минобрнауки россии

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«Череповецкий государственный университет»**

|  |  |
| --- | --- |
| Институт (факультет) | Инженерно-технический институт |
| Кафедра | Теплоэнергетики и теплотехники |

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА**

|  |  |
| --- | --- |
| по дисциплине | Тепломассообмен |
| на тему | Моделирование теплообмена в коридорном пучке |

Выполнил студент группы 3ТТб-01-31оп

{{Name}}

Преподаватель

Шестаков Николай Иванович

д.т.н.

Дата представления работы

«\_\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_20\_\_г.

Заключение о допуске к защите

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Оценка \_\_\_\_\_\_\_, \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

количество баллов

Подпись преподавателя \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Череповец 2020 год

**Лабораторная работа №4**

**Поверочный расчет теплообменного аппарата**

**Цель работы:** изучение методики теплового расчета водоводяного теплообменника типа «труба в трубе».

**Задачи работы:** определить скорости движения теплоносителей, режимы течения теплоносителей, коэффициент теплопередачи от греющей воды к нагреваемой через разделяющую их стенку.

**Теоретические сведения**

Количество теплоты, переходящее в единицу времени от одного теплоносителя к другому, называют тепловым потоком *Q, Дж/с* или *Вт*.Величиной теплового потока *Q* мы управлять практически не можем, ее значение определяется требованиями технологии.

Переход теплоты от одного теплоносителя к другому возможен только при наличии разности температур между ними. Эта разность температур является движущей силойпроцесса теплопередачи. На ее значение мы можем влиять, если есть выбор температуры второго потока, который или забирает теплоту от горячего потока, или подводит ее к холодному. Однако в большинстве случаев все четыре температуры (по две на каждый поток) заданы технологией.

Основным параметром теплообменного аппарата, в котором будет протекать процесс, является площадь поверхности теплопередачи *F*, м2.

Связь между названными величинами устанавливает основное уравнение теплопередачи:

 .

В этом уравнении величина *K* – коэффициент теплопередачи, численно равный количеству теплоты, которое передаётся в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через 1 м2 теплообменной поверхности при разности температур между теплоносителями в 1 К. Его размерность . Коэффициент теплопередачи К является кинетической характеристикой процесса. Он показывает, насколько эффективно или, наоборот, неэффективно, организован процесс теплообмена. Можно сказать, что коэффициент теплопередачи является важнейшей характеристикой процесса организации передачи теплоты. И усилия ученых, конструкторов и инженеров направлены на то, чтобы сделать величину коэффициента теплопередачи как можно больше. В отличие от значений *Q* и , на коэффициент теплопередачи *K* мы можем влиять в довольно широких пределах.

Приведенное выше основное уравнение теплопередачи позволяет определить основной параметр теплообменного аппарата – величину площади поверхности теплопередачи *F*:

 .

Тепловую нагрузку на теплообменник *Q* можно найти по разности энтальпий теплоносителей на входе и выходе из аппарата. Без учета потерь теплоты в окружающую среду можно утверждать, что тепловой поток, отданный горячим теплоносителем *Q1,* равен тепловому потоку, полученному холодным теплоносителем *Q2.* Для случая, когда оба теплоносителя не меняют агрегатного состояния, значения *Q1* и *Q2* легко определить по классическим уравнениям:

;

,

где *G1* и *G2* – массовые расходы горячего (1) и холодного (2) потоков,  *сж1* и *сж2* – удельные теплоемкости горячего и холодного потоков,  *δt1* – изменение температуры горячего потока; *δt2* – изменение температуры холодного потока.

Следующей величиной, необходимой для определения поверхности теплопередачи F, является средняя разность температур между потоками *Δtср.* Нахождение этой величины зависит от способа организации теплообмена: потоки можно направить или в одном направлении (прямоток), или навстречу друг другу (противоток). Для расчета *Δtср* необходимо знать разности на концах аппарата. Одна из найденных разностей будет больше другой. Поэтому одну называют большей, а другую – меньшей. Для прямотока большей будет разность на входе в аппарат, для противотока это заранее неизвестно. Но и для прямотока, и для противотока расчет средней разности температур находится по формуле:

,

где Δ*tб* – большая разность температур, Δ*tм* – меньшая разность температур.

Найденный таким образом температурный напор называется среднеинтегральным или среднелогарифмическим.

Третья величина, необходимая для определения поверхности теплообмен *F* – коэффициент теплопередачи *К*.

Теплопередача – это переход теплоты от одного потока к другому через разделяющую их стенку. Этот процесс складывается из трех стадий.

Первая стадия – это переход теплоты от горячего потока к стенке теплообменника. Эту стадию называют теплоотдачей. Его интенсивность характеризует коэффициент теплоотдачи α1.

Коэффициент теплоотдачи измеряется в тех же единицах, что и коэффициент теплопередачи – .

Вторая стадия – это переход теплоты через стенку, разделяющую потоки. Интенсивность этой стадии зависит от толщины этой стенки δс , коэффициента теплопроводности материала, из которого эта стенка изготовлена *λс*, .

Третья стадия аналогична первой – это переход теплоты от стенки в ядро второго потока. Это тоже теплоотдача, ее интенсивность определяется коэффициентом теплоотдачи α*2*.

Между коэффициентами теплопередачи и теплоотдачи существует связь, которая описывается соотношением:

.

Коэффициент теплоотдачи зависит от большого числа переменных – плотности, вязкости, теплоемкости, теплопроводности, скорости, геометрии потока, режима его движения. Это плохо, так как затрудняет определение численного значения α. Однако, в инженерных расчетах довольно часто приходиться находить величину, зависящую от большого числа переменных. В таких случаях применяется теория подобия, с помощью которой множество влияющих на процесс параметров можно заменить некими безразмерными комплексами (критериями), составленными из этих параметров. В результате число переменных резко сокращается.

Первый из них - критерий Рейнольдса *Re*, численное значение которого определяет гидродинамическую обстановку в потоке теплоносителя:

,

где *w* – скорость теплоносителя, м/с; *l0* – определяющий размер, м; *ν –* кинематический коэффициент вязкости, м2/с.

Второй критерий учитывает теплофизические свойства вещества, получающего или отдающего теплоту. Его называют критерием Прандтля *Pr*:

,

где *a* – коэффициент температуропроводности, м2/с.

Третий критерий содержит интересующий нас коэффициент теплоотдачи α. Это критерий Нуссельта *Nu*:

,

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м2·К); *λf* - коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К).

Четвертый критерий Грасгофа *Gr* характеризует взаимо­действие подъемных сил и сил вязкости:

,

где *g* - ускорение свободного падения, м/с2; *β* - коэффициент объемного расширения жидкости, 1/К; *Δt = tc - tж* - температурный напор между стенкой и жидкостью, К.

**Проведение расчетов**

На рис. 3 показан поверхностный водоводяной теплообменник типа «труба в трубе», причем на рис. 3а теплообменник выполнен по противоточной схеме, а на рис. 3б – по прямоточной схеме. Греющая вода движется по внутренней стальной трубе (λс = 45 Вт/(м⋅К)) диаметром d2/d1 = 35/32 мм и имеет температуру на входе t´ж1 = {{Soursetvx}} ºС. Расход греющей воды G1 = {{SourseGvx}} кг/ч. Нагреваемая вода движется противотоком по кольцевому каналу между трубами. Внутренний диаметр внешней трубы D = 48 мм. Температура нагреваемой воды на входе t´ж2 = {{Soursetn}} ºС. Расход нагреваемой воды G2 = {{SourseGn}} кг/ч. Длина одной секции теплообменника l = 1,75 м.

 

Рис.3а. Противоток. Рис. 3б. Прямоток.

1. от расхода греющей воды *G1* для противоточной схемы, если расход нагреваемой воды *G2* = {{SourseGn}} кг/ч; число секций *n* = 5. В расчете принять *G1* = 500; 1000; 2000; 5000; 10000; 50000 кг/ч. Построить графики *Q(G1), t″*ж1*(G1), t″*ж2*(G1).*
2. от расхода нагреваемой воды *G*2 для противоточной схемы, если расход греющей воды *G*1 = {{SourseGvx}} кг/ч; число секций *n* = 10. В расчете принять *G*2 = 2000; 3000; 5000; 10000; 20000; 50000 кг/ч. Построить графики *Q*(*G*2), *t*″ж1(*G*2), *t*″ж2(*G*2).

*QQ*

*Методика решения*

По заданным температурам *t´*ж1 и *t´*ж2 определяются в первом приближении теплофизические параметры греющей и нагреваемой воды: плотности *ρж1* и *ρж2*; теплоемкости *cж*1 и *c*ж2; коэффициенты теплопроводности *λж1*и *λж2*; числа Прандтля *Prж1* и *Prж2;* коэффициенты кинематической вязкости *νж1* и *νж2*.

Скорости движения теплоносителей:

Число Рейнольдса для потока греющей воды:

Если Reж1 > 104, то режим течения турбулентный и расчет теплоотдачи от греющей воды ведут по формуле:

Так как температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаемся значением

При температуре *t*с1 определяем Prc1. Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды

где эквивалентный диаметр для кольцевого канала

Приняв в первом приближении *t*с2 ≈ *t*с1 и, следовательно, Prc2 ≈ Prc1,определяем теплоотдачу от нагреваемой воды по выражению

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде

Коэффициент теплопередачи от греющей воды к нагреваемой воде

где  – толщина стенки внутренней трубы, м.

Площадь поверхности нагрева

Расходные теплоемкости (водяные эквиваленты) теплоносителей:

где *с*ж1 и *с*ж2 – теплоемкости, Дж/(кг⋅ºС); *G*1 и *G*2  – расходы, кг/с.

Изменение температур греющей и нагреваемой воды в теплообменнике можно рассчитать по выражениям:

где функция определяется

для противотока:

Температуры греющей и нагреваемой воды на выходе из теплообменника:

Тепловой поток, передаваемый от греющей воды к нагреваемой воде

Среднелогарифмический температурный напор

где ,  – температурные напоры на горячем и холодном концах теплообменника:

для противотока

**Результаты вычислений**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| G1 | 500 | 1000 | 2000 | 5000 | 10000 | 50000 |
| W1\*10^6, м/с | {{w10}} | {{w11}} | {{w12}} | {{w13}} | {{w14}} | {{w15}} |
| W2\*10^6, м/с | {{w2}} | {{w2}} | {{w2}} | {{w2}} | {{w2}} | {{w2}} |
| Re1\*10^6 | {{Re10}} | {{Re11}} | {{Re12}} | {{Re13}} | {{Re14}} | {{Re15}} |
| Re2\*10^6 | {{Re2}} | {{Re2}} | {{Re2}} | {{Re2}} | {{Re2}} | {{Re2}} |
| Nu1\*10^6 | {{Nu10}} | {{Nu11}} | {{Nu12}} | {{Nu13}} | {{Nu14}} | {{Nu15}} |
| Nu2\*10^6 | {{Nu2}} | {{Nu2}} | {{Nu2}} | {{Nu2}} | {{Nu2}} | {{Nu2}} |
| A1\*10^6, Вт/м^2\*k | {{a10}} | {{a11}} | {{a12}} | {{a13}} | {{a14}} | {{a15}} |
| A2\*10^6, Вт/м^2\*k | {{a2}} | {{a2}} | {{a2}} | {{a2}} | {{a2}} | {{a2}} |
| K, Вт/м^2\*°С | {{k10}} | {{k11}} | {{k12}} | {{k13}} | {{k14}} | {{k15}} |
| C1, Вт/°С | {{C10}} | {{C11}} | {{C12}} | {{C13}} | {{C14}} | {{C15}} |
| C2, Вт/°С | {{C2}} | {{C2}} | {{C2}} | {{C2}} | {{C2}} | {{C2}} |
| F, м^2 | {{F}} | {{F}} | {{F}} | {{F}} | {{F}} | {{F}} |
| Dt1\*10^4 | {{dt10}} | {{dt11}} | {{dt12}} | {{dt13}} | {{dt14}} | {{dt15}} |
| Dt2\*10^4 | {{dt20}} | {{dt21}} | {{dt22}} | {{dt23}} | {{dt24}} | {{dt25}} |
| Tg1, °С | {{tg10}} | {{tg11}} | {{tg12}} | {{tg13}} | {{tg14}} | {{tg15}} |
| Tg2, °С | {{tg20}} | {{tg21}} | {{tg22}} | {{tg23}} | {{tg24}} | {{tg25}} |
| Q1, Вт | {{Q10}} | {{Q11}} | {{Q12}} | {{Q13}} | {{Q14}} | {{Q15}} |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| G2 | 2000 | 3000 | 5000 | 10000 | 20000 | 50000 |
| W1\*10^6, м/с | {{ww1}} | {{ww1}} | {{ww1}} | {{ww1}} | {{ww1}} | {{ww1}} |
| W2\*10^6, м/с | {{ww10}} | {{ww11}} | {{ww12}} | {{ww13}} | {{ww14}} | {{ww15}} |
| Re1\*10^6 | {{Re12}} | {{Re12}} | {{Re12}} | {{Re12}} | {{Re12}} | {{Re12}} |
| Re2\*10^6 | {{rRe10}} | {{rRe11}} | {{rRe12}} | {{rRe13}} | {{rRe14}} | {{rRe15}} |
| Nu1\*10^6 | {{Nu12}} | {{Nu12}} | {{Nu12}} | {{Nu12}} | {{Nu12}} | {{Nu12}} |
| Nu2\*10^6 | {{nNu10}} | {{nNu11}} | {{nNu12}} | {{nNu13}} | {{nNu14}} | {{nNu15}} |
| A1\*10^6, Вт/м^2\*k | {{a12}} | {{a12}} | {{a12}} | {{a12}} | {{a12}} | {{a12}} |
| A2\*10^6, Вт/м^2\*k | {{aa10}} | {{aa11}} | {{aa12}} | {{aa13}} | {{aa14}} | {{aa15}} |
| K, Вт/м^2\*°С | {{kk10}} | {{kk11}} | {{kk12}} | {{kk13}} | {{kk14}} | {{kk15}} |
| C1, Вт/°С | {{C12}} | {{C12}} | {{C12}} | {{C12}} | {{C12}} | {{C12}} |
| C2, Вт/°С | {{cC10}} | {{cC11}} | {{cC12}} | {{cC13}} | {{cC14}} | {{cC15}} |
| F, м^2 | {{F2}} | {{F2}} | {{F2}} | {{F2}} | {{F2}} | {{F2}} |
| Dt1\*10^4 | {{ddt10}} | {{ddt11}} | {{ddt12}} | {{ddt13}} | {{ddt14}} | {{ddt15}} |
| Dt2\*10^4 | {{ddt20}} | {{ddt21}} | {{ddt22}} | {{ddt23}} | {{ddt24}} | {{ddt25}} |
| Tg1, °С | {{ttg10}} | {{ttg11}} | {{ttg12}} | {{ttg13}} | {{ttg14}} | {{ttg15}} |
| Tg2, °С | {{ttg20}} | {{ttg21}} | {{ttg22}} | {{ttg23}} | {{ttg24}} | {{ttg25}} |
| Q1, Вт | {{qQ10}} | {{qQ11}} | {{qQ12}} | {{qQ13}} | {{qQ14}} | {{qQ15}} |

Вывод:

1. Определили скорости движения теплоносителей
2. Определили режим движения жидкости.
3. Определили коэффициент теплопередачи от греющей воды к нагреваемой через разделяющую их стенку.