**3. ЗАДАНИЕ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ**

**КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ** | | | | | | | | | |
| Q | | - тепловая мощность теплообменника, кВт | | | | | | | |
| K | | - коэффициент теплопередачи, Вт/ (м2٠ К) | | | | | | | |
| α | | - коэффициент теплоотдачи, Вт/ (м2٠ К) | | | | | | | |
| α | | - температуропроводность, м2/с | | | | | | | |
| λ | | - теплопроводность, Вт/ (м٠ К) | | | | | | | |
| *ν* | | - кинематическая вязкость, м2/с | | | | | | | |
| ρ | | - плотность теплоносителя, кг/м3 | | | | | | | |
| M | | - массовый расход теплоносителя, кг/с | | | | | | | |
| W | | - скорость движения теплоносителя, м/с | | | | | | | |
| r | | - теплота фазового перехода, кДж/кг | | | | | | | |
| h | | - энтальпия, кДж/кг | | | | | | | |
| Cр | | - удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг٠К) | | | | | | | |
| t’, t’’ | | - температуры теплоносителя на входе в теплообменник и выходе из него, | | | | | | | |
| F | | - поверхность теплообмена, м2 | | | | | | | |
| δ | | - толщина стенки трубы, м | | | | | | | |
| *ℓ* | | - длина трубы, м | | | | | | | |
| *ℓ*опр | | - определяющий размер, м | | | | | | | |
| S | | - шаг труб, м | | | | | | | |
| f | | - площадь сечения для прохода теплоносителя, м2 | | | | | | | |
| g | | - ускорение свободного падения, м/с2 | | | | | | | |
| ε | | - степень черноты, | | | | | | | |
| A | | - поглощательная способность, | | | | | | | |
| β | | - температурный коэффициент объемного расширения, 1/К | | | | | | | |
| Nu | = | | α٠*ℓ*опр | | - число Нуссельта | | |
| λ | |
| Re | = | | | W ٠ *ℓ*опр | - число Рейнольдса | | |
| *ν* |
| Pr | = | | | *ν* | - число Прандтля | | |
| a |
| Gr | = | | | g٠ β٠∆t٠*ℓ* 3опр | - число Грасгофа | | |
| *ν* 2 |
| Индексы: | | | | | | | | | |
| с | - стенка, | | | | | н | - насыщение, | |
| г | - газ, | | | | | р | - ребро, | |
| п | - пар, | | | | | 1 | - первичный (горячий) теплоноситель, | |
| ж | - жидкость, | | | | | 2 | - вторичный (холодный) теплоноситель. | |

**ПРЕДИСЛОВИЕ**

Методические указания составлены в соответствии с программой дисциплины «Тепломассобмен».

Приводится краткий систематизированный материал и даются некоторые рекомендации для выполнения расчетной и графической частей курсовой работы.

Студентам необходимо широко использовать рекомендуемую литературу и консультации преподавателей.

Работа выполняется на основе индивидуального задания, в котором указаны тип теплообменника и ряд исходных данных, необходимых для проведения теплового расчета, конечной целью которого является определение поверхности нагрева заданного теплообменного аппарата.

В объем работы включается также чертеж теплообменника в нужном масштабе.

Выполнение работы позволит студентам закрепить теоретические знания и приобрести практические навыки в самостоятельном расчете теплообменных аппаратов, наиболее распространенных в системах теплоснабжения, отопления и вентиляции, в теплогенерирующих установках.

Данные методические указания могут быть использованы также при изучении студентами курса «Теплотехника» на других факультетах и специальностях.

Рекомендации, представленные в настоящих методических указаниях, могут быть использованы при курсовом и дипломном проектировании.

**Основы теплового расчета рекуперативных теплообменников.**

При проектировании теплообменных аппаратов выполняется конструкторский тепловой расчет, целью которого является определение поверхности теплообмена, обеспечивающий передачу заданного количества теплоты в единицу времени от одного теплоносителя к другому.

Поверочный расчет проводится с целью выявления возможности использования имеющихся аппаратов и определения конечных температур теплоносителей.

Основными расчетными уравнениями являются:

уравнение теплопередачи

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Q = | K ٠ ∆t ср ٠F | (1) |

и уравнение теплового баланса

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Q = | М1 ٠ ∆h1 = М2 ٠ ∆h2 | (2) |

В настоящем расчете предполагается, что вся теплота, отданная первичным (горячим) теплоносителем, полностью воспринимается вторичным (холодным), т.е. потери теплоты в окружающую среду отсутствуют.

Если агрегатное состояние теплоносителя в процессе теплообмена не изменяется, то уравнение теплового баланса (2) может быть записано в следующем виде:

|  |  |
| --- | --- |
| Q = | M1٠ Cp1 (t’1 - t’’1) = M2 ٠ Cp2 (t’’2 - t’2) |

где Cp1,Cp2 – средние удельные изобарные массовые теплоемкости теплоносителей в соответствующих интервалах измерения температур, кДж/кг٠К

В случае изменения агрегатного состояния одного из теплоносителей, например, при конденсации пара в пароводяном теплообменнике:

|  |
| --- |
| ∆h = hп  - h‛ |

где hп  - начальная энтальпия пара, кДж/кг; h‛ - энтальпия конденсата при том же давлении, кДж/кг.

**Вычисление среднего температурного напора.**

На характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена, а значит и на температурный напор, большое влияние оказывает схема движения. При прямоточной схеме теплоносители движутся параллельно и в одном направлении. При противоточной схеме направление движение теплоносителей параллельно, но противоположно.

Средний логарифмический температурный напор при прямотоке, противотоке и для теплообменников, в которых один из теплоносителей имеет неизменную температуру (кипение жидкости, конденсация пара), рассчитывается по формуле:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ∆tср = | ∆t б - ∆t м | | |
| ln | ∆t б | (3) | |
| ∆t м |

где ∆tб, ∆tм  - большая и меньшая разности температур между теплоносителями на входе в теплообменник и выходе из него.

Если ∆tб / ∆tм < 1,8, то вместо среднего логарифмического температурного напора (3) в расчетах может быть использован среднеарифметический напор:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ∆t ср = | t’1 + t’’1 | - | t’2 + t’’2 | = | ∆tб - ∆tм |
| 2 | 2 | 2 |

Для более сложных схем движения теплоносителей (перекрестный, смешанный токи) вводится поправка к температурному напору, рассчитанному для чистого противотока (3):

|  |  |
| --- | --- |
| ∆t ср.х. = | ∆t ср ٠ ε ∆t |
|

Для определения поправки ε ∆t сначала рассчитываются вспомогательные величины P и R по формулам:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| P = | t’’2 - t’2 |  | R | = | t’1 - t’’1 |
| t’1 – t’2 | t’’2 – t’2 |

По значениям P и R из вспомогательных графиков вычисляется поправка ε ∆t [1, с. 385; 2, с. 281; 3, с. 325 - 335].

###### Вычисление коэффициента теплопередачи

Наиболее распространенными в рекуперативных теплообменниках являются трубные (цилиндрические) поверхности. Поэтому формулы для вычисления среднего коэффициента теплопередачи несколько громоздки.

Если труба тонкостенная (dн / d вн ≤ 1,5), то с достаточной точностью может быть использована расчетная формула для плоской стенки:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| К = | 1 | | | | |
| 1 | + | δ | + | 1 | | (4) |
| α1 | λ | α2 |

Если с целью интенсификации теплопередачи одна из поверхностей труб имеет оребрение или иную развитую поверхность, то коэффициент теплопередачи Кр, отнесенный к единице оребренной, «развитой» поверхности Fр, может быть определен по формуле:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Кр = | 1 | | | | | | |
| 1 | ٠φ | + | δ | ٠φ | + | 1 | (5) |
| α1 | λ | α2 |

где φ = Fр/ F – коэффициент оребрения, F – площадь гладкой поверхности стенки.

При использовании в расчетах величины Кр в формулу (1) необходимо поставить значение полной оребренной поверхности Fр.

Если расчет вести на единицу гладкой поверхности, то коэффициент теплопередачи К при наличии оребрения с одной из сторон вычисляется так:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| К = | 1 | | | | |
| 1 | + | δ | + | 1 | | (6) |
| α1 | λ | α2 ٠φ |

В процессе эксплуатации поверхность нагрева теплообменника загрязняется. На стенках труб из воды возможно выпадение накипи, продукты сгорания топлива, омывающие поверхность нагрева, могут оставить на ней слой сажи. При этом процесс теплопередачи ухудшается. В знаменатели формул (4) – (6) вводятся дополнительные термические сопротивления δ нак/ λ нак и δ сажи/ λ сажи, величины которых определяются по исходным данным.

Тут же отметим, что загрязнения ведут к уменьшению внутреннего и увеличению наружного диаметра труб, уменьшая сечения для прохода теплоносителей и увеличивая скорость при постоянном расходе Поэтому при определении коэффициентов теплоотдачи α1 и α2 для загрязненной поверхности (см. раздел 4) этот фактор следует учитывать, вводя в расчет измененные определяющие размеры.

Вычисление коэффициентов теплоотдачи

Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах.

Для различных теплоносителей (капельные жидкости, газы, пары) при Pr ≥ 0,6 средний коэффициент теплоотдачи вычисляется по формулам:

а) при турбулентном режиме течения (Re > 104)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Nu = | 0,021 Re 0,8 Pr 0,43 (Pr/Prст)0,25 ٠ εℓ | (7) |

б) при ламинарном режиме течения

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Nu = | 0,15 Re 0,32 Pr 0,33 (Gr ٠ Pr)0,1 (Pr/Prст)0,25 ٠ εℓ | (8) |

Поправка Pr/Pr ст на газы не распространяется.

В случае переходного режима движения жидкости необходимо использовать рекомендации и формулы, представленные в литературе по согласованию с преподавателем-консультантом.

Поправка εℓ вводится, если отношение длины канала к его диаметру *ℓ* /d < 50, в зависимости от величины Re [3, с. 90] . Если *ℓ* /d ≥ 50, то εℓ = 1. Для 50 >*ℓ* /d > 5 оценить величину можно по формуле:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| εℓ  = | 1 + | 2 d |
| *ℓ* |

В формулах (7), (8) параметры теплоносителя (кинематическая вязкость, плотность, удельная теплоемкость, теплопроводность) выбираются при средней температуре жидкости.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| t = | t’ + t’’ | (9) |
| 2 |

Если канал имеет сложную форму, в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр d экв, вычисляемый как отношение учетверенной площади проходного сечения f к смоченному периметру канала U:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *ℓ*опр= | d экв = | 4 f |
| U |

Например, при расчете водо-водяного подогревателя для теплоносителя, протекающего вдоль труб в межтрубном пространстве, эквивалентный диаметр определяется так:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| d экв = | 4π (Д2вн – nd2н) | = | Д2вн – nd2н |
| 4π (Двн + ndн) | Двн + ndн |

где Двн – внутренний диаметр корпуса, м; dн – наружный диаметр труб, м; n – число труб.

В теплообменниках типа «труба в трубе» для теплоносителя, протекающего в кольцевом канале:

|  |  |
| --- | --- |
| d экв = | Двн – dн |
|

Необходимые теплофизические параметры воды, воздуха, газообразных продуктов сгорания и водяного пара приведены в табл. 1-5 (прил. №1).

Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб.

Ряд газо-газовых и газожидкостных теплообменников конструктивно изготавливаются так, что один из теплоносителей омывает пучок труб в поперечном направлении.

В этих случаях для расчета коэффициента теплоотдачи рекомендуются следующие соотношения (Re>103, поток перпендикулярен оси пучка):

а) коридорные пучки труб

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Nu = | 0,22 Re 0,65 Pr 0,36 (Pr/Prст)0,25 | (10) |

б) шахматные пучки труб

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Nu = | 0,40 Re 0,6 Pr 0,36 (Pr/Prст)0,25 | (11) |

В этих формулах определяющий размер – наружный диаметр трубы пучка dн, определяющая температура – средняя температура потока (9).

Скорость потока рассчитывается по самому узкому месту поперечного сечения пучка.

На газы поправка Pr/Prст на газы не распространяется.

Соотношения (10), (11) позволяют определить коэффициент теплоотдачи α для труб 3-го и всех последующих рядов. Для труб 1-го ряда величину α определяют путем умножения вычисленного α для труб третьего ряда на поправочный коэффициент εα = 0,6. Для труб 2-го ряда в коридорных пучках εα = 0,9; а в шахматных εα = 0,7.

Средний коэффициент теплоотдачи пучка в целом вычисляется путем осреднения:

|  |  |
| --- | --- |
| α пучка = | αI + αII + (n – 2) αIII |
| n |

где n – число поперечных рядов труб в пучке.

Эта формула применима для случая, когда поверхности нагрева каждого ряда одинаковы.

Если необходимо рассчитать теплоотдачу для пучка оребрённых снаружи труб, то применяется следующее выражение:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Nu = | 0,097 Re 0,72 |  | dн |  | -0.54 | ٠ |  | hp |  | -0,14 | (12) |
| SP | SP |

где hр – высота ребра, м; Sр – шаг ребер, м.

В качестве определяющего размера в формуле (12) принят шаг ребер Sр, определяющей температурой является средняя температура теплоносителя (9).

Теплоотдача при конденсации пара на трубах.

Парожидкостные теплообменники могут изготовляться с горизонтальными или вертикальными трубами. На наружной поверхности этих труб конденсируется пар, отдавая теплоту холодному теплоносителю, протекающему внутри труб.

Для горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи вычисляется по формуле:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α = | 0,728٠ |  | λ3٠r٠g٠(ρ’ - ρ’’) | ٠ εt | (13) |
| *ν*٠ dн٠(tн – tс) |

где ρ’ и ρ’’– плотности конденсата и сухого насыщенного пара, кг/м3.

В формулу входят теплопроводность конденсата λ и кинематическая вязкость конденсата *ν*, которые принимаются при температуре насыщения tн.

Поправка εt учитывает зависимость физических свойств конденсата от температуры, которая переменна по толщине пленки конденсата, находящейся на трубе. Эту поправку рекомендуется вычислять по формуле:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| εt= |  |  | λc |  | 3 | ٠ | *ν* н |  |  | 0,125 |
| λн | *ν* с |

Здесь индексы с и н означают, что значения λ и *ν* конденсата выбираются соответственно при температуре стенки tс и температуре насыщения tн.

Среднее значение для коэффициента теплоотдачи на вертикальной трубе вычисляется по формуле:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α = | 0,943٠ |  | λ3٠r٠g٠(ρ’ - ρ’’) | ٠ εt٠εw | (14) |
| *ν*٠ dн٠(tн – tс) |

Выбор параметров, входящих в формулу (14), проводится по рекомендациям, относящимся к формуле (13).

Поправка εw учитывающая развитие волнового течения на вертикальной поверхности, рассчитывается по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
| εw = | Re 0,04 |
|

Предварительно вычисляется величина α по формуле (14) при ε*w*= 1, а затем рассчитывается число Re как

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Re = | 4٠ α ٠(tн – tс)٠*ℓ* |  | (15) |
| r٠ *ν*٠ ρ’ |

где *ℓ*  - высота трубы, м; остальные обозначения такие же как в формуле (13).

Определяющей температурой в формуле (15) является температура насыщения tн.

Далее вычисляется поправка εw, которая вводится в формулу (14).

Расчет лучистого теплообмена.

В пароперегревателях и экономайзерах тепловой перенос теплоты является сложным, так как к конвективному присоединяется лучистый перенос теплоты. Суммарный коэффициент теплоотдачи определяется так:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| α = | αk+αл | (16) |

где αл = коэффициент теплоотдачи излучением между газовым объемом и наружной поверхностью труб, в которых протекает пар или жидкость.

Плотность лучистого теплового потока определяется по формуле

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| qл= | ε’сI٠ | с0 ٠ |  | εг |  | Т1 |  | 4 | - Аг٠ |  | Т сI |  | 4 |  | (17) |
| 100 | 100 |

где С0 = 5,7 Вт/м2 К4 – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Степень черноты газов εг при средней их температуре вычисляется выражением

|  |  |
| --- | --- |
| εг = | εCO2 +1,08 εH2O |

Степени черноты двуокиси углерода εCO2 и водяного пара εH2O зависят от содержания этих компонентов в газавом потоке, их парциальных давлений и толщины излучающего слоя газов.

Рекомендуется принять объемные доли СО2 и Н2О в продуктах сгорания:

r СО2 = 0,13 и r Н2О = 0,11

Давление газового потока в рассматриваемых аппаратах примерно равно барометрическому (В=0,102 МПа ). В этом случае парциальные давления компонентов:

Р СО2 = 0,13 В и Р Н2О = 0,11 В

Средняя длина пути луча *ℓ* л , называемая еще эффективной толщиной излучающего слоя, рассчитывается по уравнению

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *ℓ* л = | 1,08 ٠ dн ٠ |  | S1 ٠ S2 | - 0,785 |  |
| d2н |

где S1 и S2 – шаги труб в поперечном и продольном направлениях.

Степени черноты εCO2 и εH2O определяется по графикам [I, с. 369,370; 2, с.211; 3, с. 189,196] в зависимости от произведений РСО2 ٠*ℓ* и Р Н2О٠*ℓ* при средней температуре газа t1 (9).

Эффективная степень черноты ε’оболочкигазового объема вычисляется, исходя из известной степени черноты поверхности труб (для стали εсI= 0,7; для чугуна εсI= 0,85)

ε’сI = 0,5 (εсI +1)

Поглощательная способность газов Аг рассчитывается с использованием средней температуры стенки tс1, предварительно определенной по рекомендациям раздела 5.

При средней температуре стенки tс1с помощью указанных выше графиков определяются степени черноты εCO2 и εH2O и далее вычисляется поглощательная способность по формуле:

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Аг = | εCO2 |  | Т1 |  | 0,65 | + 1,08 εH2O |
| Тс1 |

После определения по формуле (17) величины qл может быть найден коэффициент теплоотдачи излучением:

|  |  |
| --- | --- |
| αл = | qл |
| t1- tс1 |

Вычисление температур поверхностей стенки.

После того как определены температуры теплоносителей на входе в теплообменный аппарат и при выходе из него, следует определить средние температуры поверхностей стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей.

Необходимость этого вызвана тем, что в формулы для вычисления коэффициентов теплоотдачи в ряде случаев входят параметры, зависящие от температуры поверхностей стенки, через которую идет процесс теплового переноса.

Если коэффициенты теплоотдачи α1иα2 величины одного порядка (водо-водяные, газо-газовые теплообменники), то можно принять, что средняя температура стенки равна полусумме средних температур теплоносителей:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| tс= | t1 + t2 | (18) |
| 2 |

По этой температуре определяются значения Prс, далее рассчитываются коэффициенты теплоотдачи α1иα2 с обеих сторон стенки и коэффициент теплопередачи К, а затем температуры поверхностей уточняют по формулам:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| q = | К ٠ ∆t ср |  | tс1= t1- | q |  | tс2 = tc1- | q | δ | (19) |
| α1 | λ |

Если значение tс намного отличается от вычисленного предварительно (18), то расчет α1,α2 и Кповторяют, используя значения температур, определенных по формулам (19).

Для пароводяных теплообменников вычисления α1со стороны конденсирующего пара ведут также методом последовательных приближений. Сначала определяют Δtср по формуле (2), а затем рассчитывают приближенное значение

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| tс1= tн- | ∆t ср | (20) |
| 2 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| tс1= tн- | К ٠ ∆t ср | (21) |
| α1 |

Это значение tс1 используется для вычислений α1, α2 и К,далее уточняется значение tс1 по выражению

Расчет не повторяют, если предварительно заданное значение из формулы (20) близко к уточненной величине температуры поверхности из формулы (21) и разница между предварительной и уточненной температурами составляет не более 5-10­ °С. В противном случае расчеты производят вновь, основываясь на уточненной температуре.

Процесс теплообмена в паропегревателях и экономайзерах характеризуется тем, что коэффициент теплоотдачи α1 от газов к стенке на порядок и более ниже, чем коэффициент α2 от стенки к пару или воде, т.е. α1<< α2.

В этих случаях значение tс2 близко к средней температуре холодного теплоносителя t2, и в первом приближении для последующего уточнения можно принять

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| tс1= | t’2 + t’’2 | +20°C |  |
| 2 |

Это значение tс1используется только для расчета лучистого теплообмена между газовым потоком и поверхностью трубы.

V. Конструктивные характеристики теплообменных аппаратов.

1. **Водо-водяные теплообменники.**

а) Трубчатый водо-водяной подогреватель систем отопления и горячего водоснабжения (рис.1)

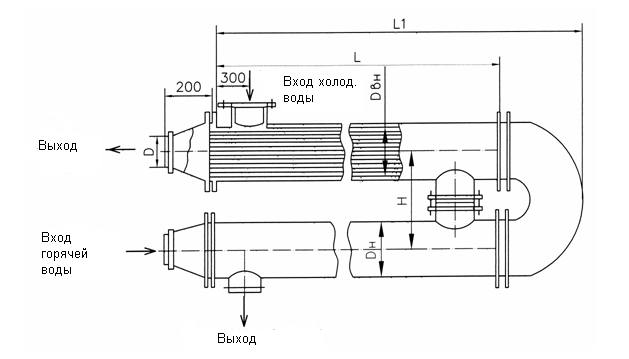


Рис.1

Внутри стального цилиндрического корпуса находятся изготовленные из латуни (λ = 105 Вт/м٠К) трубки, по которым протекает холодная жидкость. В межтрубном пространстве движется горячая жидкость. При этом величины линейного удлинения корпуса и трубок выравниваются. Как правило, используется притивоточная схема. Подогреватели выпускаются с длиной трубок L = 2000 мм и L = 4000 мм.

Наружный диаметр латунных трубок dн = 16 мм, внутренний dвн = 14 мм. Основные конструктивные размеры одной из секций водо-водяных подогревателей представлены в табл. 1.

Таблица 1.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Обозначение подогревателя** | **Двн, мм** | **Число трубок** | **Дн, мм** | **Ду, мм** | **Н, мм** | **L1 - L, мм** |
| **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** |
| Z - 02 | 50 | 4 | 57 | 40 | 200 | 136 |
| Z - 04 | 69 | 7 | 76 | 50 | 200 | 150 |
| Z - 06 | 82 | 12 | 89 | 65 | 240 | 207 |
| Z - 08 | 106 | 19 | 114 | 80 | 300 | 212 |
| Z - 10 | 158 | 37 | 168 | 100 | 400 | 361 |
| Z - 12 | 207 | 64 | 210 | 150 | 500 | 417 |
| Z - 14 | 259 | 109 | 273 | 200 | 600 | 518 |
| Z - 16 | 309 | 151 | 325 | 200 | 600 | 612 |

Конструктивные размеры позволяют определить площадь живого сечения трубок, межтрубного пространства, а также поверхность теплообмена одной секции.

Массовый расход теплоносителя, скорость его движения и площадь проходного сечения связаны следующим уравнением:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| М = | ρ٠w٠f | (22) |

Плотность теплоносителя выбирается по средней температуре теплоносителя t (9).

Если задана только одна из крайних температур теплоносителя, необходимо задаваться другой, а в последующем уточнять ее.

На заключительном этапе расчета после определения полной поверхности теплообмена F необходимо рассчитать число секций которые обеспечат тепловую мощность:

|  |  |
| --- | --- |
| m= | F |
| Fсекц |

б) Водо-водяной подогреватель типа «труба в трубе» (рис. 2)

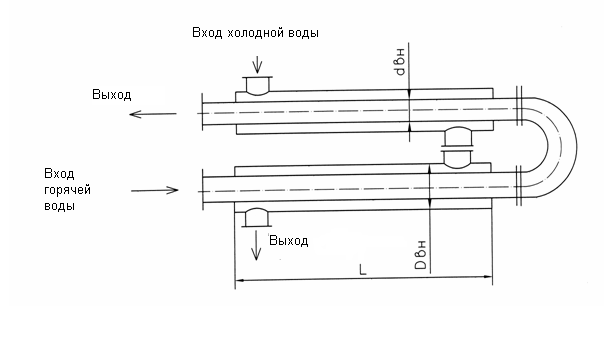


Рис. 2

Эти теплообменники изготовляют из стальных труб (λ=105 Вт/м٠К) длиной от 2000мм до 4000мм. Диаметры наружной и внутренней труб определяются после вычисления площади кольцевого сечения для прохода холодной воды и площади сечения внутренней трубы по формуле (22).

Толщина стенки внутренней трубы 1,5 – 3,0 мм.

Задавшись длиной труб в секции, определяют поверхность ее нагрева, а затем число секций, исходя из уже рассчитанной полной поверхности теплообмена

1. **Пароводяные теплообменники (рис. 3).**

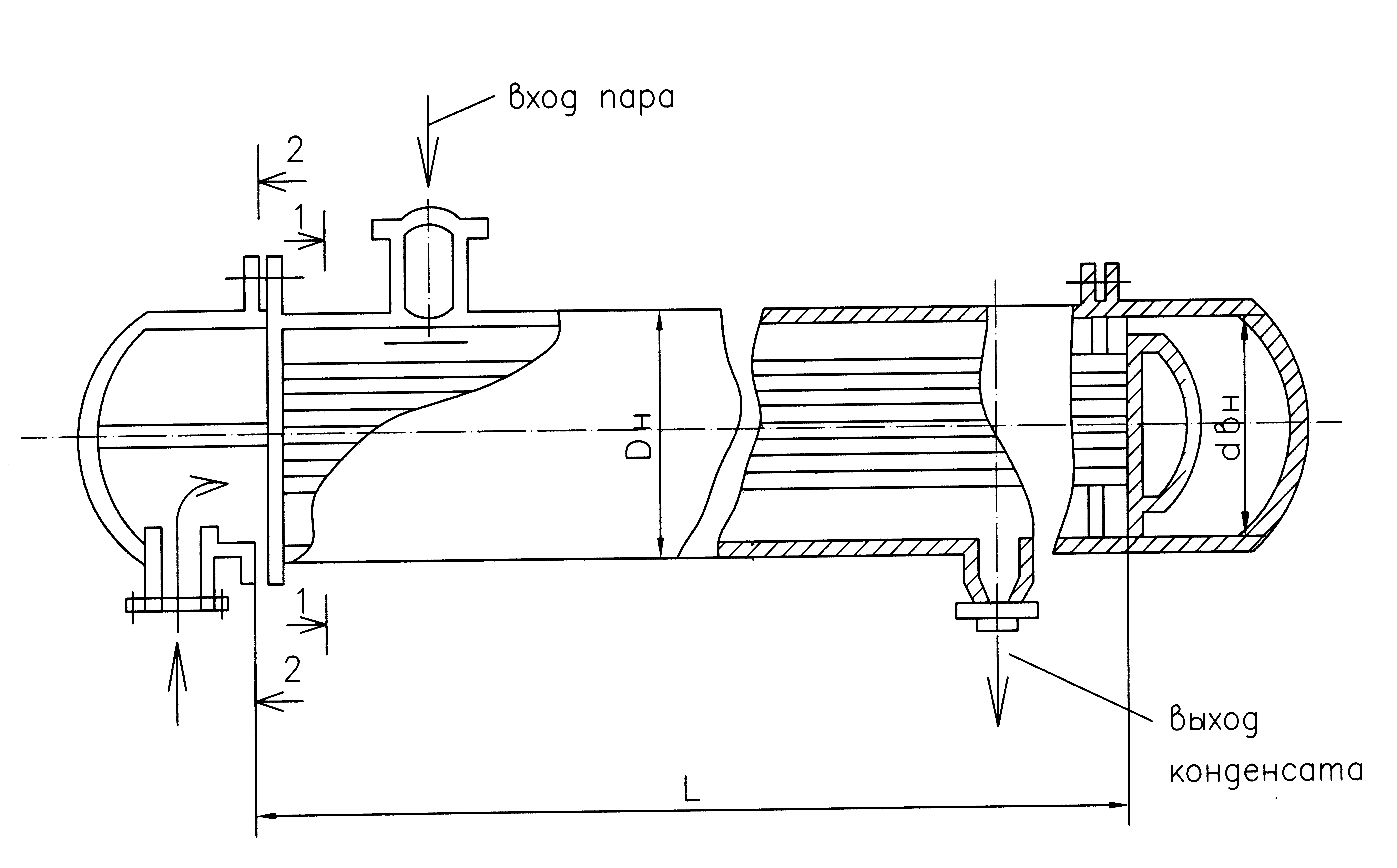




Рис.3

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Номер подогревателя** | **Дн, мм** | **Д вн, мм** | **Число труб** |
| 01 | 325 | 309 | 68 |
| 02 | 426 | 412 | 124 |
| 03 | 480 | 466 | 176 |
| 04 | 530 | 516 | 232 |
| 05 | 630 | 616 | 392 |
| 06 | 720 | 704 | 560 |
| 07 | 820 | 804 | 792 |
| 08 | 1020 | 1002 | 1032 |
| 09 | 1220 | 1200 | 1652 |

Конструктивные характеристики горизонтальных пароводяных теплообменников представлены в табл. 2.

Водяной пар подается в межтрубное пространство, конденсируется, отдавая теплоту воде; конденсат отводится из нижней части корпуса.

Нагреваемая вода, протекая внутри трубок, делает четыре горизонтальных хода, поэтому число труб, по которым движется поток воды, равно n/4.

Таблица 2

Латунные трубы, применяемые в пароводяных теплообменниках, имеют наружный диаметр dн = 16 мм, внутренний dвн = 14 мм, λ = 105 Вт/м٠К.

Для определения массового расхода воды М2 или ее скорости следует использовать формулу (22).

Длина труб L рассчитывается после определения полной поверхности теплообмена F по выражению

|  |  |
| --- | --- |
| *ℓ* = | F |
| 4٠n٠π٠ dср |
| где dср = | dн + dвн |
| 2 |
|  |  |

1. **Комплект пароводяного и водяного теплообменников**

При использовании в качестве теплоносителя насыщенного водяного пара опимальным является применение для нагревания воды комплекта из пароводяного и водяводяного теплообменников. Водяной пар подогревает воду до нужной температуры. Но перед этим вода проходит через водоводяной теплообменник, где подогревается за счет охлаждения конденсата, образоваавшегося в пароводяном теплообменнике.

1. **Пароперегреватели (рис. 4).**

Для повышения температуры пара, т.е. его перегрев за счет теплоты продуктов сгорания топлива, применяются пароперегреватели. Трубы пароперегревателей изготовляются из жаропрочных легированных сталей (λ = 22 Вт/м٠К) и имеют наружный диаметр dн = 32 мм, а внутренний dвн = 28 мм.

Пар движется по параллельно подключенным змеевикам перекрестно-противоточно относительно потока газов. Трубы имеют коридорное расположение с шагом поперек потока S1 = 2,5٠dн, S2 = 3٠dн.

Температура продуктов сгорания высока и при расчете пароперегревателя необходимо учитывать лучистый теплообмен между газовым потоком и наружной поверхностью труб (16).

После вычисления полной поверхности теплообмена F пароперегревателя определяется число параллельно включенных змеевиков по найденной предварительно площади проходного сечения для пара из уравнения (22).

Площадь сечения канала f1, по которому протекают продукты сгорания и в котором расположены трубы пароперегревателя, определяются также на основании уравнения (22).

Если задаться высотой канала в пределах от 1 до 3м, то из формулы для расчета площади проходного сечения для газов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| f1 = | a٠(b-n٠dн) |  |

можно определить ширину этого канала b.

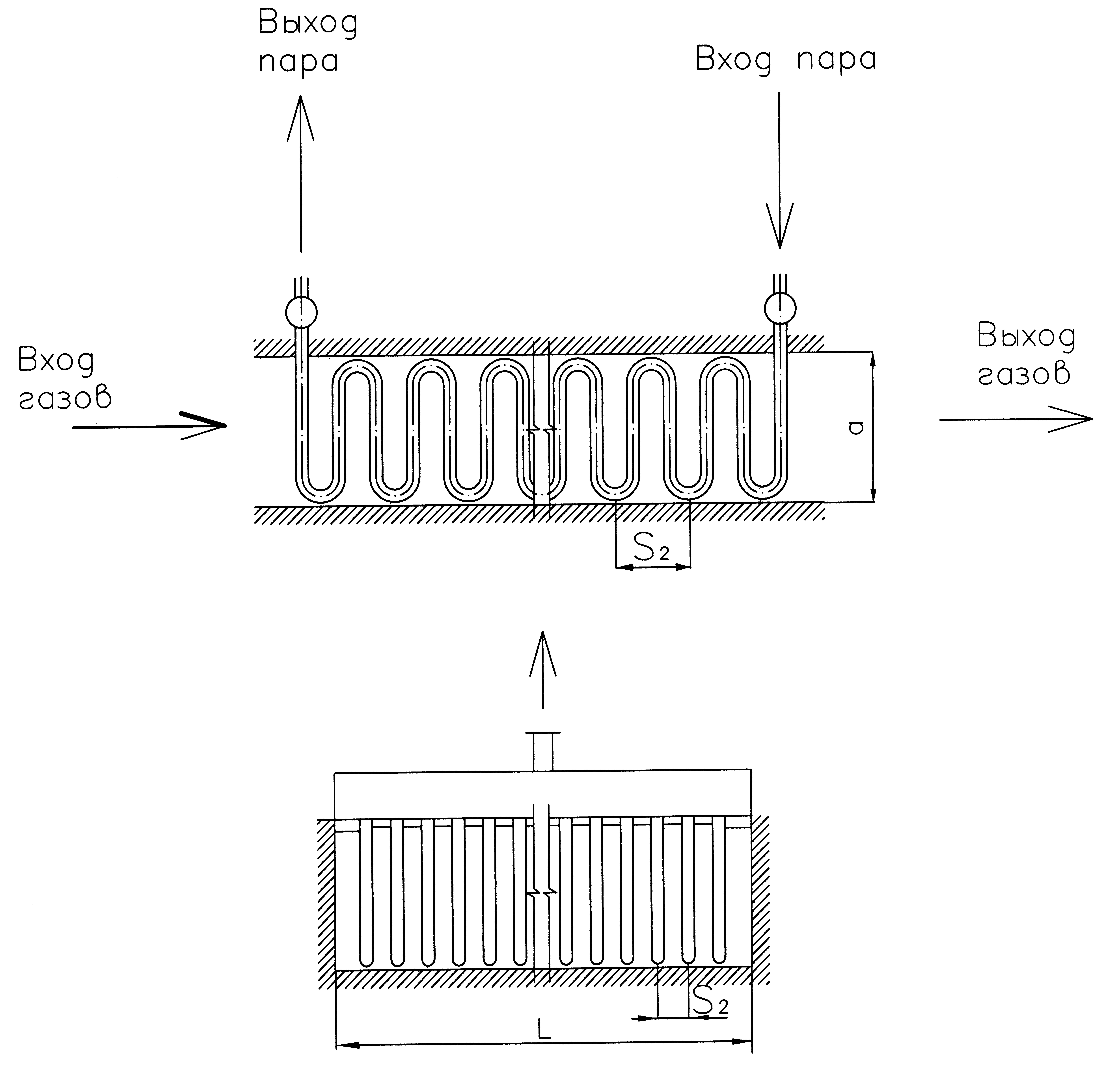


Рис. 4

Габаритная длина пароперегревателя L может быть рассчитана по выражению

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| L = |  | *ℓ* |  | ٠ S2 |
| a |

1. **Воздухоподогреватели (рис. 5)**

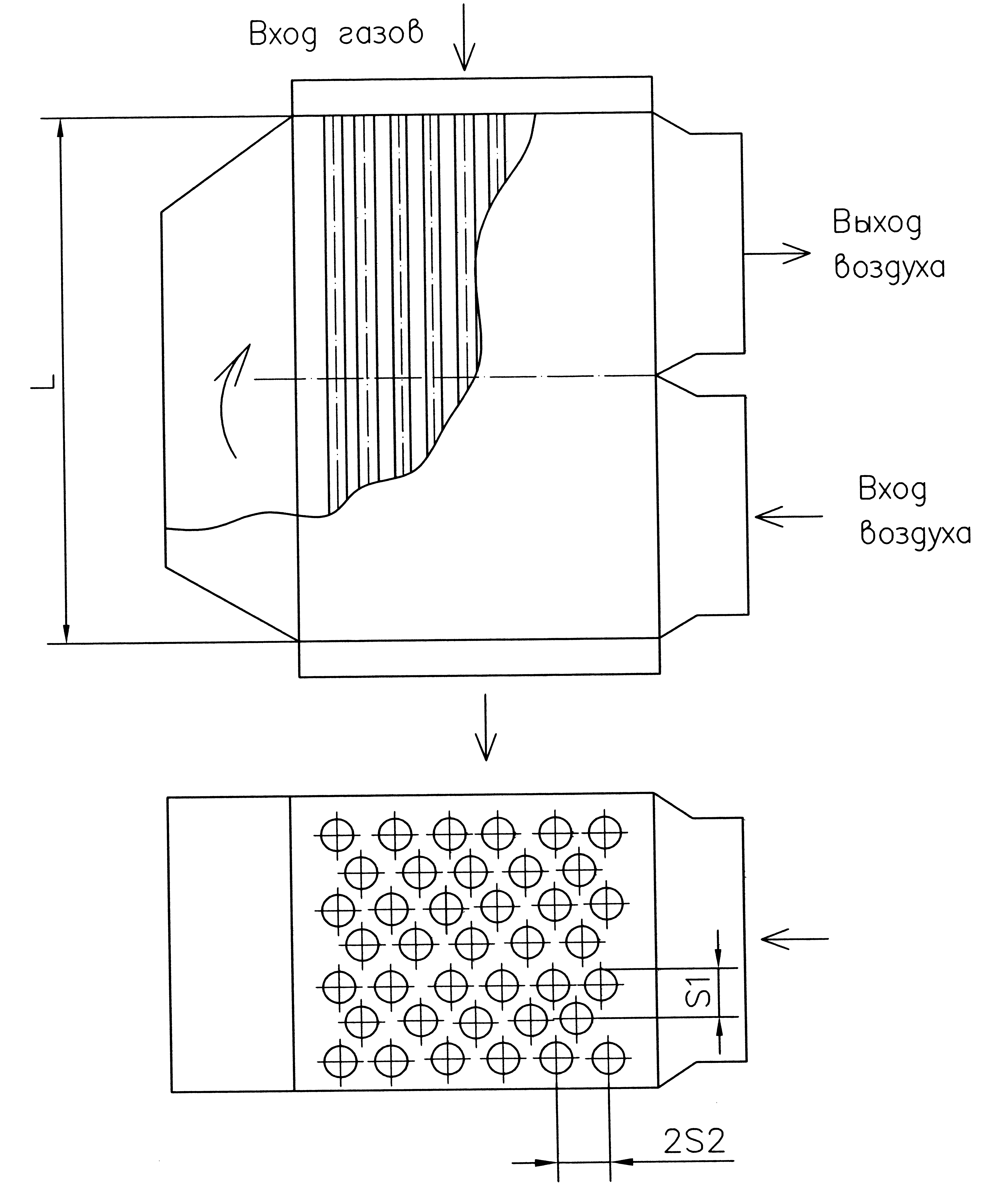


Рис. 5

Внутри труб, расположенных в шахматном (или коридорном) порядке, движутся, охлаждаясь, продукты сгорания топлива. Воздух поперечным двухходовым потоком омывает эти трубы снаружи. Шаг труб S1 = S2 = 1,3 dн, наружный диаметр dн = 40 мм, внутренний dвн = 37 мм, материал – углеродистая сталь (λ = 46,5 Вт/м٠К).

Цель расчета – определение необходимой поверхности теплообмена, высоты и количества труб поперек и вдоль потока воздуха, т.е. компоновка воздухоподогревателя.

После определения из уравнения (22) площади проходного сечения для газов f1 рассчитывается общее количество труб:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| n= | f1 | = | 4 ٠ f1 |
| fтр | π٠ d2вн |

По рассчитанной поверхности теплообмена вычисляется высота труб:

|  |  |
| --- | --- |
| *ℓ* = | F |
| n ٠ π ٠ dср |

Известная из расчета площадь живого сечения для прохода воздуха f2 позволяет определить число труб, расположенных поперек потока воздуха

|  |  |
| --- | --- |
| n1 = | 2 ٠ f2 |
| *ℓ* ٠ (S1 - dн) |

и вдоль воздушного потока

|  |  |
| --- | --- |
| n2 = | n |
| n1 |

**5. Водяные экономайзеры (рис. 6).**

Водяной экономайзер устанавливается за котельным агрегатом и служит для подогрева идущей в котел питательной воды за счет теплоты продуктов сгорания топлива, уходящих из котлоагрегата.

Движение теплоносителей осуществляется по противоточно-перекрестной схеме.

Экономайзер системы ВТИ изготовляют из чугунных оребренных труб (λ = 63 Вт/м٠К).

При расчете коэффициента теплоотдачи *α*от газов к трубам обязательно следует учитывать лучистый теплообмен (16).

Вычисление коэффициента теплопередачи производится с учетом коэффициента оребрения.

После вычисления полной поверхности теплообмена F по известной поверхности нагрева одной трубы определяется общее количество труб экономайзера.

Затем производится компоновка экономайзера. Число труб в горизонтальном ряду n1 определяется после расчета площади сечения для парохода газов по формуле (22) и по заданному живому сечению для прохода газов поперек одной трубы.

Далее вычисляется количество труб по вертикали: n2 = n/n1.

Если экономайзер получается слишком высоким и узким (n2/n1 > 4), то возможна его компоновка в виде двух вертикальных колонок.

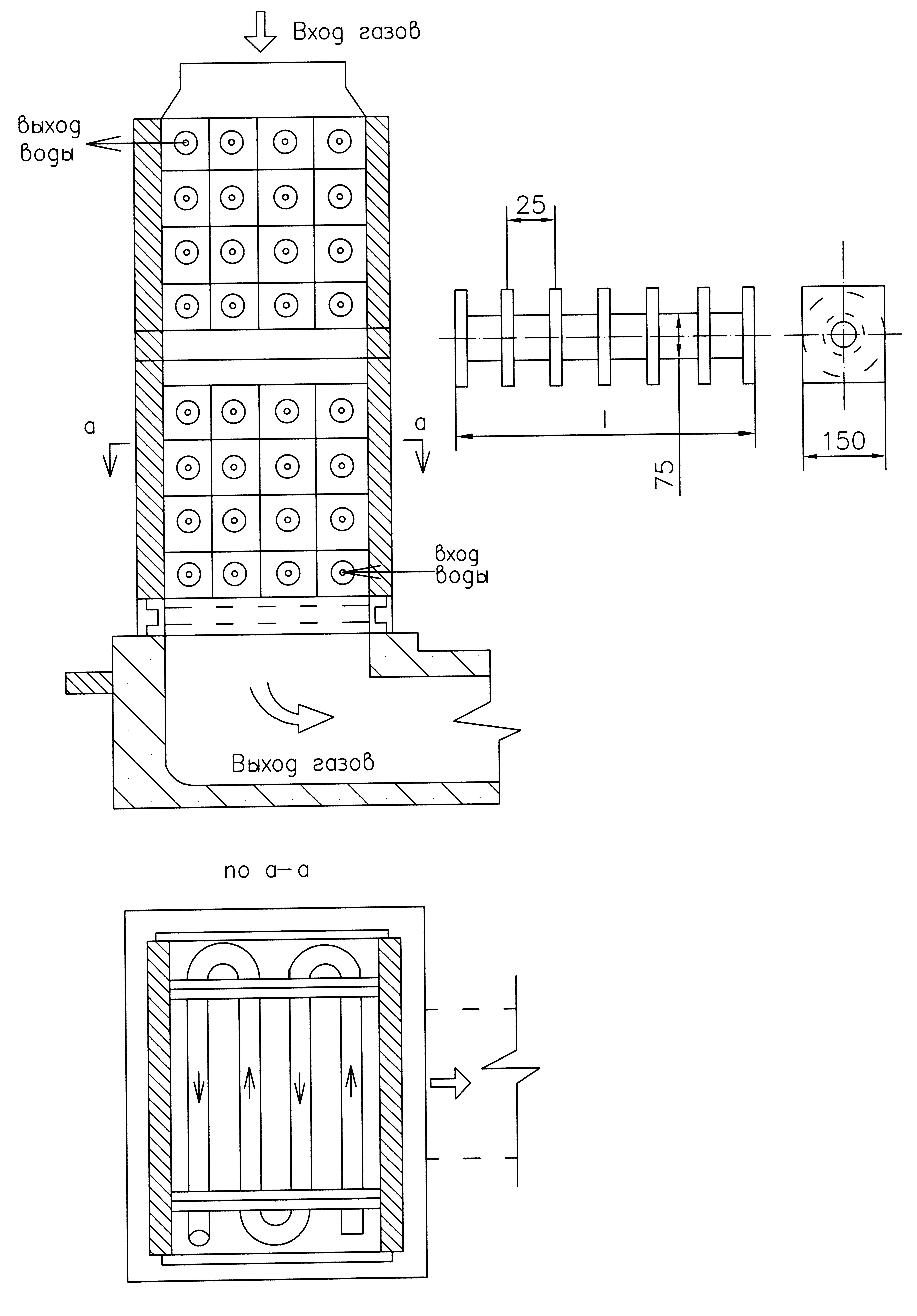


Рис. 6

В табл. 3 представлены основные характеристики труб экономайзеров ВТИ. Наружный диаметр труб dн = 76 мм, внутренний dвн = 68 мм. Шаг труб S1 = S2 = 2dн.

Таблица 3.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Характеристика одной трубы | Номер экономайзера | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Длина, м | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 |
| Поверхность нагрева с газовой стороны, м2 | 2,18 | 2,95 | 3,72 | 4,49 |
| Живое сечение для прохода газов, м2 | 0,088 | 0,120 | 0,152 | 0,184 |
| Коэффициент оребрения φ = Fр/ F | 6,82 | 6,9 | 6,96 | 7,02 |

**ЛИТЕРАТУРА:**

1. Исаченко В. П., Сукомел А. С., Осипова В. А. Теплопередача. – М., Энергия, 1981
2. Краснощеков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче. – М., Энергия, 1980
3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М., Энергия, 1977
4. Кушнырев В. И., Лебедев В. И., Павленко В. А., Техническая термодинамика и теплопередача. – М., Стройиздат, 1987

Приложение №1.

Таблица 1.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Физические свойства сухого воздуха при В = 1,102 мПа (760 мм рт.ст.) | | | | | |
| t, °C | Cp, | ρ, | λ٠102, | **ν** ٠106, м2/м | Pr |
| -30 | 1,013 | 1,453 | 2,20 | 10,80 | 0,723 |
| -20 | 1,009 | 1,395 | 2,28 | 12,79 | 0,716 |
| -10 | 1,009 | 1,342 | 2,36 | 12,43 | 0,712 |
| 0 | 1,005 | 1,293 | 2,44 | 13,28 | 0,707 |
| 10 | 1,005 | 1,247 | 2,51 | 14,16 | 0,705 |
| 20 | 1,005 | 1,205 | 2,59 | 15,06 | 0,703 |
| 30 | 1,005 | 1,163 | 2,67 | 16,00 | 0,701 |
| 40 | 1,005 | 1,128 | 2,76 | 16,96 | 0,699 |
| 50 | 1,005 | 1,093 | 2,83 | 17,95 | 0,698 |
| 60 | 1,005 | 1,060 | 2,90 | 18,97 | 0,696 |
| 70 | 1,009 | 1,029 | 2,96 | 20,02 | 0,694 |
| 80 | 1,009 | 1,000 | 3,05 | 21,09 | 0,692 |
| 90 | 1,009 | 0,972 | 3,13 | 22,10 | 0,690 |
| 100 | 1,009 | 0,946 | 3,21 | 23,13 | 0,688 |
| 120 | 1,009 | 0,898 | 3,34 | 25,45 | 0,686 |
| 140 | 1,013 | 0,854 | 3,49 | 27,80 | 0,684 |
| 160 | 1,017 | 0,815 | 3,64 | 30,09 | 0,682 |
| 180 | 1,022 | 0,779 | 3,78 | 32,49 | 0,681 |
| 200 | 1,026 | 0,746 | 3,93 | 34,85 | 0,680 |
| 250 | 1,038 | 0,674 | 4,27 | 40,61 | 0,677 |
| 300 | 1,047 | 0,615 | 4,60 | 48,33 | 0,674 |
| 350 | 1,059 | 0,566 | 4,91 | 55,46 | 0,676 |
| 400 | 1,068 | 0,524 | 5,21 | 63,09 | 0,678 |
| 500 | 1,093 | 0,456 | 5,74 | 79,38 | 0,687 |
| 600 | 1,114 | 0,404 | 6,22 | 96,89 | 0,699 |

Таблица 2.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Физические свойства газообразных продуктов сгорания | | | | | |
| t, °C | Cp, | ρ, | λ٠102, | **ν** ٠106, м2/м | Pr |
| 0 | 1,042 | 1,295 | 2,28 | 12,20 | 0,72 |
| 100 | 1,068 | 0,950 | 3,13 | 21,54 | 0,69 |
| 200 | 1,097 | 0,748 | 4,01 | 32,80 | 0,67 |
| 300 | 1,122 | 0,617 | 4,84 | 45,81 | 0,65 |
| 400 | 1,151 | 0,525 | 5,70 | 60,38 | 0,64 |
| 500 | 1,185 | 0,457 | 6,56 | 76,30 | 0,63 |
| 600 | 1,214 | 0,405 | 7,42 | 93,61 | 0,62 |
| 700 | 1,239 | 0,363 | 8,27 | 112,1 | 0,61 |
| 800 | 1,264 | 0,330 | 9,15 | 131,8 | 0,60 |
| 900 | 1,290 | 0,301 | 10,00 | 151,5 | 0,59 |
| 1000 | 1,306 | 0,275 | 10,90 | 174,3 | 0,58 |
| 1100 | 1,323 | 0,257 | 11,75 | 197,1 | 0,57 |
| 1200 | 1,340 | 0,240 | 12,62 | 221,0 | 0,56 |

Таблица 3.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Физические свойства воды на линии насыщения | | | | | | | |
| t, °C | Рн٠10-5 Па | ρ, | h', | Cp, | λ, | **ν** ٠106, м2/с | Pr |
| 0 | 1,013 | 999,9 | 0 | 4,212 | 0,560 | 1,789 | 13,5 |
| 10 | 1,013 | 999,7 | 42,04 | 4,191 | 0,580 | 1,306 | 9,45 |
| 20 | 1,013 | 998,2 | 83,91 | 4,183 | 0,597 | 1,006 | 7,03 |
| 30 | 1,013 | 995,7 | 125,7 | 4,174 | 0,612 | 0,805 | 5,45 |
| 40 | 1,013 | 992,2 | 167,5 | 4,174 | 0,627 | 0,659 | 4,36 |
| 50 | 1,013 | 988,1 | 209,3 | 4,174 | 0,640 | 0,556 | 3,59 |
| 60 | 1,013 | 983,1 | 251,1 | 4,179 | 0,650 | 0,478 | 3,03 |
| 70 | 1,013 | 977,8 | 293,0 | 4,187 | 0,662 | 0,415 | 2,58 |
| 80 | 1,013 | 971,8 | 335,0 | 4,195 | 0,669 | 0,365 | 2,23 |
| 90 | 1,013 | 965,3 | 377,0 | 4,208 | 0,579 | 0,326 | 1,97 |
| 100 | 1,013 | 958,4 | 419,1 | 4,220 | 0,684 | 0,295 | 1,75 |
| 110 | 1,433 | 954,0 | 461,4 | 4,233 | 0,685 | 0,272 | 1,60 |
| 120 | 1,985 | 943,1 | 503,7 | 4,250 | 0,686 | 0,252 | 1,47 |
| 130 | 2,701 | 934,8 | 546,4 | 4,266 | 0,686 | 0,233 | 1,35 |
| 140 | 3,614 | 926,1 | 589,1 | 4,287 | 0,685 | 0,217 | 1,26 |
| 150 | 4,760 | 917,0 | 632,2 | 4,313 | 0,684 | 0,203 | 1,17 |
| 160 | 6,180 | 907,4 | 675,4 | 4,346 | 0,681 | 0,191 | 1,10 |
| 170 | 7,920 | 897,3 | 719,3 | 4,380 | 0,676 | 0,181 | 1,05 |
| 180 | 10,030 | 886,9 | 763,3 | 4,417 | 0,672 | 0,173 | 1,03 |
| 190 | 12,550 | 876,0 | 807,8 | 4,459 | 0,670 | 0,165 | 0,96 |
| 200 | 15,550 | 863,0 | 852,5 | 4,505 | 0,663 | 0,158 | 0,93 |

Таблица 4.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Физические свойства сухого насыщенного пара | | | | | | | | |
| t, °C | Р٠10-5 Па | ρ'', | h'', | r, | Cp, | λ٠102, | **ν**٠106, м2/м | Pr |
| 100 | 1,01 | 0,598 | 2675,9 | 2256,8 | 2,135 | 2,372 | 20,02 | 1,08 |
| 110 | 1,43 | 0,826 | 2691,4 | 2230,0 | 2,177 | 2,489 | 15,07 | 1,09 |
| 120 | 1,98 | 1,121 | 2706,5 | 2202,8 | 2,206 | 2,593 | 11,46 | 1,09 |
| 130 | 2,70 | 1,496 | 2720,7 | 2174,3 | 2,257 | 2,686 | 8,85 | 1,11 |
| 140 | 3,61 | 1,966 | 2734,1 | 2145,0 | 2,315 | 2,791 | 6,89 | 1,12 |
| 150 | 4,76 | 2,547 | 2746,7 | 2114,4 | 2,395 | 2,884 | 5,47 | 1,16 |
| 160 | 6,18 | 3,258 | 2758,0 | 2082,6 | 2,479 | 3,012 | 4,39 | 1,18 |
| 170 | 7,92 | 4,122 | 2768,9 | 2049,5 | 2,583 | 3,128 | 3,57 | 1,21 |
| 180 | 10,03 | 5,157 | 2778,5 | 2015,2 | 2,709 | 3,268 | 2,93 | 1,25 |
| 190 | 12,55 | 6,394 | 2786,4 | 1978,8 | 2,856 | 3,419 | 2,44 | 1,30 |
| 200 | 15,55 | 7,862 | 2793,1 | 1940,7 | 3,023 | 3,547 | 2,03 | 1,36 |
| 220 | 23,20 | 11,62 | 2801,5 | 1857,8 | 3,408 | 3,896 | 1,45 | 1,47 |
| 240 | 33,48 | 16,76 | 2803,2 | 1765,6 | 3,881 | 4,291 | 1,06 | 1,61 |
| 260 | 46,94 | 23,72 | 2796,5 | 1661,4 | 4,468 | 4,803 | 0,913 | 1,68 |
| 280 | 64,19 | 33,19 | 2779,7 | 1542,9 | 5,234 | 5,489 | 0,600 | 1,90 |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Физические свойства перегретого водяного пара (λ, ; µ, Па٠с; Pr) | | | | | |
| t, °C | Параметры | Р٠10-5 Па | | | |
| 1 | 20 | 40 | 60 |
| 220 | λ٠102 | 3,51 | 3,98 | - | - |
| µ ٠106 | 17,3 | 17,0 | - | - |
| Pr | 0,96 | 1,20 | - | - |
| 250 | λ٠102 | 3,81 | 4,12 | 4,91 | - |
| µ ٠106 | 18,6 | 18,2 | 18,0 | - |
| Pr | 0,95 | 1,11 | 1,23 | - |
| 280 | λ٠102 | 4,12 | 4,37 | 4,86 | 5,38 |
| µ ٠106 | 19,8 | 19,6 | 19,4 | 1,90 |
| Pr | 0,94 | 1,06 | 1,21 | 1,45 |
| 310 | λ٠102 | 4,44 | 4,66 | 5,01 | 5,54 |
| µ ٠106 | 21,1 | 21,0 | 21,0 | 21,0 |
| Pr | 0,94 | 1,01 | 1,11 | 1,25 |
| 340 | λ٠102 | 4,78 | 4,99 | 5,26 | 5,64 |
| µ ٠106 | 22,3 | 22,4 | 22,6 | 22,8 |
| Pr | 0,93 | 0,98 | 1,05 | 1,14 |
| 380 | λ٠102 | 5,25 | 54,3 | 5,66 | 5,95 |
| µ ٠106 | 24 | 24,2 | 24,5 | 24,8 |
| Pr | 0,92 | 0,96 | 1,00 | 1,06 |

Исходные данные

Вариант №……..

1. Тип теплообменного аппарата

…………………………………………………………………………………………………

2.Тепловая мощность теплообменника………………………………………………..

3. Первичный (горячий) теплоноситель и его параметры …………………………………………………………………………………………………

4. Массовый расход горячего теплоносителя……………………………………..

5. Скорость движения горячего теплоносителя…………………………………………

6. Вторичный (холодный) теплоноситель и его параметры …………………………………………………………………………………………………

7. Массовый расход холодного теплоносителя …………………………………………………………………………………………………

8. Скорость движения холодного теплоносителя……………………………….

9.Толщина слоя накипи на поверхности труб:

- со стороны горячей воды…………………………….

- со стороны холодной воды…………………………...

10. Толщина слоя сажи на поверхности труб омываемых продуктами сгорания…………………………….

Целью выполнения курсовой работы является определение поверхности теплообмена заданного типа рекуперативного теплообменного аппарата.

Расчет выполняется для случаев чистых поверхностей теплообмена и для загрязненных отложениями сажи и накипи с учетом изменения диаметров труб и скоростей движения теплоносителей.

Определяются конструктивные размеры теплообменника, выбирается число секций, производится компоновка аппарата.

Строятся графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (в масштабе), рассчитывая температуры не менее, чем в пяти точках по направлению движения теплоносителей

На миллиметровой бумаге изобразить в масштабе чертеж рассчитанного рекуператора с указанием размеров.

Консультант………………………………

Работа выдана…………………………. Срок сдачи работы……………………………….

Факультет ТГВ

Кафедра Теплотехники и котельных установок

Дисциплина «Тепло- и массообмен»

## ВАРИАНТЫ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

# «Расчет рекуперативного теплообменного аппарата»

# Параметры с индексом «1» относятся к «горячему» теплоносителю

# Параметры с индексом «2» относятся к «холодному» теплоносителю

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Q | M 1 | W 1 | t’1 | t”1 | На входе в п/п - сухой насыщ. пар, p н | M2 | W2 | t’2 | t’’2 | δ 1нак | δ 2нак | δ сажи |
|  | кВт | кг/с | м/с | 0С | 0С | МПа | кг/с | м/с | 0С | 0С | мм | мм | мм |

1.Пароперегреватель

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | - | 1,7 | 9,0 | 1000 | 600 | 1,4 | - | 19 | - | 415 |  |  | 1,5 |
| 2 | - | 1,5 | 7,5 | 950 | 480 | - | - | 18 | 200 | 460 |  |  | 2.0 |
| 3 | - | 1,9 | 8,0 | 920 | 510 | 2,0 | - | 19 | - | 410 |  |  | 0,.5 |
| 4 | - | 1,8 | 7,8 | 1020 | 600 | - | - | 21 | 210 | 470 |  |  | 1,1 |
| 5 | - | 1,9 | 9,2 | 975 | 550 | 2.2 | - | 22 | - | 420 |  |  | 1,2 |
| 6 | - | 1,2 | 9,5 | 910 | 490 | - | - | 18 | 230 | 460 |  |  | 1,5 |
| 7 | - | 1,9 | 7,1 | 960 | 500 | 2.1 | - | 20 | - | 420 |  |  | 1,4 |
| 8 | - | 1,5 | 10,8 | 900 | 450 | 2.2 | - | 19 | - | 460 |  |  | 1,7 |

Шаг S1 = (1,5 – 2)\*dнар

2. Экономайзер

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | - | - | 10 | 350 | 170 | - | - | 1,2 | 105 | 200 |  | 1,5 |  |
| 2 | - | - | 9 | 400 | 150 | - | 3,8 | - | 110 | 185 |  |  | 1,2 |
| 3 | - | - | 10 | 390 | 160 | - | 4,5 | - | 115 | 210 |  | 2,0 |  |
| 4 | - | - | 8 | 380 | 140 | - | - | 1.4 | 105 | 185 |  |  | 2,0 |
| 5 | - | - | 9 | 380 | 150 | - | 4,3 | - | 110 | 205 |  | 1,3 |  |
| 6 | - | - | 9 | 350 | 160 | - | - | 1,5 | 105 | 200 |  |  | 1,5 |
| 7 | - | - | 10 | 410 | 170 | - | 3,2 | - | 115 | 215 |  | 1,0 |  |
| 8 | - | - | 11 | 420 | 160 | - | - | 1,4 | 110 | 225 |  |  | 1,9 |

3. Воздухоподогреватель

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | - | 5,0 | 14 | 250 | 150 | - | - | 6,9 | 21 | 120 |  |  | 2,0 |
| 2 | - | 6,0 | 15 | 300 | 160 | - | - | 7,4 | 17 | 130 |  |  | 1,0 |
| 3 | - | 5,5 | 12 | 320 | 170 | - | - | 6,3 | 24 | 140 |  |  | 1,5 |
| 4 | - | 7,0 | 13,5 | 280 | 160 | - | - | 6,2 | 25 | 145 |  |  | 1,8 |
| 5 | - | 7.5 | 14,5 | 270 | 150 | - | - | 7,3 | 20 | 125 |  |  | 1,4 |
| 6 | - | 6,1 | 13 | 250 | 145 | - | - | 6,8 | 22 | 145 |  |  | 1,7 |
| 7 | - | 5,8 | 12 | 270 | 165 | - | - | 6,7 | 24 | 125 |  |  | 1,9 |
| 8 | - | 6,7 | 14 | 305 | 170 | - | - | 7,2 | 22 | 130 |  |  | 1,3 |
| 9 | - | 6,9 | 15 | 310 | 160 | - | - | 7,3 | 18 | 120 |  |  | 1,5 |

Шаг S1 = S2 = (1,5 – 1,7)\*dнар

4. Блок «Пароводяной и водоводяной теплообменники»

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Q | M 1 | W 1 | t’1 | t”1 | На входе - сухой насыщ. пар,  p н | M2 | W2 | t’2 | t’’2 | δ 1нак | δ 2нак | δ сажи |
|  | кВт | кг/с | м/с | 0С | 0С | МПа | кг/с | м/с | 0С | 0С | мм | мм | мм |

a) Пароводяной теплообменник

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | - | 0,10 | - | - | - | 1,0 | - | - | - | 130 | - | 0,10 | - |
| 2 | - | 0,12 | - | - | - | 0,6 | - |  |  | 120 |  | 0,14 |  |
| 3 | - | 0,13 | - | - | - | 0,5 | - |  | - | 115 |  | 0,12 |  |
| 4 | - | 0,11 | - | - | - | 0,7 | - |  |  | 135 |  | 0,08 |  |
| 5 | - | 0,14 | - | - | - | 0.4 | - |  | - | 130 |  | 0,12 |  |
| 6 | - | 0,12 | - | - | - | 0,7 | - |  |  | 130 |  | 0,10 |  |
| 7 | - | 0,10 | - | - | - | 0.9 | - |  | - | 125 |  | 0,11 |  |
| 8 | - | 0,11 | - | - | - | 0.8 | - |  | - | 135 |  | 0,13 |  |

б) Водо-водяной теплообменник

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | W 1 | t’1 | t”1 |  |  | W2 | t’2 | t’’2 |  | δ2нак |
| 1 | - |  |  |  | - | - |  | 0,7 |  | 90 | - | 0,09 |
| 2 | - |  |  |  | - | - |  | 1,2 | 65 |  | - | 0,10 |
| 3 | - |  |  |  | - | - |  | 1,1 | 55 |  | - | 0,11 |
| 4 | - |  |  |  | - | - |  | 0,9 |  | 75 | - | 0,10 |
| 5 | - |  |  |  | - | - |  | 0,8 | 70 |  | - | 0,08 |
| 6 | - |  |  |  | - | - |  | 1,0 |  | 90 | - | 0,10 |
| 7 | - |  |  |  | - | - |  | 0,75 | 65 |  | - | 0,12 |
| 8 | - |  | 1,0 |  | 40 | - |  | - |  |  | - | 0,10 |

В методических указаниях – исправить

Стр. 4 в формуле при Δtб/ Δtм < 1,8 знак (-) заменить на (+)

Δtср = (Δtб + Δtм)/2

Стр. 16 в формуле dср знак (\*) заменить на (+) dср = (dн + dвн)/2

Стр. 5 в формуле (5 и 6) коэффициент оребрения увеличивает, коэффициент теплоотдачи поверхности, которая оребрена