Министерство Высшего Образования РФ

Кафедра Тепловых Электрических Станций

Пояснительная записка

к курсовому проекту на тему:

«Расчет парового котла типа Е-75-40 ГМ».

Выполнил:

Проверил:

**Аннотация.**

В данной курсовой работе рассмотрен типовой расчет промышленного парогенератора на примере парового котла Е-75-40 ГМ. Вид топлива, сжигаемого при работе котла мазут сернистый.

Основные параметры котла:

1. Номинальная паропроизводительность - 75;



1. Рабочее давление в барабане котла - 44;



1. Рабочее давление на выходе из пароперегревателя - 40;



1. Температура перегретого пара - 440;



1. Температура питательной воды - 150;



1. Температура уходящих газов - 180;



1. Температура горячего воздуха - 190.



В расчетно-пояснительной записке содержится:

листов-

эскизов-

таблиц-

**Техническая характеристика парогенератора Е-75-40 ГМ.**

Топочная камера объемом 297 полностью экранирована трубами Ø60\*3 *мм*с шагом 100 *мм* на боковых, фронтовой и задней стенах. На боковой стене топки расположены 2 горелки.



Схема испарения – трехступенчатая: в барабане расположены чистый отсек первой ступени испарения и два солевых отсека второй ступени (по торцам барабана) третья ступень вынесена в выносные циклоны Ø377*мм.*

Перегреватель – с вертикально расположенными змеевиками, двухступенчатый, выполнен из труб Ø42\*3 *мм.* Количество змеевиков – 18. Поперечный шаг труб – 75 *мм,* расположение - коридорное.

Экономайзер – стальной, гладкотрубный, змеевиковый, двухступенчатый, с шахматным расположением труб Ø32\*3 *мм.* Поперечный шаг труб – 75 *мм,* продольный – 55 *мм.*

Воздухоподогреватель – трубчатый, вертикальный, с шахматным расположением труб Ø40\*1,6 *мм.* Поперечный шаг труб – 60 *мм,* продольный – 42 *мм*.

Технические и основные конструктивные характеристики парогенератора следующие:

Номинальная паропроизводительность 75;



Рабочее давление пара 40;



Температура перегретого пара 440;



Площадь поверхностей нагрева, :



1) лучевоспринимающая (экранов и фестона) 211;



2) конвективная:

* фестона 31;



* перегревателя: 380



* экономайзера: 1070



* воздухоподогревателя: 2150



**Пуск барабанного котла на общую паровую магистраль.**

Пуск включает в себя:

1. Заполнение котла водой.
2. Его растопку.
3. Повышение параметров до номинальных.

При растопке в элементах котла возникают дополнительные температурные напряжения.

Если , т.е. , металл треснет, поэтому растопку ведут медленно и осторожно.



Последовательность пуска:

1. Проводят внешний осмотр (проверяется исправность горелок, дымососа, вентилятора, запорной и регулирующей арматуры, взрывных и предохранительных клапанов, контрольно-измерительных приборов и автоматики, подвод напряжения).
2. Закрывают дренажи 3, открывают воздушники 4, линию продувки пароперегревателя 5 и линию рециркуляции воды 2.
3. Через растопочный узел РУ медленно заполняют котел водой с температурой за даэратором



1. Заполнение водой заканчивают тогда, когда уровень воды в барабане достигнет минимально допустимого значения.
2. Включают дымосос и вентилируют газоходы в течение 15 минут (для исключения возможного взрыва).
3. С помощью факела устанавливают разрежение на уровне 1 *мм. вод. ст.*
4. Разжигают растопочные форсунки. После достижения устойчивого горения включают вентилятор. После достаточного прогрева топки переходят на сжигание основного топлива.
5. Готовят топливный тракт. Открывают линию рециркуляции и зажигают первую горелку. После появления пара из воздушников, их закрывают.
6. Тепловыделение расходуется на нагрев металла и обмуровки, нагрев воды, парообразования. С увеличением растопки после прогрева металла теплота тратится на парообразование.



Для снижения тепловых потерь .



При растопке котел периодически подпитывается через растопочный узел, при этом постоянно следят за уровнем воды в барабане.

При давлении в барабане , открывается главная паровая задвижка ГПЗ и прогревается паропровод.



10. Для исключения пережога защищают все рабочие поверхности. При растопке расход пара снижают в 10 раз, , кроме того, в результате гидравлической разверки в отдельных змеевиках , поэтому постоянно контролируют и .



Для защиты экономайзера от пережога расхолаживание выходных петель производят за счет рециркуляции воды.

При *Р >10МПа* через ЭКО прокачивают воду из магистрали.

Когда , котел подключают к магистрали 9, закрывают продувочную линию, отключают линию рециркуляции.



Подачей топлива и питательной воды, поднимают параметры до номинальных.

11. Включают автоматику.

**Останов паровых котлов.**

1. Нормальный (плановый) останов котла производится тогда, когда параметры снижают плавно, чтобы .



1. Аварийный, когда котел немедленно останавливается при резком снижении паропроизводительности.

**Плановый останов***.*

1. Снижается нагрузка до ;



1. Срабатывается угольная пыль в бункере, или отключается котел от газовой магистрали;
2. Отключают котел от паровой магистрали;
3. Котел подпитывается до верхнего предельного уровня в барабане;
4. На 15 минут открывается линия продувки пароперегревателя. Через 10 и 20 часов продувку повторяют.

При *Р<5 ат*, продувку осуществляют через расширитель.

После погасания факелов и вентиляции газоходов в течении 10 минут дымосос останавливают, и расхолаживание ведут естественным путем. Скорость снижения температуры 1-1,5 в минуту. Контролируют температуру стенки барабана.



При и температуре 70-80 открывают дренажи 3 и трубную систему опорожняют.



**Аварийный останов***.*

Котел аварийно останавливается, когда:

1. Уровень воды в барабане выходит за допустимые пределы.
2. Расход среды в ПК прекращается более чем на 30 сек.
3. Когда выходят из строя измерительные диафрагмы и водоуказательные колонки.
4. При погасании факела в топке, пожаре в газоходах.
5. При останове вентилятора, дымососа, паровой турбины.

Расчетная часть.

1. Составление расчетно-технологической схемы трактов паро­вого котла. Выбор коэффициентов избытка воздуха.

* 1. Расчетно-технологическая схема трактов парового котла со­ставляется на основе чертежей парового котла и задания на проектиро­вание. На рис.3 приведена схема парового котла Е-75-40 ГМ.
  2. Величину коэффициента избытка воздуха на выходе из топки αт’’ принимают для всех паровых котлов равной 1,2 при использовании твердых топлив. По [1, табл. 1.1] находятся для заданного парового кот­ла значения присосов воздуха в газоходы, вычисляются величины коэффициентов избытка воздуха за каждым газоходом, а также их средние значения и заполняется табл. 1.1.

Таблица 1.1

Избытки воздуха и присосы по газоходам

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № п./п. | Газоходы | Коэффициент избытка воздуха за газоходом  α" | Величина  присоса  Δα | Средний коэффициент из-бытка воздуха в газоходе  α |
| 1 | Топка и фестон | α"т = α"ф = αт = 1.1 | Δαт = 0.05 | αт = αт" = 1.15 |
| 2 | Пароперег­реватель | α"пе=α"т+Δα пе=1.13 | Δαпе = 0.03 | αпе = (αпе" + αт")/2 = 1.115 |
| 3 | Экономай­зер | α"эк=α"пе+Δα эк=1.15 | Δαэк = 0.02 | αэк = (αэк" + αпе")/2 = 1.14 |
| 4 | Воздухоподогреватель | α"вп=αух=α"эк+Δαвп=1.18 | Δαвп = 0.03 | αвп = (αух" + αэк")/2 = 1.165 |

1. *Топливо и продукты горения.*
   1. Для заданного вида и марки топлива из таблиц [1, П.1 и П.2] описываем элементарный состав рабочей массы:
2. Величина теплоты сгорания *Qнр* = ккал/кг.



1. Приведенная влажность
2. Приведенная зольность



1. Для контроля проверяется баланс элементарного состава:



* 1. Теоретические объемы воздуха V° и продуктов горения VRO2,. ,VN2o, VH2Oo при α = 1 выписываются согласно приложению из [1, табл. П.1] для твердых топлив:

V° = 10,45 м3/кг; VRO2 = 1,57 м3/кг; VN2o = 8,25 м3/кг; VоH2O = 1,45 м3/кг.

* 1. При α > 1 объемы продуктов горения Vг , объемные доли трехатомных газов и водяных паров rRO2 , rH2O, безразмерную концентрацию золы μзл, массу газов Gг, их плотность ρг рассчитываются по всем газоходам для средних и конечных значений α и сводятся в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Объемы и массы продуктов горения, доли трехатомных газов и водяных

паров, концентрация золы.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Величина | | Единицы | Vo=10,45; VRO2=1,57; VN2o=8,25;  VH2Oo=1,45,45; Ap=0 | | | |
| Газоходы | | | |
| Топка и фестон | Пароперег-реватель | Эконо-майзер | Воздухопо-догреватель |
| 1 | Коэффициент избытка воздуха за газоходом α” | | - | 1.1 | 1.13 | 1.15 | 1.18 |
| 2 | Коэффициент избытка воздуха средний в газоходе α | | - | 1.1 | 1.115 | 1.14 | 1.165 |
| 3 | VH2O=VH2Oo+0,016(α-1)Vo | за | м3/кг | 1,4668 | - | - | 1,4803 |
| ср. | - | 1,4693 | 1,4736 | 1,5778 |
| 4 | Vг=VRO2+VN2o+VH2O+  (α-1)Vo | за | м3/кг | 12,3318 | - | - | 13,1813 |
| ср. | - | 12,4911 | 12,7566 | 13,0221 |
| 5 |  | за | - | 0,1273 | - | - | 0.1191 |
| ср. | - | 0.1257 | 0.1231 | 0.1206 |
| 6 |  | за | - | 0.1189 | - | - | 0.1123 |
| ср. | - | 0.1176 | 0.1155 | 0.1135 |
| 7 | rп = rRO2 + rH2O | за | - | 0.2462 | - | - | 0.2314 |
| ср. | - | 0.2433 | 0.2386 | 0.2341 |
| 8 | Gг = 1-Aр/100+1,306αVo | за | кг/кг | 16,0115 | - | - | 17,1033 |
| ср. | - | 16,2162 | 16,5741 | 16,8986 |
| 9 |  | за | кг/кг | 0.0001 | - | - | 0.0001 |
| ср. | - | 0.0001 | 0.0001 | 0.0001 |
| 10 | ρг = Gг/Vг | за | кг/м3 | 1.2984 | - | - | 1.2975 |
| ср. | - | 1.2982 | 1.2933 | 1.2977 |

* 1. Энтальпии воздуха и продуктов горения Iвo, Iгo при α = l для табличных значений рабочей массы твердых и жидких топлив и сухой массы газовых топлив берут соответственно из [1, табл. П.З (стр.21-29) и П.4 (стр. 30-32)] во всем диапазоне температур газов Vг (100-2200°C).
  2. Энтальпии продуктов горения при α > 1 рассчитываются по формуле (ккал/кг, ккал/м3):

(2.1)



Энтальпию золы учитывают только в том случае, если приведенная зольностьуноса золы из топки (% кг/ккал): .



В данном случае энтальпия золы не учитывается.

* 1. Результаты расчетов сводятся в таблицу 2.2, по которой строится диаграмма Iг - νг (р.4).

Таблица 2.2.

Энтальпии воздуха и продуктов горения по газоходам парового котла.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Газоход | Температура газов |  |  |  |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Топка и фестон | 2200 | 10035 | 8484 | 848,4 | 1088,34 | 507 |
| 2100 | 9528 | 8066 | 806,6 | 1033,4 |
| 505 |
| 2000 | 9023 | 7648 | 764,8 | 9787,8 |
| 498 |
| 1900 | 8525 | 7230 | 723,0 | 9248 |
| 496 |
| 1800 | 8022 | 6812 | 681,2 | 8703,2 |
| 494 |
| 1700 | 7528 | 6465 | 640,5 | 8168,5 |
| 492 |
| 1600 | 7036 | 5997 | 599,7 | 7635,7 |
| 490 |
| 1500 | 6546 | 5590 | 559 | 7105 |
| 482 |
| 1400 | 6064 | 5182 | 518,2 | 6582,2 |
| 480 |
| 1300 | 5578 | 4775 | 477,5 | 6055,5 |
| 477 |
| 1200 | 5101 | 4378 | 437,8 | 5538,8 |
| 466 |
| 1100 | 4635 | 3981 | 398,1 | 5033,1 |
| 462 |
| 1000 | 4173 | 3584 | 358,4 | 4531,4 |
| 461 |
| 900 | 3712 | 3197 | 319,7 | 4031,7 |
| Пароперегре-ватель | 700 | 2811 | 2445 | 317,85 | 3128,85 | 432 |
| 600 | 2379 | 2071 | 269,32 | 2648,2 |
| 421 |
| 500 | 1958 | 1707 | 221,91 | 2179,91 |
| 413 |
| 400 | 1545 | 1351 | 175,63 | 1720,63 |
| Экономайзер | 500 | 1958 | 1707 | 256,05 | 2214,05 | 413 |
| 400 | 1545 | 1351 | 202,65 | 264,8 |
| 421 |
| 300 | 1142 | 1005 | 150,75 | 1291,75 |
| Воздухопо-догреватель | 300 | 1142 | 10005 | 180,9 | 1322,9 | 396 |
| 200 | 752 | 664 | 119,52 | 871,52 |
| 380 |
| 100 | 372 | 330 | 54,9 | 431,4 |

1. *Тепловой баланс парового котла. Определение расчетного расхода топлива.*
   1. Тепловой баланс составляют для установившегося состояния парового котла на 1 кг твердого топлива и жидкого или на 1 нм3 газового топлива в виде (ккал/кг, ккал/нм3):

Qрр = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 + Q6, (3.1)

или в виде:

100 = q1 + q2 + q3 + q4 + q5 + q6. (3.2).

* 1. Учитывая, что для рекомендуемых к проектированию паровых котлов не применяются горючие сланцы (расход тепла на разложение карбонатов топлива Qк = 0), располагаемое тепло топлива Qрр определяется по формуле:

Qpp = Qнр + Qв.вн. +iтл , (3.3)

* 1. Величину тепла, вносимого воздухом, подогреваемым вне парового котла, Qb.bh. учитывают только для высокосернистых мазутов.
  2. Величину физического тепла топлива iтл учитывают только для жидких топлив. Значит, в нашем случае:

Qpp = Qнp = 3740 ккал/кг (3.4)

* 1. Потери тепла с химическим q3 и механическим q4 недожогом определяются по [1, табл. 3.1] в зависимости от вида топлива и производителъности парового котла.

В нашем случае при D=35 т/ч:

q3 = 0.5%, q4 = 0%.

* 1. Потеря тепла с уходящими газами находится по формуле:



где: Iхвo = 9,5\*Vo = 9,5 \* 10,45= 99,279 ккал/кг.

Величина энтальпии уходящих газов Iух определяется линейной интерполяцией по таблице 2.2 для заданной температуры уходящих газов *ν*yx=180oC и коэффициенте избытка воздуха α = α"вп=1,18 (табл1.1).



где Iух=597,6 ккал/кг.

Для всех паровых котлов и топлив, указанных в [1, табл П.1 и П.2], значение должно находиться в пределах 4,5-11%. В нашем случае это условие выполняется.

* 1. Потеря тепла от наружного охлаждения котла q5 находится по [1, рис 3.1]:

q5 = 0,75%.

* 1. Потери с физическим теплом шлака q6 учитывают только при сжигании твердых топлив если:

.



– не учитывается.



* 1. КПД парового котла брутто находится по методу обратного баланса.

ηпк = 100 - (q2 + q3 + q4 + q5 + q6), (3.6)

ηпк = 100 - (5,0317 + 0,5 + 0,75) = 93,72%.

При расчете конвективных поверхностей нагрева долю потери тепла q5**,** приходящуюся на отдельные газоходы, учитывают введением коэффициента сохранения тепла:

(3.7)



где: ηпк = q1 - коэффициент полезного действия парового котла "брутто",%

* 1. Расход топлива, подаваемого в топку:



(3.8)

где Qпк - количество теплоты, полезно отданное в паровом котле:



(3.9)

где Dk – паропроизводительность котла, т/ч.



Значение энтальпии перегретого пара ine находится по [1, табл. П.7] по заданным давлению Рпе и температуре tne пара за пароперегревателем. Энтальпию питательной воды - по [1, табл. П.6] по заданным температуре tпв и давлению Рпв питательной воды за регулятором питания котла (Рпв=1,08Рб, где Рб - давление в барабане котла).

Pпв = l,08 \* 44 = 47,52 кгc/cм2,



* 1. Расход топлива, найденный по (3.8), используют в расчете элементов системы пылеприготовления при выборе числа и производительности углеразмольных мельниц, числа и мощности горелочных устройств. Но тепловой расчет парового котла, определение объемов дымовых газов и воздуха и количества тепла, отданного продуктами горения поверхностям нагрева, производятся по расчетному расходу фактически сгоревшего топлива с учетом механической неполноты горения:

. Т.к q4=0



Bр=B

1. *Выбор схемы топливосжигания.*

Для котла Е-75-40 ГМ и топлива мазут сернистый. Схема подготовки и подачи топлива представлена на рис. 4.1.

На рис.4.2 изображена схема горелки БКЗ для мазута сернистого.

1. *Поверочный расчет топки.*

Задачей поверочного расчета является определение температуры газов на выходе из топки при заданных ее конструктивных размерах. Конструктивные размеры топки определяют по чертежам парового котла, заданного для курсового проекта.

* 1. Определение конструктивных размеров и характеристик топочной камеры. На рис.5 показана схема топочной камеры. Конструктивные характеристики занесены в табл. 5.1. При расчете конструктивных размеров топки важно правильно определить “активный” объем топочной камеры. Границами объема являются плоскости, проходящие через осевые линии экранных труб, а в выходном сечении – плоскость, проходящая через осевые линии труб первого ряда фестона. В котле Е-75-40 ГМ границей объема в нижней части топки является под.
  2. Геометрические размеры, необходимые для расчетов и систематизируемые в табл. 5.1, в основном берут с чертежа, пользуясь указанными на них размерами.

Расчетную ширину фронтовой и задней стен топки определяют расстоянием между плоскостями, проходящими через оси труб боковых экранов, а ширину боковых стен между плоскостями, проходящими через оси труб фронтового и заднего экранов. Освещенную длину фронтовой и задней стен топки определяют по фактическим размерам плоскости, проходящей через оси труб соответствующего экрана в пределах объема топки.



Площадь боковой стены в границах активного объема топки определяют как площадь указанных фигур, пользуясь простейшими математическим приемами.



Геометрические размеры плоскости фестона и выходного окна топки совпадают. Ширину определяют расстоянием между плоскостями, проходящими через оси труб боковых экранов, а длину (высоту) – по действительному размеру конфигурации оси трубы первого ряда фестона в пределах активного объема топки. Фестон и задний экран условно разделяют воображаемой плоскостью, являющейся продолжением ската горизонтального газохода.

Наружный диаметр труб **d**, шаг между ними **S**, число труб в экране **z** и расстояние от оси трубы до обмуровки **e** принимают по чертежу.

Таблица 5.1.

Конструктивные размеры и характеристики топочной камеры.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование величин | Обозначение | Единица | Источ-ник или фор-мула | Топочные экраны | | | | | Выходное окно |
| Фронтовой | | Боко-вой | Задний | |
| Основ-ная часть | Под или хол. вор. | Основ-ная часть | Под или хол. вор. |
| 1 | Расчётная ширина экранированной стены | bст | м | Чертёж и эскиз | bфст = 5,78 | bф’ст = 5,78 | bбст = 5,02 | bзст = 5,78 | bз’ст = 5,78 | bок = 5,78 |
| 2 | Освещённая длина стены | lст | м | Чертёж и эскиз | lфст = 13,43 | lф’ст = 2,35 | - | Lзст = 7,7 | lз’ст = 2,5 | lок = 4,0 |
| 3 | Площадь стены | Fст | м2 | bст\* lст | Fфст = 77,63 | Fф’ст = 13,58 | Fбст = 51,37 | Fзст = 44,5 | Fз’ст = 14,47 | Fок = 23,12 |
| 4 | Площадь участка стены, не закрытого экранами, например занятого амбразурами горелок, соплами и т.п. | F iст | м2 | Чертёж и эскиз | Fфiст = 2,625 | - | - | - | - | - |
| 5 | Наружный диаметр труб | d | м | Чертёж и эскиз | dф = dф’ = dб = dз = dз’ = dз’ = 0,06 | | | | | |
| 6 | Число труб в экране | z | шт | Чертёж и эскиз | zф = 53 | zф’ = 53 | zб = 45 | zз = 53 | zз’ = 53 | - |
| 7 | Шаг экранных труб | S | м | Чертёж и эскиз | Sф = 0,1 | Sф’ = 0,1 | Sбср = 0,1 | Sз = 0,1 | Sз’ = 0,1 | - |
| 8 | Относительный шаг труб | S/d | - | - | 1,67 | 1,67 | 1,67 | 1,67 | 1,67 | - |
| 9 | Расстояние от оси трубы до обмуровки | e | м | Чертёж и эскиз | eф = 0,06 | eф’ = 0,06 | eб = 0,06 | eз = 0,06 | eз’ = 0,06 | - |
| 10 | Относительное расстояние до обмуровки | e/d | - | - | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | - |
| 11 | Угловой коэффициент экрана | x | - | Ном. 1а | xф = 0,93 | xф’ = 0,1 | Xб = 0,93 | xз = 0,93 | Xз’ = 1 | xок = 1 |
| 12 | Коэффициент, учитывающий загрязнение | ζ | - | Таблица 2.2 | ζ ф = 0,65 | ζ ф’ = 0,2 | ζ б = 0,65 | ζ з = 0,65 | ζ з’ = 0,2 | ζ ок = 0,65 |
| 13 | Коэффициент тепловой эффективности экрана | ψ | - | x\*ζ | ψ ф = 0,6045 | ψ ф’ = 0,2 | ψ б = 0,6045 | ψз = 0,6045 | Ψз’ = 0,2 | Ψок = 0,65 |

Среднее значение тепловой эффективности Ψср для топки в целом определяют по формуле:

,



где в знаменателе – расчетная площадь стен топки, которую определяют как сумму площадей (плоскостей), ограничивающих активный объем топки, (из табл. 5.1); в числителе – алгебраическая сумма произведений коэффициентов тепловой эффективности экранов на соответствующих этим экранам площади стен, покрытые испарительными поверхностями ; - площади участков стен *i* – ого экрана, не защищенных трубами.



Площадь стен топки:

*F тст* = *Fфст + Fф’ст +* 2\**Fбст + Fзст + Fз’ст + Fок* =

= 77,63 + 13,58 + 102,7 + 44,5 + 14,45 + 23,12 = 276 м2.

Тогда среднее значение коэффициента тепловой эффективности для топки:

*ψср* = [0,6045\*(77,63 *–* 2,625) + 0,2\*13,58 + 2\*0,6045\*51,35 +

+0,6045\*44,5 + 0,2\*14,45 + 0,65\*23,12] /276 = 0,507.

Активный объем топочной камеры определяют по формуле:

*Vт* = *Fбст\* bт* = 51,35\*5,78 = 297 м3 (5.2)

Эффективную толщину излучающего слоя в топке определяют по формуле:

*Sт* = 3,6 \* *Vт* / *F тст* = 3,6\*297 / 276 = 3,874 м. (5.3)

* 1. Расчет теплообмена в топке.
     1. Расчет основан на приложении теории подобия к топочным процессам. Расчетная формула связывает безразмерную температуру газов на выходе из топки с критерием Больцмана *Bо*, степенью черноты топки и параметром M, учитывающим характер распределения температур по высоте топки и зависящим от относительного местоположения максимума температур пламени, который определяется схемой размещения и типом горелок. При расчете используется в качестве исходной формулы:



, (5.4)



где θт” - безразмерная температура на выходе из топки;

Тт” = vт”+273 – абсо­лютная температура газов на выходе из топки, K;

Ta = νa+273 – температура газов, которая была бы при адиабатическом сгорании топлива;

*aт* – сте­пень черноты топки;

М – параметр, учитывающий характер распределения температур по высоте топки;

Во – критерий Больцмана определяется по формуле:

(5.5)



Из формул (5.4) и (5.5) выводится расчетная формула для опреде­ления температуры газов на выходе их топки υт”:



* коэффициент сохранения тепла;



* - расчетный расход топлива;



* - расчетная площадь стен топки;



* - средний коэффициент тепловой эффективности экранов;



* - коэффициент излучения абсолютно черного тела, ;



* - средняя суммарная теплоемкость продуктов горения 1 кг топлива в интервале температур газов от до , .



* + 1. Определяется полезное тепловосприятие в топке Qт и соответствующая ей адиабатическая температура горения Та.



(5.7)

где Qpp, q3, q4 – по данным пункта 3, q6 – в данном случае не учитывается.

Количество тепла вносимое в топку с воздухом:

Qв = Qгв + Qxв = (αт'' - Δαт - Δαпл)∙Iгво + (Δαт + Δαпл)∙Iхво, (5.8)

где Iгво и Iхво – энтальпии теоретических объемов воздуха соответственно горячего и холодного:I0гв = 636 ккал/кг; I0хв = 95 ккал/кг. Присосы из табл. 1.1. αпл = 0.05 – присос в топку (из [2, табл.2.3]).

Qв = (1.1 - 0.05) · 636 + 0,05· 95 = 672,5 ккал/кг.

Подставляя все данные в (5.7) получаем:

Qт = 9548,44\*(100 – 0,5)/100 + 672,5 = 9567,88 ккал/кг

Полезное тепловыделение в топке Qт соответствует энтальпии га­зов Iа, которой они располагали бы при адиабатическом сгорании топли­ва, т.е. =, по значению которой из таблицы 2.2. находят адиабатическую температуру горения при



Iт=9567,8 Vа=1991oС

* + 1. Параметр М, характеризующий температурное поле по высоте топки, определяется по формуле

М = А – В - xт, (5.9)

где А = 0.54 и В = 0.2 – опытные коэффициенты.

Относительное положение максимума температур факела в топке определяется по формуле

xт = xг +Δх, (5.10)

где xг = hг/Нг – относительный уровень расположения горелок, представляющий собой отношение высоты расположения горелок (от пода топки) к общей высоте топки (от пода топки до середины выходного окна из топки); hг=2,142м, xг = 0.2279



Xг=0,54-0,2\*0,2279=0,49

* + 1. Степень черноты ат и критерий Больцмана Во зависят от ис­комой температуры газов на выходе из топки υт''.

Ориентировочно примем υт'' = 1000°С; при этом Iт'' = 4461 ккал/кг.

Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топ­лива от υa до υт'' определяют по формуле

(Vc)ср = (Qт-I’’т)/(υа-υ’’т) = (9567,8–4461)/(1991–1000) = 5,21 ккал/(кг\*°C), (5.11)

где – энтальпия продуктов горения 1 кг топлива для принятой нами температуры газов , определяем по таблице 2.2 при



* + 1. Степень черноты топки определяется по формуле



(5.12)

где аф- эффективная степень черноты факела.

При камерном сжигании жидкого топлива основными излу­чающими компонентами являются трехатомные газы (С02 и H2O). В этом случае аф определяется по формуле

(5.13)



kг = 0.5 (м∙кгс/см2)-1 - коэффициент ослабления лучей топочной средой определяется по номограмме 3 [2, рис.2.4].

В зависимости от rH2O = 0,182 произведение

Рп∙Sт  = 1.05 (м∙кгс/см2),

где Pп = P\*rп = rп = 0,27 кгc/cм2 (P = 1 кгс/см2).

Пo (5.13) aф = 1 – e–0,2377\*1\*3,746 = 0,5917.

По (5.12)



Kc – коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами



* + 1. Подставляя М, аф*,* ат, (Vc)cp в формулу (5.6), получаем:



Так как полученная υт'' = 1059°C менее чем на 100 градусов отличается от υт'' = 1000°C, принятой в начале расчетов, то принимаем υт’’ = 1059°С и Iт''=4720 ккал/кг.

* + 1. Определяется количество тепла, переданное излучением топ­ке по формуле

Qл = φ(Qт – I’’т) = 0,9919\*(9567,8 – 4720) = 4807 ккал/кг (5.15)

* + 1. Удельное тепловое напряжение объема топки рассчитывается по формуле

*qV* = *Bр\*Qрр / Vт* = 5923,8\*8940 / 297 = 178,3 Мкал/(м2\*ч) (5.16)

Удельное тепловое напряжение сечения топки в области горелок рассчитывается по формуле

(5.17)



где f = bфст\*bбст = 5,87\*5,02 = 29,4674 м2 – сечение топки.



1. *Поверочный расчет фестона.*
   1. По чертежам и эскизу составляют таблицу 6.1. конструктивных размеров и характеристик фестона, определяем расчетную поверхность и площадь живого сечения для прохода газов. Конструктивные размеры определяем для каждого ряда труб фестона и для поверхности в целом.
   2. Конструктивные размеры и характеристики фестона. Длина трубы li определяется по осевой линии трубы с учетом ее конфигурации. Поперечный шаг S1 равен восьми шагам заднего экра­на.

Площадь живого сечения для прохода газов в каждом ряду опре­деляется по формуле

Fi=ai\*b-z1\*linp\*d, (6.1)

где – длина проекции трубы на плоскости сечения, проходящую через ось труб рассчитываемого ряда, *м;*



- высота газохода, *м;*



- ширина газохода, *м*(одинакова для всех рядов фестона);



- количество труб в ряду;



*d -*  наружный диаметр труб, *м.*

,,, *d* берем из таблицы 6.1 для соответствующего ряда фестона:



Так как Fвx и Fвых отличаются менее чем на 25%, Fcp находится усреднени­ем:

Fср = (Fвх+Fвых)/2

Таблица 6.1.

Конструктивные размеры и характеристики фестона

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование величин | Обозна-чение | Еди-ница | Ряды фестона | | | | Для всего фестона |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Наружный диаметр труб | d | м | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,06 |
| Количество труб в ряду | z1 | - | 18 | 18 | 18 | 17 | - |
| Длина трубы в ряду | li | м | 4,1 | 4.1 | 4.2 | 4.3 | - |
| Шаг труб:  поперечный (поперёк движения газов)  продольный (вдоль движения газов) | S1 | м | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,3 |
| S2 | м | - | 0,21 | 0,21 | 0,21 | 0,21 |
| Угловой коэффициент фестона | xф | - | - | - | - | - | 1 |
| Расположение труб (шахматное, коридорное) | - | - | Шахматное | | | | |
| Расчётная поверхность нагрева | H | м2 | 13,9 | 13,9 | 14,2 | 13,8 | 62,72 |
| Размеры газохода:  высота  ширина | ai | м | 4.24 | 4.3 | 4.25 | 4.3 | - |
| b | м | 5,78 | 5,78 | 5,78 | 5,78 | 5,78 |
| Площадь живого сечения для прохода газов | F | м2 | 20.2 | 20.4 | 20.1 | 20.5 | 20.3 |
| Относительный шаг труб: |  | | | | | | |
| поперечный | S1/d | - | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| продольный | S2/d | - | - | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| Эффективная толщина излучающего слоя | Sф | м | - | - | - | - | 1,15 |

* + 1. Расчетная поверхность нагрева каждого ряда равна геометрической поверхности всех труб в ряду по наружному диаметру и полной обогреваемой газами длине трубы, измеренной по ее оси с учетом гибов в пределах фестона (м2):

Hi=π\*d\*zli\*li  (6.2)

H1 = π\*0,06\*18\*4,1 = 13,9 м2,

H1 = π\*0,06\*18\*4,1 = 13,9 м2,

H1 = π\*0,06\*18\*4,2 = 14,2 м2,

H4 = π\*0,06\*17\*4,3 = 13,8 м2.

Расчетная поверхность фестона рассчитывается по формуле

Нф = Н1 + H2 + Н3 + Н4 = 13,9 + 13,9 + 14,2 + 13,8 = 55,8м2 (6.3)

Дополнительная поверхность экранов определяется, как площадь стен, покрытых экранами в газоходе фестона, по формуле Hдоп = ΣFст\*xб, где Fст – поверхность стен боковых экранов



Тогда Hдоп = 7,44\*0,93 = 6,92 м2  (6.4)

Hф’ = Hф + Hдoп = 55,8 + 6,92 = 62,72 м2 (6.5)

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле:

Sф = 0,9d((4/π)(S1S2 / d2)-1) = 0,9\*0,06(1,273\*0,3\*0,21/0,0036 – 1) = 1,15м.

Исходные данные для поверочного теплового расчета фестона представлены в таблице 6.2.

Таблица 6.2.

Исходные данные для поверочного теплового расчета фестона

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование величин | Обозначение | Единица | Величина |
|
| Температура газов перед фестоном | υ’ф = υ’’т | ˚С | 1058 |
| Энтальпия газов перед фестоном | I’ф = I’’т | ккал/кг | 4720 |
| Объём газов на выходе из топки | Vг | м3/кг | 12,24 |
| Объёмная доля водяных паров | rH2O | - | 0,182 |
| Суммарная объёмная доля трёхатомных газов | rп | - | 0,27 |
| Концентрация золы в газоходе | μзл | кг/кг | - |
| Температура состояния насыщения при давлении в барабане | tн | ˚С | 255 |

:



По таблице 2.2 для полученной при находят энтальпию газов за фестоном и по уравнению теплового баланса теплоносителя (продуктов горения) определяют тепловосприятие фестона (балансовое) () (I’’ф = 4214,5 ккал/кг.):



Тогда балансовое тепловосприятие фестона:

Qбф = φ(I’ф–I’’ф) = 0,9919\*(4720 – 4214,5) = 501 ккал/кг. (6.6)

1. Тепловосприятие фестона по условиям теплопередачи рассчи­тывается по формуле



(6.7)

где – тепло, полученное расчетом по уравнению теплопередачи и воспринятое рассчитываемой поверхностью, ;



*k-* коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева и учитывающий перенос тепла от газового потока не только конвекцией,но и излучением межтрубного слоя газов,;



- температурный напор, ;



- расчетный расход топлива,;



*H*  - расчетная поверхность нагрева, .



1. Коэффициент теплопередачи для фестона рассчитывается по формуле



(6.8)

где α1 *-* коэффициент теплоотдачи от газов к стенке рассчитывается по формуле

α1=ξ(αк+αл), (6.9)

где αк - коэффициент теплоотдачи конвекцией,

αл- коэффициент тепло­отдачи излучением,

ξ - коэффициент использования поверхности нагрева, для поперечно омываемых трубных пучков ξ = 1.

1. Для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией от га­зов к стенке труб рассчитывают среднюю скорость газового потока

,



где *υ* = (*υ’’ф* + *υ’Ф*)/2 = 983,5 оС, *F* = *Fср* = 20,3 м;

W = (5923,8\*12,24)/(3600\*20,3))((1004+273)/273) = 4,7 м/с (6.10)

αк = αн•Cz•Cs•Cф = 38\*0,92\*1,05\*0,96 = 35 ккал/(м2\*ч\*оС)

αн = 38 ккал/(м2\*ч\*оС) - коэффициент теплоотдачи конвекцией,

Cz = 0,92 - поправка на чис­ло рядов труб по ходу газов,

Cs = 1,05 - поправка на компоновку трубного пучка,

Сф = 0,96 - поправка на изменение физических свойств среды - оп­ределяются по ном. 13 [4].

1. Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов горения ад определяют по номограмме 19 [4] в зависимости от температур потока и стенки (αн), а также от степени черноты продуктов горения а:

αл = αн\*а.

a = 1 - e-kpS, p = 1 кгс/см2, S = 2,30:

a =1 – e- 1,1\*0,27\*1,15 = 0,205

αл = 163•0,331 = 53,95 ккaл/(м2•ч•OC)

Для определения степени черноты продуктов горения а использу­ют формулу (5.13), где

k•p•S=(kг•rп)•p•S

kг = 1,1 определяются по номограммt 3нно.

Для использования номограммы 19 надо знать температуру за­грязненной стенки:

tз = tн + 25 = 255 + 25 → αн = 150 ккал/(м2\*ч\*оС).

αл=150\*0,285\*1=42,75 ккaл/(м2•ч•OC)

α1 = = = 35+42,75 = 77,75 ккaл/(м2•ч•OC)



1. Коэффициент тепловой эффективности



1. Тепловой напор определяется по формуле:

∆tб = 1014 –255 = 759 оС, ∆tм = 953 – 255 = 698

оС (6.12)



Подставляя найденные k и Δt в формулу (6.7) находим

ккал/кг



Правильность расчета определяется выражением:

% < 5%



Т.к. тепловосприятие фестона по уравнению теплового баланса и теплопередачи отличается менее чем на 5%, то расчет считаем законченным.

1. *Определение тепловосприятий пароперегревателя, эконо­майзера, воздухоподогревателя и сведение теплового баланса паро­вого котла.*
2. Тепловосприятие пароперегревателя и воздухоподогревателя определяют по уравнениям теплового баланса рабочего тела (пара, воз­духа), а тепловосприятие экономайзера - по уравнению теплового балан­са теплоносителя (продуктов сгорания).
3. Тепловосприятие пароперегревателя определяют по формуле,

ккал/кг (7.1)



где Dne – паропроизводительность котла, кг/ч;

ine, iн – соответственно эн­тальпии перегретого и сухого насыщенного пара: по таблицам термоди­намического состояния пара ine определяют по заданным температуре tne и давлению Рпе перегретого пара; iн – по давлению пара в барабане Рб;

Δino – съем тепла в пароохладителе, служащем для регулирования темпе­ратуры перегретого пара, ккал/кг. В котле Е-75-40 ГМ можно принять Δino = 10÷20 ккал/кг.

Тепло, воспринимаемое пароперегревателем за счет излучения фа­кела топки, принимается для упрощения расчетов равным нулю.

В этом случае полное тепловосприятие пароперегревателя числено совпадает с тепловосприятием конвекцией, ккал/кг.

Qneк *=* Qne (7.2)

Для газохода пароперегревателя уравнение теплового баланса теп­лоносителя (дымовых газов) имеет вид:

(7.3)



Это уравнение решают относительно искомой энтальпии газов за пароперегревателем, ккал/кг:

(7.4)



где Iф'' - окончательное значение энтальпии газов за фесто­ном;

ϕ - по формуле (3.7);

Iхво  - по формуле из пункта 3.6;

Δαne - из табл. 1.1.

1. Тепловосприятие воздухоподогревателя определяют по урав­нению теплового баланса рабочего тела (воздуха), так как температура горячего воздуха задана, тепловосприятие воздухоподогревателя зависит от схемы подогрева воздуха. В данном случае есть предварительный по­догрев воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, за счет рецирку­ляции горячего воздуха Тепловосприятие воздухоподогревателя равно:

, (7.5)



где I0гв – энтальпия теоретического объема горячего воздуха, по табл. 2.2. при ,



;



- энтальпия теоретического объема воздуха перед воздухоподогревателем, подогретого за счет подачи части горячего воздуха на всос дутьевого вентилятора или в специально установленных калориферах. Из-за наличия предварительного подогрева величину I0в’ = 81, ккал/кг, определяем по [3, табл. 2.3] и температуре воздуха t’в = 60 оС, перед воздухоподогревателем.



Отношение объема воздуха за воздухоподогревателем к теорети­чески необходимому определяется по табл. 1.1:



Отношение объема рециркуляции в воздухоподогревателе горяче­го воздуха к теоретически необходимому:

(7.7)



Температура воздуха перед воздухоподогревателем tв’ должна предотвращать конденсацию водяных паров из газового потока на стен­ки труб и тем самым защищать воздухоподогреватель от низкотемпера­турной коррозии. Топливо в моем случае попадает в класс твердых влажных и в этом случае tв’ = 50 ÷ 600C. Принимаем tв’ = 60°C. Из задания tгв = 190°С; tхв = 30°С; Δαвп=0,06 из табл. 1.1.

ккал/кг



Тепловосприятие воздухоподогревателя по теплоносителю (по продуктам сгорания) имеет вид, ккал/кг:

(7.8)



Уравнение решают относительно Iэк”- энтальпия газов за водяным экономайзером, ккал/кг:

(7.9)



Iyx = 350,34 ккал/кг - энтальпия уходящих газов определяется по табл.2.2 для υух= 1600C,

Iпрс = 203,0 ккал/кг - энтальпия теоретического объема воздуха определяют по табл.2.2 при температуре присасываемого воздуха tпрс= (tгв+tв’)/2 = (190+60)/2 = 125 oC.

ккал/кг



1. Тепловосприятие водяного экономайзера определяют по уравнению теплового баланса теплоносителя (дымовых газов):

(7.10)



где Δαэк определяется по табл. 1.1.

ккал/кг



1. Определяется невязка теплового баланса котла по формуле

(7.11)



Тепловосприятия поверхностей нагрева берутся из уравнений теп­лового баланса: Qл , Qфб, Qпекб из (7.3), Qэкб из (7.10), КПД ηпк из (3.6) и потери тепла от механической неполноты сгорания q4 из пункта 3.5.

ккал/кг



Определение тепловосприятий поверхностей нагрева, граничных энтальпий и температур газов считают правильным, если невязка



Видно, что в расчете ошибок допущено не было.

1. *Поверочно-конструкторский расчет пароперегревателя.*

Весь расчет пароперегревателя сводится к правильному снятию размеров с чертежа. Эскиз пароперегревателя для котла Е-75-40 ГМ приведен на рис.8. Размеры и другие конструктивные характеристики приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1

Конструктивные размеры и характеристики пароперегревателя.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование величин | Обозначение | Единица | Номер ступени | | Весь пароперегреватель |
| 1 | 2 |
| Наружный диаметр труб | d | м | 0,042 | 0,042 | 0,042 |
| Внутренний диаметр труб | dвн | м | 0,036 | 0,036 | 0,036 |
| Число труб в ряду | z1 | шт | 64 | 64 | - |
| Число рядов по ходу газов | z2 | шт | 6 | 10 | 16 |
| Средний поперечный шаг труб | S1 | м | 0,09 | 0,09 | 0,09 |
| Средний продольный шаг труб | S2 | м | 0,012 | 0,012 | 0,012 |
| Средний относительный поперечный шаг | S1 /d | - | 2,14 | 2,14 | 2,14 |
| Средний относительный продольный шаг | S2 /d | - | 2,9 | 2,9 | 2,9 |
| Расположение труб | - | - |  |  | Коридорное |
| Характер взаимного движения сред | - | - |  |  | Смешанный ток |
| Длина трубы змеевика | l | м | 21 | 25 | - |
| Поверхность, примыкающая к стене | Fстx | м2 | 10,3 | 6,65 | 16,95 |
| Поверхность нагрева | H | м2 | 187,5 | 217,7 | 405,2 |
| Высота газохода на входе | a’ | м | 4,125 | 3,25 | - |
| Высота газохода на выходе | a’’ | м | 3,6 | 2,7 | - |
| Ширина газохода | b | м | 5,78 | 5,78 | 5,78 |
| Площадь живого сечения | Fср | м2 | 13,1 | 10,6 | 11,6 |
| Средняя эффективная толщина излучающего слоя | S | м | - | - | 0,26 |
| Глубина газового объема до пучка | lоб | м | 1 | 0,375 | 1,375 |
| Глубина пучка | lп | м | 0,55 | 1,05 | 1,6 |
| Кол-во змеевиков, включенных параллельно по пару | m | шт | 64 | 64 | 64 |
| Живое сечение для прохода пара | f | м2 | 0,065 | 0,065 | 0,065 |

Площади живых сечений для прохода газов на входе и выходе определяются по формулам

F1’ = a’\*b – z1\*d\*lпр = 4,125\*5,78 – 64\*0,042\*3,425 =14,6 м2

F1’’ = a’’\*b – z1\*d\*lпр = 3,25\*5,78 – 64\*0,042\*2,5 = 12,8 м2

F1’ = a’\*b – z2\*d\*lпр = 3,6\*5,78 – 64\*0,042\*3,425 = 11,6 м2

F1’’ = a’’\*b – z2\*d\*lпр = 2,7\*5,78 – 64\*0,042\*2,5 = 8,9 м2.

Усредняя (так как F1’ и F1" отличаются менее чем на 25%), получаем:

F1ср = (F1’+ F1’’)/2 = 13,1 м2

F2ср = (F2’+ F2’’)/2 = 10,6 м2

Средняя эффективная толщина излучающего слоя:

S = 0,9d((4/π)(S1S2 / d2)-1) = 0,9\*0,032(1,273\*0,075\*0,055/0,001 – 1) = 0,12 м.

Fстx = (2\*lп + 1,64 + 1,52)\*b\*x = 5,36\*5,52\*0,7 = 20,71 м2,

где Fстх – поверхность труб примыкающих к обмуровке, х=0,7 – угловой коэффициент, определяемый по номограмме 1[2].

Поверхность нагрева определяем по формуле:

H = z1dπl + Fстx

H1 = z1dπl + Fстx = 64\*0,042\*3,14\*21 + 10,3 = 187,5 м2.

H2 = z1dπl + Fстx = 64\*0,042\*3,14\*25 + 6,65 = 217,7 м2.

Живое сечение для прохода пара:

f = mπ(dвн)2 /4 = 64\*3,14\*0, 0,001296/4 = 0,065 м2

1. *Поверочно-конструкторский расчет экономайзера.*

Весь расчет экономайзера сводится к правильному снятию разме­ров с чертежа. Эскиз экономайзера для котла Е-75-40 ГМ приведен на рис.9. Размеры и другие конструктивные характеристики приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1.

Конструктивные размеры и характеристики экономайзера

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование величин | Обозначение | Единица | Величина |
| Наружный диаметр труб | *d* | м | *0,032* |
| Внутренний диаметр труб | *dвн* | м | *0,026* |
| Число труб в ряду | *z1* | шт | *25* |
| Число рядов по ходу газов | *z2* | шт | *40* |
| Поперечный шаг труб | *S1* | м | *0,075* |
| Продольный шаг труб | *S2* | м | *0,055* |
| Относительный поперечный шаг | *S1 /d* | - | *2,34* |
| Относительный продольный шаг | *S2 /d* | - | *1,72* |
| Расположение труб | *-* | - | Шахматное |
| Характер взаимного движения сред | *-* | - | Противоток |
| Длина горизонтальной части петли змеевика | *l1* | м | *5,85* |
| Длина проекции одного ряда труб на горизонтальную плоскость сечения | *lпр* | м | *6* |
| Длина трубы змеевика | *l* | м | *120,3* |
| Поверхность нагрева ЭКО | *Hэк.ч* | м2 | *604,4* |
| Глубина газохода | *a* | м | *1,9* |
| Ширина газохода | *b* | м | *6,16* |
| Площадь живого сечения для прохода газов | *Fг* | м2 | *6,9* |
| Эффективная толщина излучающего слоя | *S* | м | *0,122* |
| Суммарная глубина газовых объемов до пучков | *lоб* | м | *3,45* |
| Суммарная глубина пучков труб | *lп* | м | *2,25* |
| Кол-во змеевиков, включенных параллельно по воде | *m* | шт | *50* |
| Живое сечение для прохода воды | *f* | м2 | *0,02* |

Площадь живого сечения для прохода газов в экономайзере при поперечном смывании его газами определяют по формуле:

Fг = ab – z1dlпр = 1,9\*6,16 – 25\*0,032\*6 = 6,9 м2

Площадь живого сечения для прохода воды определяют по форму­ле:

f = mπ(dвн)2/4 = 50\*3,14\* 0,000676/4 = 0,027 м2

Длина змеевика определяется по формуле:

l = l1(z2/2) + (z2/2-1)πS2 = 5,85(40/2) + (40/2-1)\*3,14\*0,055 = 120,3 м

Поверхность нагрева экономайзера по формуле:

H = πdlm = 3,14\*0,032\*78,8\*50 = 604,4 м2

Эффективная толщина излучающего слоя

S = 0,9d((4/π)(S1S2 /d2)-1) = 0,9\*0,032(1,273\*0,075\*0,044/0,001024– 1) = 0,122 м

1. *Характеристики воздухоподогревателя.*

Весь расчет воздухоподогревателя сводится к правильному снятию размеров с чертежа. Эскиз воздухоподогревателя для котла Е-75-40 ГМ при­веден на рис.10. Размеры и другие конструктивные характеристики при­ведены в таблице 10.1.

Таблица 10.1.

Конструктивные размеры и характеристики воздухоподогревателя.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование величин | Обозначение | Единица | Величина |
| Наружный диаметр труб | *d* | м | *0,04* |
| Внутренний диаметр труб | *dвн* | м | *0,0368* |
| Число труб в ряду (поперек движения воздуха) | *z1* | шт | *100* |
| Число рядов труб по ходу воздуха | *z2* | шт | *39* |
| Поперечный шаг труб | *S1* | м | *0,06* |
| Продольный шаг труб | *S2* | м | *0,042* |
| Относительный поперечный шаг | *S1 /d* | - | *1,5* |
| Относительный продольный шаг | *S2 /d* | - | *1,05* |
| Расположение труб | *-* | - | Шахматное |
| Характер омывания труб газами | *-* | - | *Продольное* |
| Характер омывания труб воздухом | *-* | - | *Поперечное* |
| Число труб, включенное параллельно по газам | *z0* | шт | *3900* |
| Площадь живого сечения для прохода газов | *Fг* | м2 | *4,15* |
| Ширина воздухоподогревателя по ходу воздуха | *b* | м | *6,122* |
| Высота одного хода по воздуху (заводская) | *hx* | м | *2,725* |
| Площадь живого сечения для прохода воздуха (зав.) | *Fв* | м2 | *5,775* |
| Поверхность нагрева ВЗП | *Hвп* | м2 | *2563* |

Определяется общее количество труб включенных параллельно по газам:

zo=z1\*z2=100\*39=3900.

Площадь живого сечения для прохода газов определяют по форму­ле:



Площадь живого сечения для прохода воздуха определяют по формуле:

Fв = hx(b – z1d) = 2,725(6,122 – 100\*0,04) = 5,755 м2,

Суммарная высота всех газоходов по воздуху:

hтр = 3hx = 2\*2,725 = 5,45 м.

Поверхность нагрева воздухоподогревателя:

Hвп = πdсрhтрz0 = 3,14\*0,0384\*5,45\*3900 = 2563 м2.

Эффективная площадь излучающего слоя:

м



1. *Компьютерный расчет.*

По всем перечисленным характеристикам заполняются таблицы для расчета трактов котла на компьютере при помощи программы "ТРАКТ". Схема трактов на рис.11.

При машинном расчете подбором Hэко, Hпе, Hух необходимо добиться,чтобы энтальпия пара за барабаном и насыщения была бы равна 668-669 и добиться, чтобы температуры tпе, tгв, tух должны быть приблизительно равны заданным.

В результате компьютерного расчета получили:

Hвзп =2563 м2 – по расчету

Hвзп =1995 м2

Hэко =604,4 м2– по расчету

Hэко =485 м2

Hкп2 =217,7 м2 – по расчету

Hкп2 =266 м2

Поверхность экономайзера увеличилась, следовательно увеличилось число рядов:



число рядов увеличилось на 8шт.

В воздухоподогревателе изменили высоту одного хода по воздуху:

м



м



Поверхность нагрева КП2 увеличилась следовательно увеличилоси количество петель в данном случае на 1 петлю:



Длина змеевика в ЭКО :

м



Компоновка хвостовых поверхностей нагрева представлена на рис.12.

**Специальное задание.**

**Изменение доли рециркуляции в топку.**

Для того,чтобы выполнить спечзадание использовалась программа “Тракт”.

При работе с программой исходная информация меняется в строках 205001 и 208014.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Характеристика | Вариант | | |
| Базовый | Первый | Второй |
| r | 0 | 0,125 | 0,25 |
| q3, % | 0,5 | 0,6 | 0,8 |
| q4, % | 0 | 0,1 | 0,3 |

Газовое регулирование осуществляют рециркуляцией продуктов сгорания, поворотными горелками, переключенинм ярусов горелок, байпасированием продуктов сгорания.

Газовое регулирование применяют для поддержания требуемой температуры пара промежуточного перегрева. Газовое регулирование вызыывает дополнитнльный расход энергии на тягу или потерю тепла с уходящими газами, а также оказывает влияние напервичного пара, что усложняет эксплуотацию.

Отбираемые из конвективной шахты при температуре 259-350 oС (обычно после экономайзера) продукты сгорания рециркуляционным дымососом нагнетаются в топочную камеру, что позволяет перераспределить тепло менжду отдельными поверхностями нагрева в зависимости от принятого коэффициента рециркуляции. Чем выше этот коэффициент, тем больше полученный тепловой эффект.

Рециркулирующие продукы сгорания можно вводить в верхнюю или нижнюю часть топки. Сброс продуктов сгорания в нижнюю часть топки приводит к ослаблению прямой отдачи в топке и к повышению температуры продуктов сгорания на выходе из неё. Рециркуляция увеличивает также количество продуктов сгорания, проходящих через пароперегреватель. Оба обстоятельства вызывают увеличение конвективного теплообмена и повышение температуры перегретого пара. Рециркуляция также приводит к увеличению объема продуктов сгорания, но без повышения общего избытка воздуха в уходящих газах. Увеличенный объем продуктов сгорания в газоходах при рециркуляции несколько повышает , в связи с чем потеря тепла q2 возрастает.



Охлаждение продуктов сгорания при рециркуляции несколько снижает паропроизводительность, для восстановления которой увеличивают расход топлива, что дополнительно снижает КПД агрегата.