МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Теплогазоснабжение, климатехника и альтернативные энергоустановки»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

«Интенсификация процессов в системах теплогазоснабжения и климатехники»

Ростов-на-Дону

ДГТУ 2024

# Оглавление

1. Алгоритм выбора варианта контрольной работы.

Требования к оформлению контрольной работы 4

1. [Теплопередача через плоскую стенку 5](#_TOC_250004)
   1. [Задание 5](#_TOC_250003)
      1. Пример решения 5
      2. Пример решения 6
2. Конструктивный расчет рекуперативного теплообменного аппарата 7
   1. [Задание 7](#_TOC_250002)
   2. Пример решения 7
3. Поверочный расчет рекуперативного теплообменного аппарата 9
   1. [Задание 9](#_TOC_250001)
   2. Пример решения 9

[Литература 12](#_TOC_250000)

# 1 Алгоритм выбора варианта контрольной работы. Требования к оформлению контрольной работы

Вариант задания для решения задачи каждого раздела методического указания, принимается из таблицы **задания** в строке, соответствующей по- следней цифре номера зачетной книжки. При решении задачи используется пример решения в соответствующем разделе.

Контрольная работа выполняется в ученической тетради. На обложку тетради наносится наклейка следующего образца

***Донской*** ***государственный*** ***технический*** ***университет***

факультет **«Инженерно-строительный»**

Заочная форма обучения

====================================================================

**Студент** **Адрес**

**группа** **Шифр**

(***номер*** ***зачетной*** ***книжки)***

**Контрольная** **работа** **№**

по

за курс

# Теплопередача через плоскую стенку

# Задание

Задание приведено в таблицах 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Шифр** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **0** |
| t1,ºC | 1100 | 1150 | 1200 | 1250 | 1300 | 1350 | 1400 | 1450 | 1500 | 1600 |
| t3,ºC | 70 | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 110 | 120 | 130 |
| δ1, мм | 200 | 220 | 240 | 260 | 280 | 300 | 320 | 340 | 360 | 380 |
| δ2, мм | 400 | 420 | 440 | 460 | 480 | 500 | 550 | 600 | 650 | 700 |
| λ1,  Вт/(м·K) | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| λ2,  Вт/(м·K) | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |

* + 1. **Пример** **решения.** Температуры на внешних поверхностях двух- слойной стенки *t1* = 1300ºС и *t3* = 75ºС, толщины первого и второго слоя

*1* =225мм и *2* =425мм, коэффициенты теплопроводности материала сте- нок *1* = 1,5 Вт/(м·K) и *2* = 1,2 Вт/(м·K). Определить величину удельного теп- лового потока *q*, Вт/м2, температуру на границе слоев, *t3*, ºC.

Р е ш е н и е:

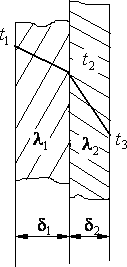


Рисунок 2.1 – Двухслойная плоская стенка

Термические сопротивления стенок определяем по формуле::

R  δi .

i λi

R  δ1

* + - 1. λ1

 0,225  0,15(м2  K)/Вт; 1,5

R  δ2

* + - 1. λ2

 0,425  0,35(м2  K)/Вт.

1,2

Суммарное термическое сопротивление:

RΣ  R1  R 2  0,15  0,35  0,5(м2  K)/Вт

Удельный тепловой поток:

q  t1  t3

RΣ

 1300  75  2450Вт/м2.

0,5

Температуру на границе слоев можно выразить из:

q  t1  t 2

R1

 t 2

 t1

 q  R1;

t 2  1300  2450  0,15  932,5o C.

**Ответ:** q=2350 Вт/м2, t2 =932,5ºC.

* + 1. **Пример** **решения.** Плоская стенка состоит из трех слоев толщиной δ1=100 мм, δ2=80 мм и δ3=50 мм, коэффициенты теплопроводности слоев соот- ветственно равны λ1=2 Вт/(м·К), λ2= 8 Вт/(м·К) и λ3=10 Вт/(м·К). Второй слой имеет температуры поверхностей tсл1=120ºC и tсл2=45ºС. Определить температу- ры наружных поверхностей tст1 и tст2.

Р е ш е н и е:

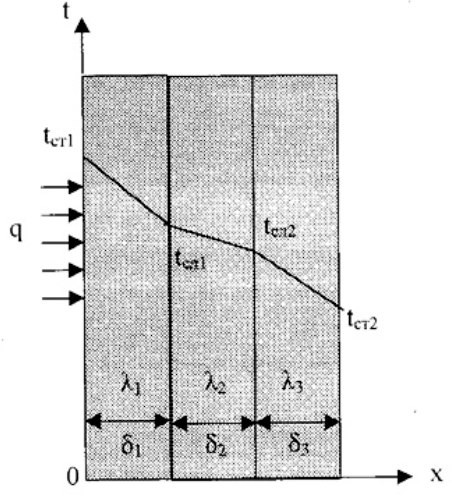


Рисунок 2.2 – Трехслойная плоская стенка

Полное термическое сопротивление теплопроводности трехслойной стенки равно сумме термических сопротивлений слоев:

* + - 1.  δ1
         1. λ1

R  δ2

 0,1  0,05(м2  K)/Вт; 2

 0,08  0,01(м2  K)/Вт;

* + - * 1. λ2

R  δ3

* + - * 1. λ3

8

 0,05  0,005(м2  K)/Вт.

10

RΣ  R1  R 2  R 3  0,05  0,01 0,005  0,65(м2  K)/Вт.

Поверхностная плотность теплового потока постоянна для каждого из слоев и выражается через параметры любого слоя:

q  t ст1  t сл1

R1

 t сл1  t сл2

R 2

 t сл2  t ст2 ; R 3

q  t сл1  t сл2

R 2

 120  45  7500Вт/м2.

0,01

Выразим искомые температуры наружных поверхностей стенок:

t ст1  t сл1  q  R1  120  7500  0,05  495o C; t ст2  t сл2  q  R 3  45  7500  0,005  7,5o C.

Величину q можно выразить также через суммарное термическое сопро-

тивление стенки:

q  t ст1  t ст2

ΣR

 495  7,5  7500Вт/м2 .

0,065

*Это* *выражение* *можно* *использовать* *для* *проверки* *правильности* *расчетов!*

**Ответ:** tст1 =495ºC, tст2 =7,5ºC .

Таблица 5.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Шифр** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **0** |
| tсл1,ºC | 125 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 | 190 | 200 | 210 |
| tсл2,ºC | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 90 |
| δ1, мм | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 | 200 |
| δ2, мм | 80 | 100 | 90 | 80 | 75 | 70 | 65 | 60 | 55 | 50 |
| δ3, мм | 60 | 90 | 30 | 40 | 50 | 65 | 60 | 50 | 45 | 35 |
| λ1,  Вт/(м·K) | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| λ2,  Вт/(м·K) | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
| λ3,  Вт/(м·K) | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |

# Конструктивный расчет рекуперативного теплообменного аппарата (определение поверхности нагрева и количества переданного тепла)

# Задание

Задание приведено в таблице 3.1

Таблица 3.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Шифр** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **0** |
| G2 | 2,0 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,8 |
| t1ʹ | 320 | 330 | 340 | 350 | 360 | 370 | 380 | 320 | 330 | 340 |
| t1ʹʹ | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 | 140 | 110 |
| t2ʹ | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 35 | 30 | 25 | 20 | 15 |
| t2ʹʹ | 90 | 100 | 105 | 120 | 130 | 135 | 145 | 120 | 125 | 90 |
| k | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 |

* 1. **Пример** **решения.** Определить поверхность *F*, м2 рекуперативного теплообменника, в котором вода нагревается горячими газами. Расход воды *G2*=2,6 кг/c. Расчет произвести для прямоточной и противоточной схем. Если

*t*

известны значения температур газа

' =370°С, *t* ''

=160°С и воды *t* '

=33°С,

'' =120°С, коэффициент теплопередачи *k*=15 Вт/(м2·ºС).

1

2

*t*

1

2

Р е ш е н и е:

1. Определим среднюю температуру воды:

t2ср = ( *t* ' + *t* '' )/2 = (33+120)/2 = 76,5ºC

2 2

1. По таблице «Свойства воды при различных температурах» выписываем: Cp2 = 4192 Дж/(кг·гр) при t2ср = 76,5ºC.
2. Определим количество теплоты, переданное воде из уравнения теплового ба- ланса:

*Q*  *G*2  *Cp* 2  *t*''  *t*'  2,6  4192  120  33  948230Вт

2

2

1. Определим температурный напор при прямоточной схеме:

*t*   *t*   *t*   *t* 

2

370  33 160 120

 139,4C

2,3lg*t*   *t*

*tср*  1 2 1 2 

1

2

1

 /*t* *t*

 

2,3lg370  33/160 120

1. Определим необходимую площадь прямоточного теплообменника из урав- нения теплопередачи:

*Q*  *k*  *F*  *t*,

*F*  *Q* *k*  *t*

 948230  453,5м2 15 139,4

1. Определим температурный напор при противоточной схеме:

*t*   *t*  *t*   *t*  

2

370 120 160  33

 181,6C

2,3lg*t*   *t*

*tср*  1 2 1 2 

1

2

1

/*t* *t*

 

2,3lg370 120/160  33

1. Определим необходимую площадь противоточного теплообменника:

*F*  *Q* *k*  *t*

 948230  348,1м2 15 181,6

Следует отметить следующие преимущества противоточного теплооб- менника: меньшая площадь поверхности, а значит, габариты и вес теплооб- менника, холодный теплоноситель можно нагреть до более высокой темпера- туры.

# Поверочный расчет рекуперативного теплообменного аппарата (определение конечных температур теплоносителей и количества передан- ного тепла)

# Задание

Задание приведено в таблице 4.1

* 1. **Пример** **решения.** В теплообменном аппарате охлаждается *V1* = 0,25 м3/ч горячего теплоносителя с плотностью ρ1 =1100 кг/м3 и теплоемкостью *Сp1*= 3046 Дж/(кг·град). Начальная температура жидкости равна *t1´*= 120°С. Для охлаждения применяется *V2* = 1 м3/ч воды при температуре *t2´*=10°С с плотно- стью *ρ2* =1000 кг/м3. Для данного аппарата известны значения коэффициента

теплопередачи *k* = 35 Вт/(м2·град) и поверхность аппарата *F* = 8 м2. Определить

конечные температуры общих жидкостей

1

токе и противотоке *Q*, Вт.

*t* , *t*2

и расход теплоты при прямо-

Таблица 4.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Шифр** | **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **0** |
| V1 | 0,25 | 0,30 | 0,35 | 0,40 | 0,45 | 0,50 | 0,55 | 0,60 | 0,65 | 0,70 |
| 1 | 900 | 930 | 950 | 970 | 1000 | 1100 | 1200 | 1250 | 1300 | 1350 |
| Cp1 | 3000 | 3100 | 3200 | 3300 | 3400 | 3500 | 3600 | 3700 | 3800 | 3900 |
| t1' | 120 | 125 | 130 | 135 | 140 | 145 | 140 | 135 | 130 | 125 |
| V2 | 1 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 |
| 2 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Cp2 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 | 4190 |
| t2' | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| k | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 |
| F | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 12 | 13 |

Р е ш е н и е: Определяем численное значение условных эквивалентов:

*W*1  *V*1

 1

 *cp*1

 0,25 1100  3046  233*Вт* / *град*

3600

*W*2  *V*2

  2

 *cp* 2

 1,0 1000  4190  1165*Вт* / *град*

3600

*W*1 /*W*2

 233 /1165  0,2;

*kF* /*W*1  (35 8) / 233  1,2.

Из таблицы 5.2 находим:

Ψпрям (0,2; 1,2) =0,62.

Температура горячего теплоносителя на выходе из аппарата при

*t*   *t*   (120 -10)  0,62 = 68°C

равна

1 1

*t*   120 - 68  52°C.

1

Расход теплоты составит

*Q*  *W1*  *t*   *t*   233  120  52  15850*Вт*

1

1

Конечная температура холодного теплоносителя при

*t*2  *t*2  *Q/W2* = 15850/1165  13,6C

равна

*t*2  10 13,6  23,6C

Если рассчитать теплообменный аппарат при противотоке, сохраняя ус- ловия теплопередачи без изменения, то получаем следующее:

*W*1  233*Вт* / *град*;

*W*2  1165*Вт* / *град*.

*W*1 /*W*2

 233 /1165  0,2;

*kF* /*W*1  (35 8) / 233  1,2.

По таблице 4.3 находим:

Ψпрот (0,2; 1,2) =0,65.

Температура горячего теплоносителя на выходе из аппарата при

*t*   *t*   (120 -10)  0,65 = 73°C

равна

Расход теплоты

1 1

*t*   120 - 73  47°C.

1

*Q*  *W1*  *t*   *t*   233  120  47  17000*Вт*

1

1

Конечная температура холодного теплоносителя при

*Q*  *W2*  *t*2  *t*2 ; *t*2  *t*2  *Q* /*W*2  17000 /1165  15*C*

равна

*t*2 10 15  25°C.

Применение в теплообменном аппарате противотока позволяет при оди- наковых условиях с прямотоком передать количество теплоты на 7,5% больше.

Таблица 4.2 - Значение функции *Ψ* *прям* для прямотока

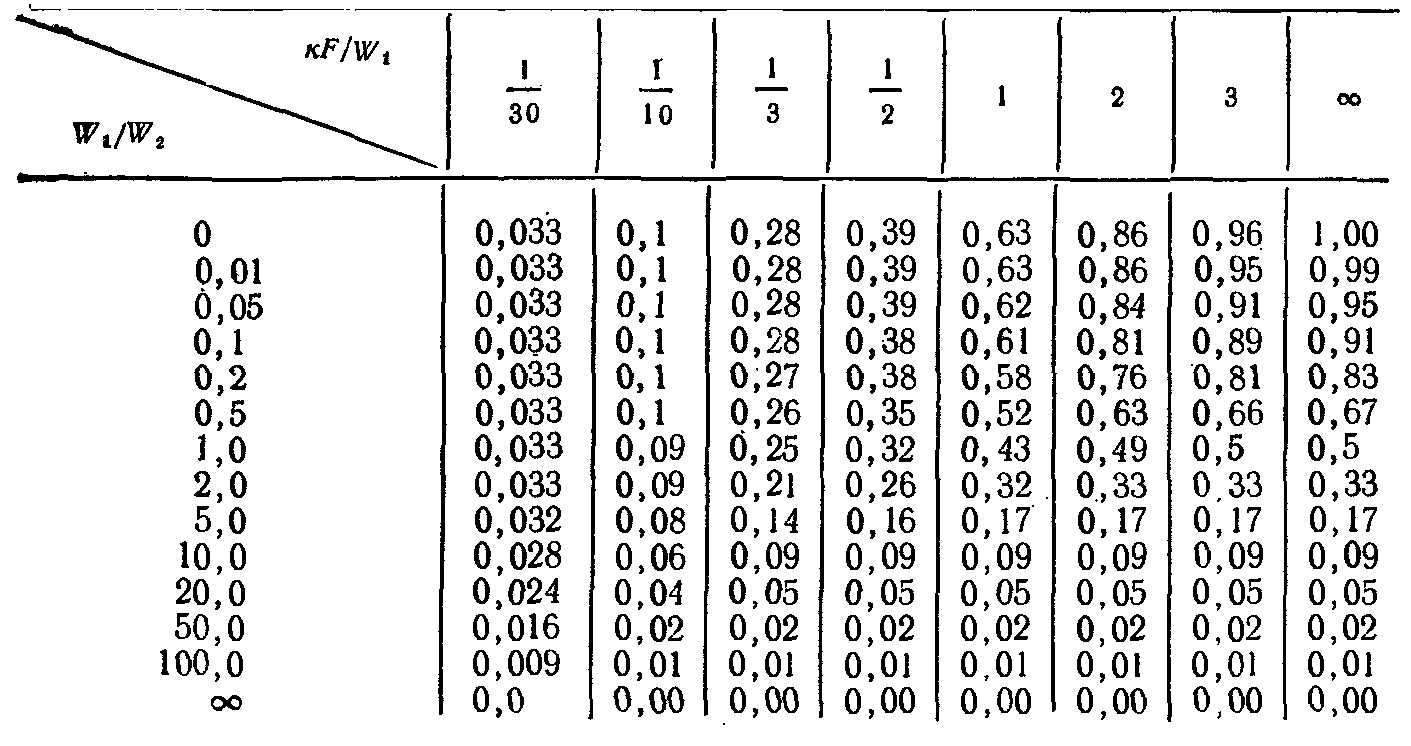
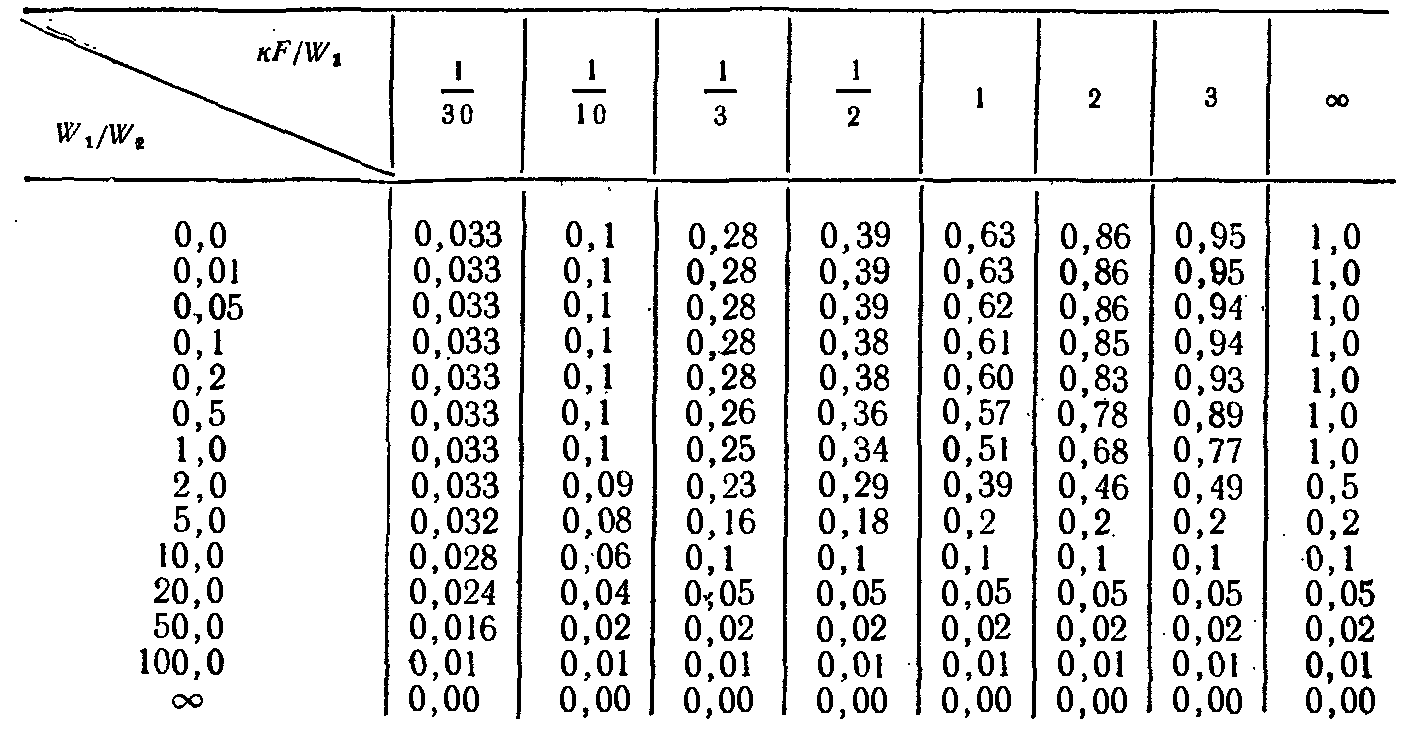


Таблица 4.3 − Значение функции *Ψ* *прот*

для противотока



# ЛИТЕРАТУРА

1. Дементий Л.В., Кузнецов А.А., Менафова Ю.В. Сборник задач по тех- нической термодинамике и теплопередаче. – Краматорск: ДГМА, 2002. - 260 с.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. - М.: «Кни- га по Требованию», 2012. – 496 с.
3. Расчет и проектирование кожухотрубчатых теплообменных аппаратов: учеб. пособие / Н.И. Савельев, П.М. Лукин. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та. 2010. – 80 с.