**Практическая работа №45**

**Тема**: «Расчет и выбор водоводяного теплообменного аппарата»

**Цель:**

1. Изучение принципов расчета водоводяных нагревателей.
2. Приобретение навыков теплового расчета водоводяных нагревателей.

**Выполнение работы:**

Задание 1: изучить теоретический материал.

Задание 2: Определить необходимую поверхность F теплопередачи водоводяного нагревателя ГВС и расход нагреваемой воды m2, если по условиям задания известен коэффициент теплопередачи k- Вт/(м2К). Теплоемкость воды cp1 = 4,19 Дж/(кгК).

Задание 3: сделать вывод о проделанной работе.

**Общие принципы расчетов теплообменных аппаратов.**

**Конструктивный расчет теплообменных аппаратов**

Конструкции теплообменных аппаратов весьма разнообразны, однако существует общая методика теплотехнических расчетов, которую можно применить для частных расчетов в зависимости от имеющихся исходных данных.

Существуют два вида теплового расчета: конструктивный (проектный) и поверочный. Конструктивный расчет выполняется при проектировании теплообменного аппарата, когда заданы теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их расходы и параметры. Целью такого расчета является определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного типа аппарата. Конструктивный расчет состоит из теплового (теплотехнического), гидравлического и механического расчетов. Цель теплового расчета определить требуемую поверхность теплообмена и подобрать стандартизованный аппарат. Расчет теплообменника состоит их двух этапов:

1) предварительный (ориентировочный) тепловой расчет, в рамках которого определяют ориентировочную поверхность теплообмена и предварительно принимают аппарат;

2) уточненный тепловой расчет проводится с целью уточнения поверхности теплообмена путем расчета параметров, характеризующих процесс теплообмена — коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи с учетом режимов движения потоков в предварительно выбранном аппарате.

Гидравлический расчет проводится с целью определения достаточности давления, создаваемого насосами (компрессорами) для преодоления сопротивлений, возникающих при движении потока через аппарат.

В механическом расчете аппарата обоснованно выбирают материалы для изготовления элементов конструкции и проводят все необходимые прочностные расчеты, подтверждающие возможность его безопасной и длительной эксплуатации при заданных параметрах работы (температура, давление) и с учетом свойств теплообменивающихся потоков.

Для выполнения конструктивного расчета необходимы следующие исходные данные:

1) тип теплообменного аппарата (кожухотрубчатый, пластинчатый, ребристый, оросительный, погружной или др.);

2) теплоносители (газ, пар или жидкость);

3) теплопроизводительность аппарата: расход одного из теплоносителей и его начальная и конечная температуры. По ходу выполнения расчета определяют: 1) физические параметры и скорости движения теплоносителей; 2) расход другого теплоносителя из уравнения теплового баланса; 3) среднюю разность температур;

4) коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи;

5) поверхность теплообмена;

6) конструктивные размеры аппарата;

7) диаметр патрубка для входа и выхода теплоносителей.

**Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей**

Теплообмен между теплоносителями существенно изменяется в зависимости от физических свойств и параметров движущихся сред, а также от гидродинамических условий движения.

Физические параметры теплоносителей зависят от температуры и определяются по справочной литературе в зависимости от выбранной средней температуры среды.

Средняя температура среды tcp, °С, приближенно определяется как среднее арифметическое начальной tн и конечной tк температур:

tср =0,5( tн+ tк )

Основными физическими параметрами рабочих сред являются плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации и др. При конструировании теплообменной аппаратуры обычно выбирают такие скорости теплоносителей, при которых коэффициенты теплоотдачи и гидравлические сопротивления были бы экономически выгодными. Выбор оптимальной скорости имеет большое значение для качественной работы теплообменного аппарата, так как увеличение скоростей теплоносителей приводит к интенсификации теплообмена (возрастают коэффициенты теплопередачи) и уменьшению поверхности нагрева, т. е. аппарат становится компактнее, однако при этом значительно возрастают гидравлические сопротивления и, естественно, увеличивается расход электроэнергии на перекачку, а также появляется опасность гидравлического удара и вибрации труб. Поэтому часто бывает необходимо произвести технико-экономический расчет для выбора наивыгоднейших скоростей теплоносителей. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения потока, т. е. числу Рейнольдса больше 104 .

Для наиболее часто применяемых диаметров труб (57, 38 и 25 мм) рекомендуются скорости жидкости 1,5…3 м/с; низший предел скорости для большинства жидкостей составляет 0,06…0,3 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая Re = 104 , не превышает 0,2…0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим.

Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости до 25 м/с, для насыщенных паров при конденсации рекомендуются скорости до 10 м/с. Рекомендуемые скорости движения теплоносителей в патрубках по данным [1] следующие:

для жидкостей 1,5…3 м/с;

для конденсата греющего пара 1…2 м/с;

для насыщенного пара 20…30 м/с;

для перегретого пара 25…60 м/с.

**Тепловые балансы теплообменных аппаратов**

Тепловой расчет начинается с определения тепловой нагрузки аппарата и расхода одного из теплоносителей. **Тепловая нагрузка** — количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя к холодному. В зависимости от заданного процесса уравнения тепловых балансов имеют различный вид.

**Для водоводяных подогревателей**. Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет охлаждения другого теплоносителя, т. е. аппарат работает без изменения агрегатного (фазового) состояния теплоносителей, то уравнения теплового баланса имеют вид:

Q прих =G1c1( t ′1− t ′′1 );

Q расх = G2c2( t ′2− t ′′2 ),

где G1 и G2 — массовые расходы теплоносителей (воздуха, газов и т. п.), не изменяющих агрегатного состояния; с1 и с2 — теплоемкости теплоносителей; t′1 , t′2 , t′′1 и t′′2 — начальные и конечные температуры теплоносителей. Уравнение теплового баланса с учетом потерь:

Qприх= Qрасх+ Qпот

где Qпот - потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду.

Из практики известно, что тепловые потери составляют обычно 2…3 % количества подведенной теплоты. Их можно учесть коэффициентом η = 0,97…0,98

G1c1 (t ′1 -t′′1) η =G 2c2(t′′2-t′2)

В этом случае расход греющего теплоносителя выразится как

G1= G 2c2(t′′2-t′2)/c1 (t ′1 -t′′1) η

Для компактных конструкций величина тепловых потерь значительно меньше и не достигает 1 %. Тепловые потери изолированных теплообменников пропорциональны их наружной поверхности и ограничены предельно допустимой температурой.

Количество теплоты, переданной от одного теплоносителя другому через разделяющую поверхность в единицу времени определяется по формуле (2):

Q=kΔtF, (2)

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м2К);

Δt – средний температурный напор по поверхности аппарата, 0С;

F – расчетная поверхность теплообменного аппарата, м2.

,

где Δtб – максимальная разность температур теплоносителей в теплообменном аппарате; Δtм – минимальная разность температур теплоносителей.

При прямоточном движении теплоносителей Δtб = t′1- t′2; Δtм= t″1- t″2.

При противотоке, если m1cp1<m2cp2, Δtб = t′1- t″2; Δtм= t″1-t′2.

Конечные температуры теплоносителей

t″1= t′1- Q/W1; t″2 = t′2 + Q/W2.

**Примеры решения задач:**

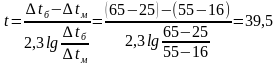
1. В противоточном маслоохладителе двигателя внутреннего сгорания масло охлаждается от t′1= 650С до t″1 = 550С. Температура охлаждающей воды на входе и выходе соответственно t′2 =160С и t″2 = 250С. Расход масла m1= 0,8 кг/с. Определить необходимую поверхность теплопередачи охладителя F и расход воды m2, если коэффициент теплопередачи k = 280 Вт/(м2К). Теплоемкость масла cp1 = 2,45 кДж/(кгК).

Решение:

Теплота, передаваемая за 1 секунду определяется по формуле (1):

Q = m1cp1(t′1- t″1) = 0,8 ⋅ 2,45 ⋅ (65-55) = 19,6 кВт

Температурный напор определим по формуле (3):



Необходимая поверхность охладителя определяется из формулы (2), где Q из киловатт переводим в ватты, т.е. значение, полученное по формуле (1) умножаем на 1000:

https://fsd.multiurok.ru/html/2020/03/17/s_5e708ac2c40d5/1384699_15.png

Расход охлаждающей воды определяем из формулы (1):

https://fsd.multiurok.ru/html/2020/03/17/s_5e708ac2c40d5/1384699_16.png Ответ: m2= 0,52 кг/с

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Варианты заданий | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Начальная температура греющего теплоносителя,  t′1(0С) | 150 | 130 | 115 | 110 | 95 |
| Конечная температура греющего теплоносителя t″1 (0С) | 70 | 75 | 65 | 60 | 60 |
| Начальная температура нагреваемого теплоносителя t′2 (0С) | 20 | 15 | 10 | 5 | 10 |
| Конечная температура нагреваемого теплоносителя, t″2  (0С) | 65 | 60 | 65 | 60 | 65 |
| Расход греющего теплоносителя, m1 (кг/с) | 0,7 | 0,8 | 0,8 | 0,7 | 0,8 |
| Коэффициент теплопередачи, K Вт/(м2К) | 800 | 810 | 820 | 830 | 840 |
| Теплоемкость воды cв = 4,19 Дж/(кгК). | 4,19 | | | | |