегородки.

шт.

Определяем приблизительный внутренний диаметр обечайки:

,

где S шаг разбивки труб в трубной решетке, т. к. трубы крепятся в решетке развальцовкой то

мм

коэффициент заполнения площади трубной решетки трубами (зависит от числа ходов по трубному пространству), т. к. то .

мм

Конечно диаметр принимаем по табл. 15.1 [6] Dвн=650 мм.

Далее уточняем скорость нагреваемого теплоносителя:

,

где количество труб в одном ходу

,

шт.

м/с.

Определяем площадь межтрубного сечения для греющего теплоносителя:

,

где мм толщина перегородки в межтрубном пространстве, принятая конструктивно.

м2.

Определяем скорость греющего теплоносителя в межтрубном пространстве:

,

 м/с.

Определяем смоченный периметр по греющему теплоносителю:

,

мм.

Определяем эквивалентный диаметр по греющему теплоносителя:

,

мм.

В результате перерасчета задаемся другой температурой стенки  oC по этой температуре определяем Prст=3,848 по таблице 11 [1].

Определим число Рейнольдса для нагреваемого теплоносителя:

,

.

Определим число Рейнольдса для греющего теплоносителя:

,

.

Определим числа Нуссельта для греющего и нагреваемого теплоносителей по формуле Михеева, так как режим течения турбулентный :

,

где - число Прандтля, принимается по таблице 1;

;

.

Определим коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Определим коэффициент теплоотдачи для нагреваемого теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Проверяем температуру стенки:

,

oC.

Полученная температура незначительно отличается от предварительно принятой.

Определим коэффициент теплопередачи:

,

где Вт/(мК) коэффициент теплопроводности трубки по табл. 7 [1],

м, толщина стенки трубки,

коэффициент загрязнения.

 Вт/(м2К).

Определим расчетную поверхность теплообмена аппарата;

,

м2.

Определим активную длину трубок:

,

где средний диаметр,

м.

м.

Определим конструктивность аппарата:

,

 условие соблюдается.

Принимаем скорость нагреваемого теплоносителя , равной 1 м/с.

Необходимое сечение канала можно определить из уравнения сплошности:

,

где *G*2 – расход греющего теплоносителя, кг/с;

-принятая скорость нагреваемого теплоносителя, м/с;

- плотность греющего теплоносителя, взятая по средней температуре, oC.

Тогда необходимое сечение канала будет:

,

где *G*2=121,5 кг/с;

м/с;

кг/м3

м2.

Определяем приблизительное число труб в одном ходу:

,

где м2;

м, внутренний диаметр труб.

шт.

Найдем общее число трубок:

,

где число ходов в аппарате.

шт.

Т.к. аппарат водоводяной то выбираем компоновку по концентрическим окружностям.

Точное число трубок определяем исходя из табл. 23.1 [6] шт.

Окончательное число труб принимаем:

,

где шт., количество трубок на диаметре, которое вычитается за счет перегородки.

шт.

Определяем приблизительный внутренний диаметр обечайки:

,

где S шаг разбивки труб в трубной решетке, т. к. трубы крепятся в решетке развальцовкой то

мм

коэффициент заполнения площади трубной решетки трубами (зависит от числа ходов по трубному пространству), т.к. то .

мм

Конечно диаметр принимаем по табл. 15.1 [6] Dвн=900 мм.

Далее уточняем скорость нагреваемого теплоносителя:

,

где количество труб в одном ходу

,

шт.

м/с.

Определяем площадь межтрубного сечения для греющего теплоносителя:

,

где мм толщина перегородки в межтрубном пространстве, принятая конструктивно.

м2.

Определяем скорость греющего теплоносителя в межтрубном пространстве:

,

 м/с.

Определяем смоченный периметр по греющему теплоносителю:

,

мм.

Определяем эквивалентный диаметр по греющему теплоносителя:

,

мм.

Определим число Рейнольдса для нагреваемого теплоносителя:

,

.

Определим число Рейнольдса для греющего теплоносителя:

,

.

Определим числа Нуссельта для греющего и нагреваемого теплоносителей по формуле Михеева, так как режим течения турбулентный :

,

где - число Прандтля, принимается по таблице 1;

;

.

Определим коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Определим коэффициент теплоотдачи для нагреваемого теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Проверяем температуру стенки:

,

oC.

Полученная температура незначительно отличается от предварительно принятой.

Определим коэффициент теплопередачи:

,

гдеВт/(мК)) коэффициент теплопроводности трубки по табл. 7 [1],

м, толщина стенки трубки.

коэффициент загрязнения

Вт/(м2К).

Определим расчетную поверхность теплообмена аппарата;

,

м2.

Определим активную длину трубок:

,

где средний диаметр,

м.

м.

Определим конструктивность аппарата:

,

 условие соблюдается.

Гидравлический расчет для гладких труб.

Для скорости нагреваемого теплоносителя , равной 1 м/с:

Определим полную длину трубок:

,

где м толщина трубной решетки принятая конструктивно.

м высота выступа трубок принятая конструктивно.

м.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по трубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по трубному пространству:

,

где количество ходов по трубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по трубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений, где

ξвх – коэффициент местного сопротивления при входе потока в камеру,

принимаем ξвх=1,5;

ξвых – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из камеры, принимаем ξвых=1,5;

ξп – коэффициент местного сопротивления при повороте потока на 180°, принимаем ξп=2,5;

ξвх.тр – коэффициент местного сопротивления при входе потока в трубки, принимаем ξвх=0,5;

ξвых.тр – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из трубок, принимаем ξвых=1,0;

Па.

Определим потерю давления по трубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения воды по трубному пространству:

,

Вт.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по межтрубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по межтрубному пространству:

,

где количество ходов по межтрубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по межтрубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений

Па.

Определим потерю давления по межтрубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения конденсата по межтрубному пространству:

,

Вт.

Для скорости нагреваемого теплоносителя , равной 2 м/с:

Определим полную длину трубок:

,

где м толщина трубной решетки принятая конструктивно.

м высота выступа трубок принятая конструктивно.

м.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по трубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по трубному пространству:

,

где количество ходов по трубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по трубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений, где

ξвх – коэффициент местного сопротивления при входе потока в камеру, принимаем ξвх=1,5;

ξвых – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из камеры, принимаем ξвых=1,5;

ξп – коэффициент местного сопротивления при повороте потока на 180°, принимаем ξп=2,5;

ξвх.тр – коэффициент местного сопротивления при входе потока в трубки, принимаем ξвх=0,5;

ξвых.тр – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из трубок, принимаем ξвых=1,0;

Па.

Определим потерю давления по трубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения воды по трубному пространству:

,

Вт.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по межтрубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по межтрубному пространству:

,

где количество ходов по межтрубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по межтрубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений

Па.

Определим потерю давления по межтрубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения конденсата по межтрубному пространству:

,

Вт.

Расчет теплообменника с кольцевыми выступами.

Принимаем скорость нагреваемого теплоносителя , равной 2 м/с (т.к. мы задаемся той же скоростью то расчеты до определения чисел Нуссельта такие же как и для гладких труб).

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи (для капельных жидкостей) при d/D=0,935 и t/D=0,5 используется уравнение подобия для критерия Нуссельта следующего вида (формула 6.33 [2]):

,

где .

В результате перерасчета задаемся другой температурой стенки  oC по этой температуре определяем Prст=4,865 по таблице 11 [1].

Определим число Нуссельта для нагреваемого теплоносителя:

,

.

Определим число Нуссельта для греющего теплоносителя по формуле Михеева, так как режим течения турбулентный :

,

.

Определим коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Определим коэффициент теплоотдачи для нагреваемого теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Проверяем температуру стенки:

,

oC.

Полученная температура незначительно отличается от предварительно принятой.

Определим коэффициент теплопередачи:

,

гдеВт/(мК) теплопроводность латуни,

м

коэффициент загрязнения.

Вт/(м2К).

Определим расчетную поверхность теплообмена аппарата;

,

м2.

Определим активную длину трубок:

,

где средний диаметр,

м.

м.

Определим конструктивность аппарата:

,

 условие соблюдается.

Принимаем скорость нагреваемого теплоносителя , равной 1 м/с (т.к. мы задаемся той же скоростью то расчеты до определения чисел Нуссельта такие же как и для гладких труб).

Определим число Нуссельта для нагреваемого теплоносителя:

,

.

Определим число Нуссельта для греющего теплоносителя по формуле Михеева, так как режим течения турбулентный :

,

.

Определим коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Определим коэффициент теплоотдачи для нагреваемого теплоносителя:

,

Вт/(м2К).

Проверяем температуру стенки:

,

oC.

Полученная температура незначительно отличается от предварительно принятой.

Определим коэффициент теплопередачи:

,

где Вт/(мК) теплопроводность латуни,

м

коэффициент загрязнения.

 Вт/(м2К).

Определим расчетную поверхность теплообмена аппарата;

,

м2.

Определим активную длину трубок:

,

где средний диаметр,

м.

м.

Определим конструктивность аппарата:

,

 условие соблюдается.

Гидравлический расчет для кольцевых выступов.

Для скорости нагреваемого теплоносителя , равной 1 м/с:

Определим полную длину трубок:

,

где м толщина трубной решетки принятая конструктивно.

м высота выступа трубок принятая конструктивно.

м.

Коэффициент трения вычисляем по формуле 6.35 [2]:

,

где

.

Определим потери давления на трение по трубному пространству:

,

где количество ходов по трубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по трубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений, где

ξвх – коэффициент местного сопротивления при входе потока в камеру, принимаем ξвх=1,5;

ξвых – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из камеры, принимаем ξвых=1,5;

ξп – коэффициент местного сопротивления при повороте потока на 180°, принимаем ξп=2,5;

ξвх.тр – коэффициент местного сопротивления при входе потока в трубки, принимаем ξвх=0,5;

ξвых.тр – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из трубок, принимаем ξвых=1,0;

Па.

Определим потерю давления по трубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения воды по трубному пространству:

,

Вт.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по межтрубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по межтрубному пространству:

,

где количество ходов по межтрубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по межтрубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений

Па.

Определим потерю давления по межтрубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения конденсата по межтрубному пространству:

,

Вт.

Для скорости нагреваемого теплоносителя , равной 2 м/с:

Определим полную длину трубок:

,

где м толщина трубной решетки принятая конструктивно.

м высота выступа трубок принятая конструктивно.

м.

Коэффициент трения вычисляем по формуле 6.35 [2]:

,

где

Определим потери давления на трение по трубному пространству:

,

где количество ходов по трубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по трубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений, где

ξвх – коэффициент местного сопротивления при входе потока в камеру, принимаем ξвх=1,5;

ξвых – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из камеры, принимаем ξвых=1,5;

ξп – коэффициент местного сопротивления при повороте потока на 180°, принимаем ξп=2,5;

ξвх.тр – коэффициент местного сопротивления при входе потока в трубки, принимаем ξвх=0,5;

ξвых.тр – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из трубок, принимаем ξвых=1,0;

Па.

Определим потерю давления по трубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения воды по трубному пространству:

,

Вт.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по межтрубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по межтрубному пространству:

,

где количество ходов по межтрубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по межтрубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений

Па.

Определим потерю давления по межтрубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения конденсата по межтрубному пространству:

,

Вт.

Сравнение поверхностей теплобмена по энергетической эффективности.

Для гладких труб при скорости м/с:

Определим удельные затраты мощности на прокачку:

,

где суммарная мощность на прокачку обоих теплоносителей

Вт

Вт/м2К.

Определим коэффициент энергетической эффективности:

,

Для гладких труб при скорости м/с:

Определим удельные затраты мощности на прокачку:

,

где суммарная мощность на прокачку обоих теплоносителей

Вт

Вт/м2К.

Определим коэффициент энергетической эффективности:

,

Т.к. графики строим в логарифмических координатах то:

Для труб с кольцевыми выступами при скорости м/с:

Определим удельные затраты мощности на прокачку:

,

где суммарная мощность на прокачку обоих теплоносителей

Вт

Вт/м2К.

Определим коэффициент энергетической эффективности:

,

Для труб с кольцевыми выступами при скорости м/с:

Определим удельные затраты мощности на прокачку:

,

где суммарная мощность на прокачку обоих теплоносителей

Вт

Вт/м2К.

Определим коэффициент энергетической эффективности:

,

Т.к. графики строим в логарифмических координатах то:

По результатам расчетов приведенных выше, в логарифмических координатах строим графики зависимости для гладких труб и труб с кольцевыми выступами.

Из этого графика нельзя точно судить о том, какие трубки эффективнее т.к. линии практически сливаются, поэтому проведем сравнение по другим характеристикам.

Сравнение поверхностей теплообмена по габаритной характеристике.

Для гладких труб при скорости м/с:

Определим коэффициент компактности:

,

где объем

м3.

м2/м3.

Для гладких труб при скорости м/с:

Определим коэффициент компактности:

,

где объем

м3.

м2/м3.

Для труб с кольцевыми выступами при скорости м/с:

Определим коэффициент компактности:

,

где объем

м3.

м2/м3.

Для труб с кольцевыми выступами при скорости м/с:

Определим коэффициент компактности:

,

где объем

м3.

м2/м3.

Найдем отношение для гладких трубок при скорости м/с:

;

Теперь найдем логарифм от этого соотношения:

Найдем отношение для гладких трубок при скорости м/с:

;

Теперь найдем логарифм от этого соотношения:

Найдем отношение для трубок с кольцевыми выступами при скорости м/с:

;

Теперь найдем логарифм от этого соотношения:

Найдем отношение для трубок с кольцевыми выступами при скорости м/с:

;

Теперь найдем логарифм от этого соотношения:

По результатам расчетов приведенных выше, в логарифмических координатах строим графики зависимости для гладких труб и труб с кольцевыми выступами.

Определим на сколько гладкие трубки эффективнее трубок с кольцевыми выступами:

 проекция на ось абсцисс для гладких трубок.

 проекция на ось абсцисс для трубок с кольцевыми выступами.

100%

100%=12,9%.

Гладкие трубки выгоднее.

4. Тепловой расчет аппарата

Принимаем скорость нагреваемого теплоносителя , равной 1,5 м/с.

Необходимое сечение канала можно определить из уравнения сплошности:

,

где *G*2 – расход греющего теплоносителя, кг/с;

-принятая скорость нагреваемого теплоносителя, м/с;

- плотность греющего теплоносителя, взятая по средней температуре, oC.

Тогда необходимое сечение канала будет:

,

где *G*2=121,5 кг/с;

м/с;

кг/м3

м2.

Определяем приблизительное число труб в одном ходу:

,

где м2;

м, внутренний диаметр труб.

шт.

Найдем общее число трубок:

,

где число ходов в аппарате.

шт.

Т.к. аппарат водоводяной то выбираем компоновку по концентрическим окружностям.

Точное число трубок определяем исходя из табл. 23.1 [6] шт.

Окончательное число труб принимаем:

,

где шт., количество трубок на диаметре, которое вычитается за счет перегородки.

шт.

данные расчеты подтверждает компоновка приложение 1.

Определяем приблизительный внутренний диаметр обечайки:

,

где S шаг разбивки труб в трубной решетке, т. к. трубы крепятся в решетке развальцовкой то

мм

коэффициент заполнения площади трубной решетки трубами (зависит от числа ходов по трубному пространству), т. к. то .

мм

Конечно диаметр принимаем по табл. 15.1 [6] Dвн=800 мм.

Далее уточняем скорость нагреваемого теплоносителя:

,

где количество труб в одном ходу

,

шт.

 м/с.

Определяем площадь межтрубного сечения для греющего теплоносителя:

,

где мм толщина перегородки в межтрубном пространстве, принятая конструктивно.

 м2.

Определяем скорость греющего теплоносителя в межтрубном пространстве:

,

 м/с.

Определяем смоченный периметр по греющему теплоносителю:

,

 мм.

Определяем эквивалентный диаметр по греющему теплоносителя:

,

 мм.

В результате перерасчета задаемся другой температурой стенки  oC по этой температуре определяем Prст=3,848 по таблице 11 [1].

Определим число Рейнольдса для нагреваемого теплоносителя:

,

.

Определим число Рейнольдса для греющего теплоносителя:

,

.

Определим числа Нуссельта для греющего и нагреваемого теплоносителей по формуле Михеева, так как режим течения турбулентный :

,

где - число Прандтля, принимается по таблице 1;

;

.

Определим коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя:

,

Вт / (м2К).

Определим коэффициент теплоотдачи для нагреваемого теплоносителя:

,

 Вт/(м2К).

Проверяем температуру стенки:

,

oC.

Полученная температура незначительно отличается от предварительно принятой.

Определим коэффициент теплопередачи:

,

где Вт/(мК) коэффициент теплопроводности трубки по табл. 7 [1],

м, толщина стенки трубки,

коэффициент загрязнения.

Вт/(м2К).

Определим расчетную поверхность теплообмена аппарата;

,

м2.

Определим активную длину трубок:

,

где средний диаметр,

м.

м.

Определим конструктивность аппарата:

,

 условие соблюдается.

**5. Конструктивный расчет аппарата**

Гидравлический расчет патрубков.

Определим внутренний диаметр патрубков.

Для определения внутреннего расчетного диаметра патрубка воспользуемся уравнением неразрывности (сплошности) потока:

,

где площадь поперечного сечения патрубка, по которому движется теплоноситель, м2;

 плотность теплоносителя в патрубке, кг/м3;

м/с скорость теплоносителя в патрубке.

Тогда площадь внутреннего поперечного сечения патрубка находим по формуле:

,

Внутренний диаметр патрубка определим по формуле:

,

Определим диаметр патрубка для греющего теплоносителя (если теплоноситель не меняет свое агрегатное состояние, то диаметры труб на входе и выходе равны):

м.

Расчётный диаметр патрубка округляем до ближайшего стандартного значения. Принимаем трубы стальные прямошевные для прямых участков трубопроводов по табл. 20.9 [6]. Условный диаметр dу = 200 мм; наружный диаметр dн = 219 мм; толщина стенки трубы S = 6 мм, материал сталь 10Г2.

Определим диаметр патрубка для нагреваемого теплоносителя (если теплоноситель не меняет свое агрегатное состояние, то диаметры труб на входе и выходе равны):

м.

Расчётный диаметр патрубка округляем до ближайшего стандартного значения. Принимаем трубы стальные прямошевные для прямых участков трубопроводов по табл. 20.9 [6]. Условный диаметр dу = 300 мм; наружный диаметр dн = 325 мм; толщина стенки трубы S = 8 мм, материал стальВСт3.

Подбор фланцев.

Стандартные фланцы принимаются по условному диаметру dy и давлению, и их размеры представлены в таблице 5.1. Патрубок с присоединенным к нему фланцем показан на рис. 5.1.

Размеры фланца выбираются по табл. 20.9 [6] (Тип а).

Таблица 5.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Фланцы | Dу,мм | Dн,мм | D,мм | D1,мм | Dб,мм | dб,мм | h,мм | числоболтов,шт. |
| Для патрубка конденсата пара | 200 | 219 | 290 | 232 | 255 | M16 | 22 | 8 |
| Для патрубка воды на ХВО | 300 | 325 | 435 | 365 | 395 | M20 | 24 | 12 |

Рис. 5.1. Фланец плоский приварной

Определение вылетов фланцевых штуцеров.

Каждый патрубок в зависимости от его размера имеет определённую длину вылета, которую назначаем по табл. 25.1 [6].

Для патрубка конденсата пара: l = 130 мм.

Для патрубка воды на ХВО: l = 140 мм.

Крепление труб в трубной решетке**.**

Соединение труб с трубной решеткой производим способом развальцовки с отбортовкой. Схема крепления труб в трубной решетке представлена на рис. 5.2.

Рис. 5.2. Развальцовка с отбортовкой труб в трубной решётке.

lв – высота вальцовки;

S-толщина трубной решётки;

hв–высота выступа;

dо–диаметр отверстия под трубку в решётке;

dн–наружный диаметр трубки;

В результате вальцевания вследствие осевого усилия, прикладываемого к, концу трубки специальным инструментом, происходит радиальная пластическая раздача трубки до прочноплотного соединения с решёткой. Отбортовка обеспечивает большую прочность по сравнению с простой развальцовкой, а, кроме того, обеспечивает плавный вход жидкости в трубки, в результате чего гидравлическое сопротивление уменьшается. Вальцевание бывает ручным и автоматическим.

Проверка патрубков на прочность.

Условие прочности:

Sприн>Sисп,

где Sприн – принятая толщина патрубка, мм;

Sисп – исполнительная толщина стенки штуцера, мм, определяемая по формуле:

Sисп=Sр+С, мм

где Sp – расчетная толщина стенки штуцера, определяемая по формуле:

,

С – прибавка к расчетной толщине штуцера, определяемая по формуле:

С = C1 + С2=1+3 =4 мм.

,

где τ – время эксплуатации теплообменника, лет; τ = 10 лет;

υк – скорость коррозии, мм/год, υк = 0,3 мм/год;

мм

Патрубок для конденсата пара.

При температуре °С, 154,76 МПа из табл1.3 [7], тогда

, мм

Выбираем стандартную толщину листа из справочника [4] табл. 2.22:

Sисп=0,3+4=4,3 мм.

Т.к. Sприн = 6 мм, то Sисп < Sприн – условие прочности выполняется.

=S– ()=6–4,3=1,7 мм

Патрубок для конденсата пара.

При температуре °С, 138,88 МПа из табл1.3 [7], тогда

, мм

Sисп=0,7+4=4,7 мм.

Т.к. Sприн = 8 мм, то Sисп < Sприн – условие прочности выполняется.

=S– ()=8–4,7=3,3 мм.

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки.

Расчет допускаемых напряжений.

Для изготовления обечайки теплообменника выбираем сталь 10Г2 ГОСТ 1050–74.

Допускаемое напряжение [σ], МПа вычисляем по формуле:

, МПа

где σ\* – нормативное допускаемое напряжение, МПа; при расчетной температуре

tH = 143,62 σ\* = 154,76 МПа, по табл. 1.3. [7];

η – поправочный коэффициент; η= 1;

[σ] = 154,76\*1 =154,76 МПа.

Расчет толщины стенки обечайки.

Расчет выполняем по формуле:

,

где Sp – расчетная толщина стенки обечайки, мм;

Рр – расчетное давление, МПа; Рр = P1= 0,4 МПа;

DBH – внутренний диаметр обечайки, мм; DВН = 800 мм;

ϕ – коэффициент прочности сварных соединений; ϕ = I.;

мм.

Исполнительную толщину стенки обечайки определяем по формуле:

S = Sp + С, мм

где С – прибавка к расчетной толщине стенки, м, вычисляемая по формуле:

, мм

где C1 – прибавка для компенсации минусовых допусков на толщину листа, мм; С1 = 1 мм; С2=3 мм; =1,03+1+3=5,03 мм

Выбираем стандартную толщину листа из справочника [4] табл. 2.22: S=8 мм.

Расчет толщины стенки цилиндрической части водяной камеры

Используем сталь 10Г2 ГОСТ 1050–74

t = 35 °С 138,875 МПа Рраб=Р2=0,6МПа

 мм

S==1,73+1+3+0,7=5,73 мм

Выбираем стандартную толщину листа из справочника [4] табл. 2.22:

S=8 мм. Длину выбираем исходя из формулы:

,

где ширина укрепляемой зоны

мм

мм.

Расчет фланцев для обечайки

В качестве фланца проектируемого аппарата выбираем фланец плоский приварной. Материал фланца: сталь 20. Базовые размеры выбранных фланцев сведены в таблицы 5.2 Эскиз фланцев для аппаратов с указанием базовых размеров представлен на рисунке 5.2

Таблица 5.2 Базовые размеры плоского приварного фланца для аппарата

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Dвн, мм | D, мм | DБ, мм | D1, мм | dБ, мм | z, штук | h, мм |
| 800 | 930 | 880 | 850 | М20 | 24 | 28 |


### Рис. 5.3. Эскиз плоского приварного фланца для аппарата

Расчет толщин днищ и крышек цилиндра теплообменного аппарата.

Наиболее распространенным типом днищ в сварных аппаратрах является эллиптический тип днищ. Как правило, такие днища имеют отбортовку на цилиндр.

Выбираем эллиптические днища табл. 16.1 [6], эскиз которых представлен на рис. 5.3.

Рис. 5.4. Эллиптическое днище.

Расчетную толщину эллиптических отбортованных днищ, определяем по формуле:

, мм

где - рабочее давление, МПа;

R – радиус кривизны в вершине днища, мм; R = DBH

[σ] – допускаемое напряжение для материала днища при его рабочей температуре

[σ] = 138,88 МПа;

мм.

Выбираем стандартную толщину днища: S=8 мм.

Высоту выпуклой части крышки hв, м находим по формуле:

Hв = 0,25 Dвн = 0,25⋅800=200 мм.

Таблица 5.3.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Днище | DBH | hв, мм | h, мм | Fв, м2 | V\*103, м3 | D, мм | m, кг | S, мм |
| Верхнее | 800 | 200 | 25 | 0,76 | 79,6 | 988 | 48,5 | 8 |
| Нижнее | 800 | 200 | 25 | 0,76 | 79,6 | 988 | 48,5 | 8 |

Укрепление отверстий.

В обечайках, днищах, крышках цилиндрических аппаратов вырезаются отверстия под патрубки, штуцеры и другие элементы. В результате механическая прочность стенок оболочки аппарата уменьшается. Если отверстие не укреплено, то под влиянием внутреннего избыточного давления на краю отверстия возникают местные напряжения, достигающие значительной величины.

Чтобы скомпенсировать потерю прочности, существуют 2 принципиальных способа:

1. Повышение толщины стенки всей оболочки аппарата.

2. Повышение толщины оболочки только в некоторой зоне, расположенной вокруг отверстия. Последний способ более целесообразен, так как требует меньших затрат металла. Нормы и методы расчета на прочность, укрепление отверстий установлены ГОСТ 24755–81.

В данном случае для укрепления отверстий используем укрепляющие кольца.

Рис. 5.5. Отверстие, укрепленное с помощью кольца.

В этой схеме (на рис. 5.4) толщина укрепляющего кольца примерно равна толщине оболочки. Кольцо имеет сигнальное отверстие резьбой М10, которое предназначено для испытания сварочных швов на плотность. В это отверстие с резьбой при испытании подводится воздух давлением 0,6 МПа.

Прежде чем укреплять отверстие, нужно убедится в необходимости этой операции, для этого предварительно вычисляем наибольший диаметр одиночного отверстия в цилиндрическом корпусе, не требующего дополнительного укрепления.

где S - исполнительная толщина укрепляемого элемента, мм;

Sр=S - c-расчетная толщина оболочки, мм;

DR - расчетный диаметр оболочки, для оболочки DR=Dв,

c2 - прибавка на коррозию;

Для обечайки:

мм

Если , то отверстия можно не уплотнять.

Если диаметр штуцера больше предельного диаметра отверстия, то такое отверстие должно быть укреплено. Условие достаточности укрепления отверстий за счет толщины стенки штуцера определяется по формуле:

,

где Sp-расчетная толщина оболочки;

dв.шт. -внутренний диаметр штуцера, мм;

 – длина штуцера, мм;

 – расчетная толщина стенки штуцера, мм;

-исполнительная толщина стенки штуцера, мм;

c2 - прибавка на коррозию, мм;

c3 - прибавка для округления расчетной толщины штуцера до размера по сортаменту, мм;

В случае выполнения этого неравенства отверстие не требует укрепления дополнительными элементами.

Из расчетов следует, что отверстия нужно укреплять.

Диаметр укрепляющего кольца находится по формуле:

,

где dн.шт. - наружный диаметр штуцера, м;

Рассчитаем диаметр укрепляющего кольца для патрубков конденсата пара:

м.

Действительную толщину укрепляющего кольца определяют из неравенства:

,

где SK-толщина укрепляющего кольца, мм;

DK-наружный диаметр кольца, мм;

d – диаметр укрепляемого отверстия, мм;

S-исполнительная толщина оболочки (обечайки), мм;

d0пред- предельный допускаемый диаметр, мм;

Из этого неравенства следует:

Таким образом, для патрубков конденсата пара:

мм

Исполнительную толщину кольца принимаем 8 мм.

Рассчитаем диаметр укрепляющего кольца для патрубков воды на ХВО:

м.

Действительную толщину укрепляющего кольца определяют из неравенства:

,

где SK - толщина укрепляющего кольца, мм;

DK - наружный диаметр кольца, мм;

d – диаметр укрепляемого отверстия, мм;

S - исполнительная толщина оболочки (обечайки), мм;

d0пред- предельный допускаемый диаметр, мм;

Из этого неравенства следует:

Таким образом, для патрубков воды на ХВО:

мм

Исполнительную толщину кольца принимаем 8 мм.

Расчет трубной решетки

Трубная решетка (трубная доска) предназначена для прочного и плотного крепления в ней теплообменных трубок с целью разграничения пространства с греющей и нагреваемой средами, то есть разграничения трубного и межтрубного пространства. Крепление трубок в решетке и толщина трубной решетки должны удовлетворять условиям прочности и гидравлической плотности.

Толщину трубной решетки определяем:

,

где средний диаметр под прокладку,

мм

 – допускаемое напряжение для материала решетки;

C=4 мм – прибавка к расчетной высоте;

 коэффициент ослабления трубной решетки отверстиями под трубки;

 диаметр отверстия под трубку;

м,

м.

м

Дополнительные условия проверки прочности трубной решетки.

Условие прочности безтрубной зоны:

где dE – максимальный диаметр окружности, вписанной в безтрубную зону решетки меж ду обечайкой и трубками, м; принимаем по компоновке De = 10 мм;

Рт – давление в трубном пространстве, МПа; Рт = 0,6 МПа;

Рм – давление в межтрубном пространстве, МПа; Рм = 0,4МПа;

- допускаемое напряжение для материала решетки, МПа; =154,76МПа;

м

S≥0,00418 м.

Толщина трубной решетки в сечении уплотнительной канавки должна быть не менее:

где (S – С) – расчетная толщина трубной решетки, м; (S – С) = 26 мм;

tp – шаг разбивки трубной решетки tp = 31,4 мм;

tп – расстояние между ближайшими рядами труб, принимаем по компоновке tп = 62,5 мм

bп – ширина паза в трубной решетке; bn = 10 мм;

do – диаметр отверстия под трубки в трубной решетке.

φр – коэффициент прочности трубной решетки,

мм.

Минимальная толщина трубной решетки, обеспечивающая надежность вальцовки труб:

где lВ – высота вальцовки, м;

[q] – допускаемая нагрузка, приходящаяся на единицу условной поверхности развальцовки и зависящая от способа развальцовки, МПа; для развальцовки с отбортовкой [q] = 30 МПа;

NT – продольная сила, действующая в месте закрепления трубы в решетке, МН.

Так как рассчитываемый аппарат является аппаратом нежесткого типа, осевое усилие вычисляется по формуле:

Где Р=0,4 МПа – давление в межтрубном пространстве

 мм

Минимальная толщина решетки под кольцевую прокладку.

,

где Dс.п. - средний диаметр прокладки, м;

допускаемое напряжение для материала решетки, МПа;

Dв - внутрений диаметр обечайки;

 (м)

Условие выполняется.

Дополнительное условие:

мм

Все условия выполняются.

Расчет теплообменных трубок на прочность.

Расчетные напряжения в осевом направлении σ1т, МПа, в трубах составляют:

,

где *ST –* толщина стенки трубки, *м*.

.

Расчетные напряжения в окружном направлении σ2т, МПа, в трубах составляют:

,

.

Условие статической прочности труб:

,

где [σ]Т *–* допускаемое напряжение для материала трубки, МПа, принимаем [σ]Т*=*230МПа.

.

Таким образом, условие статической прочности труб выполняется.

Расчет прокладочной обтюрации

Обтюрация достигается сжатием с определенной силой, обеспечивающей герметичность уплотняемых поверхностей непосредственно друг с другом или посредством расположенных между ними прокладок из более мягкого материала.

Для герметичности соединения обечайки с жидкостными крышками используем прокладки типа 1. Тип обтюрации – I-А. Обтюрация типа I-А изображена на рисунке 13.1. Расчетная сила осевого сжатия для прокладок типа I определяется по формуле:

,

где *Dсп –* средний диаметр прокладки, *м*;

*P –* расчетное давление среды, воздействующей на фланцевое соединение, *МПа,*

*K –* коэффициент, зависящий от материала прокладки и ее конструкции, для паронита *K=2,5*;

*bэкв –* эффективная ширина уплотнения, *м*

,

*b –* ширина прокладки, *м*

.

.

.

МН.

Выбор линзового компенсатора.

Рисунок 5.7. Сварной линзовый компенсатор из двух штампованных полулинз

По давлению в межтрубном пространстве и наружному диаметру выбираем линзовый компенсатор по таблице 24.1 [6]. Таблица 2. Основные размеры линзового компенсатора.

Таблица 5.4

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Dу** | **Dн** | **l** | **l1** | **D** | **s** |
| **мм** |
| 800 | 805 | 140 | 70 | 955 | 2,5 |

По конструктивным соображениям число линз принимаем

Расчет опор.

Установка аппаратов на фундаменты или на специальные несущие конструкции осуществляется в основном посредством опор. Непосредственно на фундаменты устанавливаются аппараты с плоским днищем. Опоры могут размещать или снизу аппарата или с боков и они жестко соединяются с аппаратом. Выбор типа опоры зависит от места установки теплообменного аппарата (в помещение или вне его), соотношения высоты к диаметру и массы аппарата.

Выбираем горизонтальную опору, так как аппарат располагается горизонтально. Чтобы избежать вмятин на стенках теплообменного аппарата и распределить усилие на большую часть площади обечайки под опорами располагаем подкладки, приваренные к обечайке.

Максимальное усилие *Gmax* определяется по формуле:

Для расчета составляющих, входящих в формулу используем известное соотношение для *i-го* элемента:

где *Vi –* объем *i-го* элемента, *м3*

*ρi –* плотность материала элемента, *кг/м3*

Для стали: *ρст*=7850 *кг/м3*

Для воды: *ρв=1000 кг/м3*

Для латуни: *ρл=8430 кг/м3*

Усилие от обечайки *Go* определяем по следующей формуле:

где  *Dн –* наружный диаметр обечайки, *м*

*Dвн –* внутренний диаметр обечайки, *м*

*l –* длина обечайки, *м*

g=9,81 м2/с

Dн=0,816 м

Dвн=0,8 м

l=3,7 м

Усилие, действующее на опору со стороны цилиндрических частей днищ:

где lц *–* высота цилиндрической части днища, *м*

конструктивно принимаем lц=0,2 м

Усилие от эллиптических днищ:

где *mдн –* масса днища, *кг*

по таблице 16.2 [6] принимаем стандартную массу днища *mдн=49 кг*

Усилие, действующее на опоры со стороны трубных решеток:

где *Dн.р. –* наружный диаметр трубной решетки, *м*

*h –* высота трубной решетки, *м*

*dн* – наружный диаметр трубки в аппарате, *м*

Dн.р.=0,816 м

h=0,03 м

dн=0,024 м

Усилие от фланцев на обечайке:

где *hф* – высота фланца, *м*

*Dф* – наружный диаметр фланца, *м*

*Dв* – внутренний диаметр фланца, *м*

*hф=*0,028 *м*

*Dф*=0,93 *м*

*Dв*=0,8 *м*

Усилия, действующие со стороны теплообменных трубок, находятся из соотношения:

где n *–* количество трубок,

*lт* – полная длина трубки, *м*

*ρл* – плотность латуни, *кг/м3*

*dн* – наружный диаметр трубки, *м*

*dвн* – внутренний диаметр трубки, *м*

Усилие, действующее со стороны патрубков греющего теплоносителя:

где *lп.г.* – вылет патрубков греющего теплоносителя, *м*

*Dн* – наружный диаметр патрубка, *м*

*Dвн* – внутренний диаметр патрубка, *м*

Усилие, действующее со стороны патрубков греющего теплоносителя:

где *lп.г.* – вылет патрубков нагреваемого теплоносителя, *м*

*Dн* – наружный диаметр патрубка, *м*

*Dвн* – внутренний диаметр патрубка, *м*

Усилие, действующее со стороны дополнительной цилиндрической части рассчитаем аналогично обечайке:

Усилие фланцев для патрубков:

Усилие, действующее на опоры со стороны фланцев для патрубков конденсата пара: так как их два, то

 Н.

Усилие, действующее на опоры со стороны фланцев для патрубков воды на ХВО: так как их два, то

Н.

Усилие, действующее на опоры со стороны компенсирующей линзы

Н

Усилие, действующее на опоры со стороны всего аппарата:

Усилие, действующее со стороны воды, заполняющей весь аппарат:

Объем обечайки находится по формуле:

Емкость днищ определяется по формуле:

где *h –* высота цилиндрической части днища, *м*

*V\** – емкость эллиптического днища, *м3*

*h=0,02* *м*

*V\** =0,0796*м3*

Объем цилиндрической камеры обечайки находится по формуле:

Суммарный объем воды в аппарате:

Вес воды, заполняющей аппарат:

Определяем усилие, действующее на опору со стороны всего аппарата, заполненного водой:

Количество опор составляет обычно от двух до четырех и нагрузка приходящаяся на одну опору равна:

где *n –* количество опор

Принимаем количество опор в аппарате равным *п=2.*

В качестве материала лапы назначаем ВСт3

В зависимости от величины нагрузки *G* по табличным данным выбираем стандартную опорную лапу.

Ориентируясь на таблицу 14.6 [7] принимаем опору по ГОСТ 26–1265–75

Таблица 5.5. Базовые размеры опоры аппарата

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Dн, мм* | *Q, кН* | *, мм* | *, мм* | *R, мм* | *L, мм* | *A, мм* | *, мм* |
| 800 | 80 | 8 | 14 | 442 | 740 | 500 | 400 |

**6. Гидравлический расчет аппарата**

Для скорости нагреваемого теплоносителя , равной 1,5 м/с:

Определим полную длину трубок:

,

где м толщина трубной решетки.

м высота выступа трубок.

м.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по трубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по трубному пространству:

,

где количество ходов по трубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по трубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений, где

ξвх – коэффициент местного сопротивления при входе потока в камеру, принимаем ξвх=1,5;

ξвых – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из камеры, принимаем ξвых=1,5;

ξп – коэффициент местного сопротивления при повороте потока на 180°, принимаем ξп=2,5;

ξвх.тр – коэффициент местного сопротивления при входе потока в трубки, принимаем ξвх=0,5;

ξвых.тр – коэффициент местного сопротивления при выходе потока из трубок, принимаем ξвых=1,0;

Па.

Определим потерю давления по трубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения воды по трубному пространству:

,

Вт.

При турбулентном режиме движения воды коэффициент трения по межтрубному пространству находим по формуле Блазиуса:

,

.

Определим потери давления на трение по межтрубному пространству:

,

где количество ходов по межтрубному пространству.

Па.

Определим потери давления на местные сопротивления в аппарате по межтрубному пространству:

,

где сумма коэффициентов местных сопротивлений

Па.

Определим потерю давления по межтрубному пространству:

,

Па.

Определим мощность, потребляемую насосом для перемещения конденсата по межтрубному пространству:

,

Вт.

**7. Расчет тепловой изоляции**

Тепловая изоляция необходима для предотвращения потерь тепла в окружающую среду и обеспечения безопасных условий эксплуатации теплообменных аппаратов. Изоляции подлежат все аппараты, температура стенки которых больше 50°С,а также аппараты с температурой меньше 0 °С. В качестве материала теплоизоляции выбираем спененный полиуретан.

-температура пограничного слоя

где *tиз –* температура изоляции,

*tос –* температура окружающей среды, *°С*

tиз=50 °С

tос=20 °С

Тогда по таблице 9 [1] определяем

-число Прандтля

-коэффициент кинематической вязкости воздуха

-коэффициент теплопроводности

Определяем число Нуссельта:

где *Gr –* число Гросгофа,

*Pr –* число Прандтля

где *β –* коэффициент объемного расширения воздуха, *1/К*

Задаемся толщиной изоляции:

– наружный диаметр изоляции

*ν –* коэффициент кинематической вязкости воздуха, *м/с2*

Коэффициент объемного расширения воздуха находится из соотношения:

,

где *tпс* – средняя температура пограничного слоя, *°С*

Число Нуссельта также определяется по формуле:

,

Для расчета изоляции воспользуемся равенством:

где *tт* – температура наружной стенки обечайки, *°С*

Сосчитаем левую часть равенства:

Сосчитаем правую часть равенства:

Левая и правая части равенства одинаковые, следовательно выбранный диаметр изоляции нас устраивает. Тогда принимаем

Список литературы

1. Краснощеков Е.А. и Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. Изд. 2-е перераб. и доп. М. Энергия, 1969. – 264 с.

2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. – М.: Энергоиздат, 1998. – 408 с.: ил.

3. Кунтыш В.Б., Рощин С.П., Самородов А.В. Сравнение поверхностей теплообмена по энергетическим характеристикам: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2001. – 26 с.

4. Лебедев П.Д. и Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. Учеб. Пособие для энергетических вузов и факультетов. – Москва: Изд-во «Энергия», 1970. – 408 с.

5. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию/ Беляйкина И.В., Витальев В.П. и др.; Под ред. Н.И. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. - 376 с.

6. Лащинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов/ справочник. Л.: Машгиз, 1963. – 468 с.

7. Лащинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов / справочник. – Л.: Машиностроение, 1981. - 382 с.

8. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. Учеб. Пособие для студентов специальности «Промышленная энергетика» высших учебных заведений. М., «Энергия», 1970.