

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20__ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Расчет методической толкательной печи производительностью 80 т/ч

тема

Руководитель

подпись, дата

доцент, канд. тех. наук

должность, ученая степень

Т.А. Пьяных

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

Д.А. Закусилов

инициалы, фамилия

Красноярск 2022

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Расчет методической толкательной печи производительностью 80 т/ч» содержит 62 страницы текстового документа, 28 использованных источников, 137 формул, 2 таблицы, 2 иллюстрации.

МЕТОДИЧЕСКАЯ ТОЛКАТЕЛЬНАЯ ПЕЧЬ, РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА, РЕКУПЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК, ТЕПЛООБМЕН.

Целью работы является расчет методической толкательной печи, используемой для нагрева бронзовых слитков.

Задачи исследования:

- выполнить расчет горения топлива;
- рассчитать теплообмен в рабочем пространстве;
- найти время нагрева металла;
- определить размеры рабочего пространства;
- составить тепловой баланс и определить расход топлива;
- выбрать топливосжигающие устройства;
- рассчитать устройства для утилизации теплоты уходящих газов;
- определить потери в газоходе и высоту дымовой трубы.

Объектом расчета является методическая печь, производительностью 80 т/ч, применяемая для нагрева бронзовых слитков с заданными размерами.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЗАДАНИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Расчет горения топлива	7
1.1 Выбор топливосжигающего устройства и определение коэффициента расхода воздуха	7
1.2 Состав газообразного топлива.....	7
1.3 Теплота сгорания топлива и состав продуктов сгорания	8
1.4 Составления материального баланса процесса горения	9
1.5 Определение действительной и калориметрической температуры горения	10
2 Определение размеров рабочего пространства	13
3 Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства	14
3.1 Температурный режим нагрева металла.....	14
3.2 Температурный режим рабочего пространства	14
4 Расчет теплообмена в рабочем пространстве.....	16
4.1 Общие положения	16
4.2 Коэффициент теплоотдачи излучением методической зоны	16
4.3 Коэффициент теплоотдачи излучением в сварочной зоне	18
5 Расчет времени нагрева металла.....	21
5.1 Время нагрева металла в методической зоне.....	21
5.2 Время нагрева металла в сварочной зоне	23
5.3 Расчет томильной зоны	25
5.4 Полное время нагрева заготовок	25
6 Определение длины печи	26
7 Составление теплового баланса. Определение расхода топлива.....	28
7.1 Общие положения	28
7.2 Статьи приходной части теплового баланса	28
7.3 Статьи расходной части теплового баланса.....	29
8 Выбор топливосжигающих устройств	34
9 Расчет устройств для утилизации теплоты уходящих газов	36
10 Расчет потерь в газоходе и определение дымовой трубы.....	45

10.1 Расчет потерь напора в газоходе	45
10.2 Расчет высоты дымовой трубы.....	57
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	60
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	61

ЗАДАНИЕ

Рассчитать методическую толкательную печь для нагрева бронзовых (БрАМЖц) слитков.

Размеры слитков – 360 x 570 x 850 мм;

температура нагрева слитков – 1180 °С;

производительность – печи 80000 кг/ч.

температура подогрева воздуха – $t_{\text{в}} = 450$ °С;

температура подогрева топлива – $t_{\text{т}} = 220$ °С;

начальная температура металла – $t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 20$ °С;

топливо – газ:

$\text{CH}_4 = 86,5\%$ – Метан,

$\text{C}_2\text{H}_6 = 3,0\%$ – Этан,

$\text{C}_3\text{H}_8 = 0,9\%$ – Пропан,

$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$ – Бутан,

$\text{N}_2 = 2,2\%$ – Азот,

$\text{CO}_2 = 7,3\%$ – Диоксид углерода,

$q_{\text{H}_2\text{O}} = 35$ г/м³.

ВВЕДЕНИЕ

Методическая толкательная печь – печь через которую нагреваемые изделия транспортируют, проталкивая их по поду или подовым брускам с помощью электрического или гидравлического толкателя, установленного перед торцом загрузки. Толкательные печи применяются в металлургии и машиностроении для нагрева металлических изделий перед горячей обработкой давлением или для термической обработки. К.п.д. методической печи может достигать 40 – 45%.

Рассчитываемая печь принимается с боковой выдачей заготовок, в ней устанавливают не только толкатель, но и выталкиватель. Поэтому печь требует больших площадей. Однако с точки зрения тепловой работы печи с боковой выдачей имеют преимущества. При торцевой выдаче через окно выдачи, расположенное ниже уровня пода печи, происходит интенсивный подсос холодного воздуха, который вызывает излишний расход топлива и способствует интенсивному зарастанию подины печи образовавшейся окалиной. Для увеличения калориметрической температуры горения осуществляется подогрев воздуха в металлическом трубчатом рекуператоре до температуры 450 °С, что позволяет наиболее рационально использовать химическое тепло топлива и снизить температуру уходящих газов.

Для расчета печи температуры обрабатываемых материалов известны из технологии. При проектировании печи проводятся вычисления необходимые для определения размеров рабочего пространства, отыскания некоторых неизвестных температур, установления теплового режима, выбора материала и толщины стенок, а так же типа и размеров топливосжигающих устройств, теплообменных аппаратов и других элементов печи.

1 Расчет горения топлива

1.1 Выбор топливосжигающего устройства и определение коэффициента расхода воздуха

Используя рекомендаций по выбору горелок (таблица 3.2 /1/) для методической печи выбирается тип горелки – горелка с внешним смешением.

По выбранному типу топливосжигающего устройства и имеющемуся виду топлива определяется значение коэффициента расхода воздуха $\alpha = 1.1$ (таблица 3.1 /1/).

1.2 Состав газообразного топлива

Задан состав сухого газа в объемных процентах. Состав влажного газа рассчитывается по составу сухого газа и влажности q_{H_2O} .

Коэффициент пересчета сухого газа на влажный определяется:

$$K = \frac{100}{100 + 0,1242 \cdot q_{H_2O}} \quad (1)$$

$$K = \frac{100}{100 + 0,1242 \cdot 35} = 0,958.$$

Состав влажного газа находится по содержанию сухого газа и величине коэффициента пересчета сухого газа на влажный:

$$CH_4 = 86,5\% \cdot 0,958 = 82,867\%,$$

$$C_2H_6 = 3,0\% \cdot 0,958 = 2,874\%,$$

$$C_3H_8 = 0,9\% \cdot 0,958 = 0,862\%,$$

$$C_4H_{10} = 0,1\% \cdot 0,958 = 0,096\%,$$

$$N_2 = 2,2\% \cdot 0,958 = 2,108\%,$$

$$\text{CO}_2 = 7,3\% \cdot 0,958 = 6,993\%.$$

Так как после пересчета сумма всех составляющих, включая водяные пары, должна быть равна 100%, то:

$$\text{H}_2\text{O} = 4,2\%.$$

1.3 Теплота сгорания топлива и состав продуктов сгорания

Низшая теплота сгорания газообразного топлива определяется по формуле:

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 358 \cdot \text{C}_{\text{H}_4} + 636 \cdot \text{C}_{2\text{H}_6} + 913 \cdot \text{C}_{3\text{H}_8} + 1185 \cdot \text{C}_{4\text{H}_{10}} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^{\text{P}} &= 358 \cdot 82,867 + 636 \cdot 2,874 + 913 \cdot 0,862 + 1185 \cdot 0,096 \\ &= 3,2395 \cdot 10^4 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,01 \cdot (2 \cdot 82,867 + 3 \cdot 2,874 + 4 \cdot 0,862 + 5 \cdot 0,096 + 4,2) \\ &= 1,825 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \end{aligned}$$

общий объем продуктов сгорания определяется:

$$V_{\text{д}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}^{\text{изб}} + V_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (3)$$

$$V_{\text{д}} = 0,986 + 7,499 + 0,199 + 1,825 = 10,509 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}.$$

Состав продуктов сгорания:

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{д}}} \cdot 100 \% \quad (4)$$

$$\text{CO}_2 = \frac{0,986}{10,509} \cdot 100 \% = 9,382 \%;$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{д}}} \cdot 100 \% \quad (5)$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{1,825}{10,509} \cdot 100 \% = 17,366 \%;$$

$$\text{N}_2 = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{д}}} \cdot 100 \% \quad (6)$$

$$N_2 = \frac{7,499}{10,509} \cdot 100 \% = 71,358\%;$$

$$O_2^{\text{изб}} = \frac{V_{O_2}^{\text{изб}}}{V_d} \cdot 100\% \quad (7)$$

$$O_2^{\text{изб}} = \frac{0,199}{10,509} \cdot 100\% = 1,894 \%$$

1.4 Составления материального баланса процесса горения

Для проверки правильность расчета горения топлива составляется материальный баланс, на основании закона сохранения массы.

Определение плотности топлива:

$$\rho_T = \frac{16 \cdot \text{CH}_4 + 30 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 44 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 58 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 28 \cdot \text{N}_2 + 44 \cdot \text{CO}_2}{22,4 \cdot 100} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \rho_T &= \frac{16 \cdot 82,867 + 30 \cdot 2,874 + 44 \cdot 0,862 + 58 \cdot 0,096 + 28 \cdot 2,108 + 44 \cdot 6,993}{22,4 \cdot 100} \\ &= 0.814 \text{ кг/ м}^3. \end{aligned}$$

Плотность продуктов сгорания:

$$\rho_{\text{п.с}} = \frac{44 \cdot \text{CO}_2 + 18 \cdot \text{H}_2\text{O} + 28 \cdot \text{N}_2 + 32 \cdot O_2^{\text{изб}}}{22,4 \cdot 100} \quad (9)$$

$$\rho_{\text{п.с}} = \frac{44 \cdot 9,382 + 18 \cdot 17,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность воздуха:

$$\rho_B = 1,293 \text{ кг/ м}^3.$$

Масса топлива:

$$G_T = \rho_T \cdot 1, \quad (10)$$

$$G_T = 0.814 \text{ кг.}$$

Масса воздуха необходимого для горения:

$$G_B = \rho_B \cdot L_d, \quad (11)$$

$$G_B = 12,24 \text{ кг.}$$

Масса продуктов сгорания:

$$G_{п.с} = \rho_{п.с} \cdot V_d, \quad (12)$$

$$G_{п.с} = 13,063 \text{ кг.}$$

Масса золы отсутствует.

Результаты расчета представлены в виде таблице 1:

Таблица 1 – Статьи прихода и расхода

Статьи прихода	кг	%	Статьи расхода	кг	%
$G_T = \rho_T \cdot V_T$	0,814	6,24	$G_{п.с} = \rho_{п.с} \cdot V_d$	13,063	100
$G_B = \rho_B \cdot L_d$	12,24	93,76	G_T	0	100
Итого	13,054	100	Итого	13,063	100

Расчет невязки баланса:

$$\frac{|\sum G_{пр} - \sum G_{рас}|}{\sum G_{пр}} \cdot 100 = \frac{|13,054 - 13,063|}{13,054} \cdot 100 = 0,007\% . \quad (13)$$

1.5 Определение действительной и калориметрической температуры горения

Расчет теплоты вносимой подогретым воздухом:

$$Q_B = c_B \cdot t_B \cdot L_d \quad (14)$$

где c_B – средняя объемная теплоемкость сухого воздуха при температуре 450°C (приложение 2 /1/):

$$c_B = 1,336,$$

$$Q_B = 1 \cdot 1,336 \cdot 450 = 601,2 \text{ к Дж.}$$

Расчет теплоты, вносимой подогретым топливом:

$$Q_T = c_T \cdot t_T \cdot G_T \quad (15)$$

где c_T – теплоемкость рабочей массы топлива при температуре перед камерой сгорания для газообразного топлива:

$$c_T = c_T^c + 0,00124 \cdot q_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \quad (16)$$

c_T^c – теплоемкость сухого газового топлива определяется по формуле смешения (приложение 2 /1/):

$$c_T^c = 0,01 \cdot (c_{CH_4} \cdot CH_4 + c_{C_2H_6} \cdot C_2H_6 + c_{C_3H_8} \cdot C_3H_8 + c_{C_4H_{10}} \cdot C_4H_{10} + c_{CO_2} \cdot CO_2 + c_{N_2} \cdot N_2) / 100 \quad (17)$$

$$c_T^c = 0,01 \cdot (1,781 \cdot 86,5 + 2,832 \cdot 3 + 4,056 \cdot 0,9 + 5,365 \cdot 0,1 + 1,802 \cdot 7,3 + 1,301 \cdot 7,3) / 100 = 1,828 \text{ к Дж/м}^3 \cdot \text{К};$$

$$c_T = 1,828 + 0,00124 \cdot 35 \cdot 1,526 = 1,96 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} \cdot \text{К};$$

$$Q_T = 1 \cdot 220 \cdot 1,96 = 431,2 \text{ к Дж.}$$

Для определения calorиметрической температуры сгорания рассчитывается энтальпия продуктов сгорания:

$$i_0 = \frac{Q_B + Q_T + Q_p^H}{V_d} \quad (18)$$

$$i_0 = \frac{601,2 + 431,2 + 32395}{10,509} = 3181 \text{ к Дж/м}^3.$$

Расчет calorиметрической температуры с учетом найденной энтальпии продуктов сгорания производится методом последовательных приближений. Задаются температурой продуктов сгорания t'_k и находят энтальпию дымовых газов (приложение 3 /1/). При $i' > i_0$ перезадаются новым значением t''_k так, чтобы $t''_k < t'_k$. При $i' < i_0$ перезадаются новым значением t''_k так, чтобы $t''_k > t'_k$.

При температуре $t'_k = 2000^0 \text{ С}$:

$$i' = \frac{i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2} \cdot O_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O}{100} \quad (19)$$

$$i' = (4910,51 \cdot 9,382 + 2970,25 \cdot 71,358 + 3142,76 \cdot 1,894 + 3889,72 \cdot 17,366)/100 = 3315 \text{ к Дж/м}^3.$$

При температуре $t''_к = 1900^0 \text{ С}$:

$$i'' = \frac{i_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + i_{\text{N}_2} \cdot \text{N}_2 + i_{\text{O}_2} \cdot \text{O}_2 + i_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{H}_2\text{O}}{100} \quad (20)$$

$$i'' = (4634,76 \cdot 9,382 + 2808,22 \cdot 71,358 + 2971,30 \cdot 1,894 + 3657,86 \cdot 17,366)/100 = 3130 \text{ к Дж/м}^3.$$

$$t_{\text{кал}} = t''_к - \frac{(i_0 - i'') \cdot (t'_к - t''_к)}{(i' - i'')} \quad (21)$$

$$t_{\text{кал}} = 1900 - \frac{(3181 - 3130) \cdot (2000 - 1900)}{(3315 - 3130)} = 1928^0 \text{ С}.$$

В топливных печах в состоянии взаимного теплообмена находятся пламя, металл, кладка, которые имеют различную температуру. Причем температура всей печи не может определяться ни одним из этих значений температуры, а представляет собой усредненную величину, применительно к которой и используют термин «температура печи». Температура зависит от ряда факторов, важнейшие из которых – температура горения топлива и характер потребления тепла, свойственные печи данной конструкции. Для ориентировочного определения температуры печи используется весьма приближенное соотношение.

Действительная температура горения:

$$t_d = t_{\text{кал}} \cdot \mu_{\text{пир}} \quad (22)$$

Значение пирометрического коэффициента, который зависит от конструкции печи 0,73, тогда:

$$t_d = 1928 \cdot 0,73 = 1407^0 \text{ С}.$$

2 Определение размеров рабочего пространства

Основными размерами рабочего пространства печи являются – ширина, высота, длина. Определяющими условиями при этом являются нагреваемые изделия (их размеры), рациональный характер движения газов, соответствующее расположение топливосжигающих устройств, быстрый и качественный нагрев металла. Кроме этого необходимо учитывать удобство обслуживания и ремонта печи. Внешние размеры футеровки печи определяются размерами рабочего пространства и толщиной футеровки. Выбор материала футеровки в нагревательных топливных печах обусловлен температурой печных газов и количеством потерь через ограждения. Толщина слоев футеровки кратна размерам стандартных кирпичей и блоков.

Для печей постоянного действия, как правило, задается производительность и общее количество изделий, находящихся в рабочем пространстве в единицу времени, неизвестно, поэтому размеры определяются предварительно, а затем в процессе расчета уточняются.

Высота методической зоны определяется /2/:

$$H'_{\text{мет}} = h + 0.5 = 0.36 + 0.5 = 0.86 \text{ м.} \quad (23)$$

$$H''_{\text{мет}} = 2,6 \text{ м.}$$

$$H_{\text{мет}} = \frac{H'_{\text{мет}} + H''_{\text{мет}}}{2} \quad (24)$$

$$H_{\text{мет}} = \frac{0,86 + 2,6}{2} = 1,73 \text{ м.}$$

Высота сварочной зоны определяется:

$$H_{\text{свар}} = H''_{\text{мет}} = 2,6 \text{ м.}$$

При семи рядном расположении заготовок ширина печи равна:

$$B_3 = 7l + 8a \quad (25)$$

где l – длина заготовки, $a = 0,3\text{ м}$ – расстояние между заготовками,

$$B_3 = 7 \cdot 0.85 + 8 \cdot 0.3 = 8,35 \text{ м.}$$

После определения времени нагрева определяем длину печи.

3 Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства

3.1 Температурный режим нагрева металла

Температура металла (конечная температура и начальная температура) обычно при расчетах задается, но график ее изменения определяется технологией нагрева. Для массивных изделий в холодном не пластичном состоянии быстрый нагрев приводит к появлению температурных напряжений, вызывающих трещины. Рекомендуется медленный методически нагрев изделий до тех пор, пока температура центра изделий не достигнет 500°C . Разность температур по сечению методической зоны принимается $700 - 800^{\circ}\text{C}$

В конце сварочной зоны температура поверхности заготовки должна равняться заданной, определяется температура в центре заготовки. Если перепад температур $\Delta t = t_{\text{м}}^{\text{пов}} - t_{\text{м}}^{\text{цен}}$ меньше заданного, то ограничиваются двумя зонами, в противном случае назначается томильная зона, в которой металл выдерживается такое время, чтобы разность температур уменьшилась до заданной величины.

3.2 Температурный режим рабочего пространства

Максимальная температура рабочего пространства определяется стойкостью футеровки, типом печи, технологией нагрева металла и не может быть выше действительной температуры горения.

$$t_{\text{п}}^{\text{max}} = t_{\text{м}}^{\text{кон}} + 120^{\circ}\text{C} \quad (26)$$

$$t_{\text{п}}^{\text{max}} = 1180 + 120 = 1300^{\circ}\text{C}.$$

Начальная температура печи:

$$t_{\text{п}}^{\text{нач}} = t_{\text{п}}^{\text{max}} - 400^{\circ}\text{C} \quad (27)$$

$$t_{\text{п}}^{\text{нач}} = 1300 - 400 = 900^{\circ}\text{C}.$$

Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства представлен на рисунке 1.

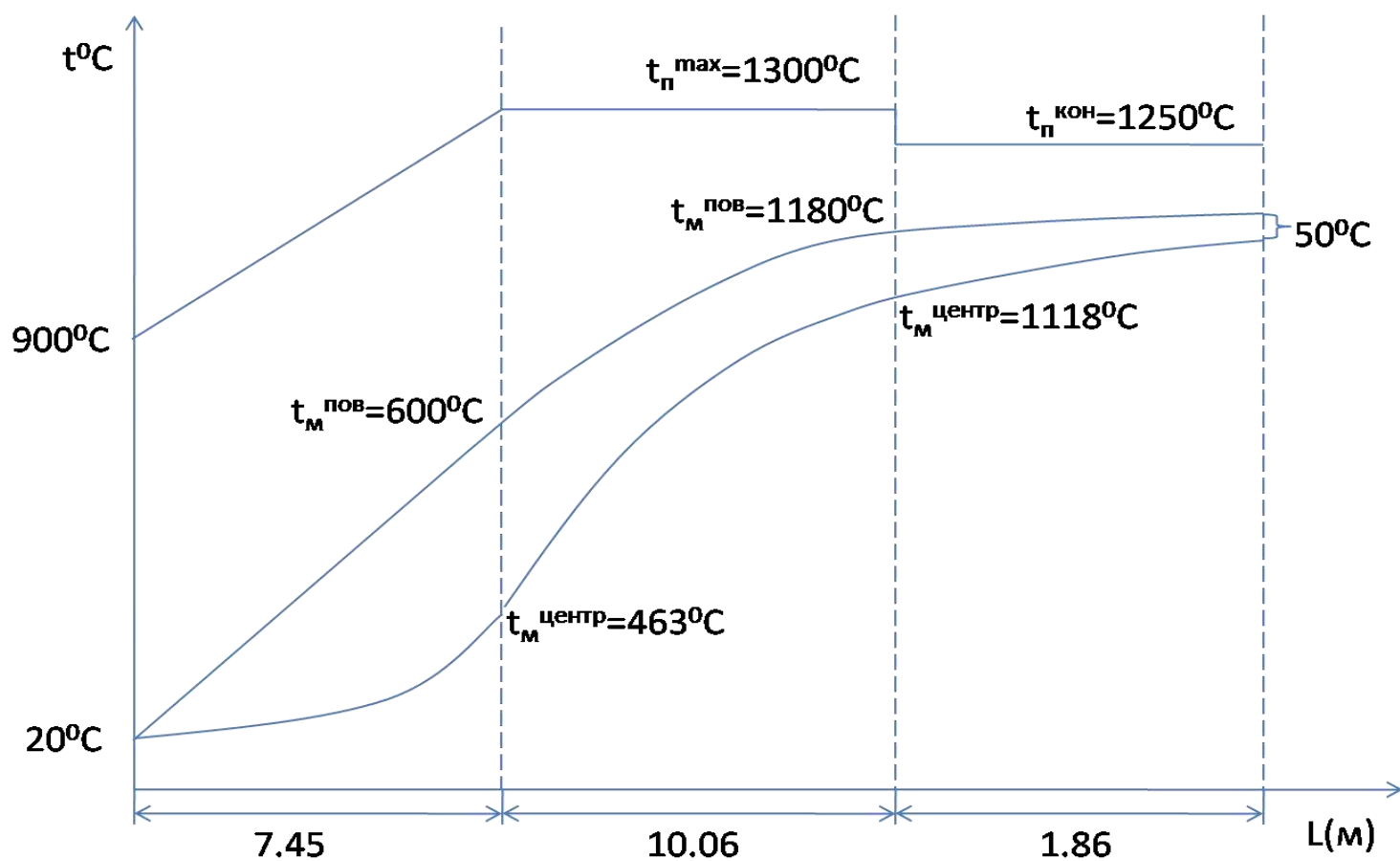


Рисунок 1 Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства

4 Расчет теплообмена в рабочем пространстве

4.1 Общие положения

Теплообмен в пламенных печах представляет собой весьма сложный процесс, который складывается из теплоотдачи излучением и конвекцией. В высокотемпературных печах преобладает теплообмен излучением. Коэффициент теплоотдачи конвекцией принимается приближенно равным 30 Вт/мК. В расчетах определяется величина коэффициента теплоотдачи излучением для каждой зоны печи. Радиационные характеристики компонентов теплообмена принимаются соответствующие серому излучению. Степени черноты всех компонентов теплообмена в рабочем пространстве печи принимаются постоянными, не зависящими ни от длины волны ни от температуры.

4.2 Коэффициент теплоотдачи излучением методической зоны

Степень развития кладки:

$$\omega = \frac{B + 2H_{\text{мет}}}{n \cdot l} \quad (28)$$

$H_{\text{мет}}$ – высота методической зоны,

n – число рядов,

l – длина заготовки,

$$\omega = \frac{8,35 + 2 \cdot 1,73}{0,85 \cdot 7} = 1,98.$$

Эффективная толщина газового слоя:

$$S_{\text{эф}} = \frac{4 \cdot H \cdot B}{2 \cdot H + 2 \cdot B} \quad (29)$$

$$S_{\text{эф}} = \frac{4 \cdot 1,73 \cdot 8,35}{2 \cdot 1,73 + 2 \cdot 8,35} = 2,866 \text{ м.}$$

Парциальное давление CO_2 и H_2O :

$$P_{CO_2} = \frac{CO_2 \cdot 98.1}{100} \quad (30)$$

$$P_{CO_2} = \frac{9.382 \cdot 98.1}{100} = 9,204 \text{ кН/м}^2;$$

$$P_{H_2O} = \frac{H_2O \cdot 98.1}{100} \quad (31)$$

$$P_{H_2O} = \frac{17,366 \cdot 98.1}{100} = 17,036 \text{ кН/м}^2.$$

$$P_{CO_2} \cdot S_{\text{эф}} = 9,204 \cdot 2,866 = 26,379. \quad (32)$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{\text{эф}} = 17,036 \cdot 2,866 = 48,825. \quad (33)$$

С помощью номограмм (рис. 6.1-6.3 /1/) определяется степень черноты газов.

При температуре 900^0 С степень черноты газов:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \quad (34)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,26,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,14,$$

$$\beta = 1,08,$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,14 + 1,08 \cdot 0,26 = 0,421.$$

Степень черноты металла принимается равной $\varepsilon_{\text{М}} = 0,8$.

Приведенный коэффициент излучения в системе газ – кладка – металл:

$$C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{М}} \cdot \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{(\varepsilon_{\text{М}} + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_{\text{М}})) \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \omega} \quad (35)$$

$$C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} = 5.67 \cdot 0.8 \cdot \frac{1,98 + 1 - 0.421}{(0.8 + 0.421(1 - 0.8)) \cdot \frac{1 - 0.421}{0.421} + 1,98}$$

$$= 3,632 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4.$$

При температуре 1300^0 С степень черноты газов:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \quad (36)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,195,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,12,$$

$$\beta = 1,08,$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,12 + 1,08 \cdot 0,195 = 0,331.$$

Приведенный коэффициент излучения в системе газ – кладка – металл:

$$C_{\Gamma.К.М.}^{кон} = C_0 \cdot \varepsilon_M \cdot \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{(\varepsilon_M + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_M)) \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \omega} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} C_{\Gamma.К.М.}^{кон} &= 5.67 \cdot 0.8 \cdot \frac{1,98 + 1 - 0,331}{(0.8 + 0,331(1 - 0.8)) \cdot \frac{1 - 0,331}{0,331} + 1,98} \\ &= 3,221 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4. \end{aligned}$$

Так как по длине зоны температура газа меняется, коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\begin{aligned} \alpha_{изл} &= \frac{\sqrt{C_{\Gamma.К.М.}^{нач} \cdot C_{\Gamma.К.М.}^{кон} \left[\left(\frac{T_{\Gamma}^{нач} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M^{нач} + 273}{100} \right)^4 \right] \left[\left(\frac{T_{\Gamma}^{кон} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M^{кон} + 273}{100} \right)^4 \right]}}{\sqrt{(T_{\Gamma}^{нач} - T_M^{нач})(T_{\Gamma}^{кон} - T_M^{кон})}} \\ &= \frac{\sqrt{3.632 * 3.221 * \left[\left(\frac{900 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right] \left[\left(\frac{1300 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 \right]}}{\sqrt{(900 - 20)(1300 - 600)}} \\ &= 140.9 \text{ Вт/м}^2\text{К}. \end{aligned} \quad (38)$$

4.3 Коэффициент теплоотдачи излучением в сварочной зоне

Степень развития кладки:

$$\omega = \frac{B + 2H_{свар}}{l \cdot n} \quad (39)$$

$$\omega = \frac{8,35 + 2 \cdot 2,6}{0,85 \cdot 7} = 2.277.$$

Эффективная толщина газового слоя:

$$S_{эф} = \frac{4 \cdot H \cdot B}{2 \cdot H + 2 \cdot B} \quad (40)$$

$$S_{\text{эф}} = \frac{4 \cdot 2,6 \cdot 8,35}{2 \cdot 2,6 + 2 \cdot 8,35} = 3,965 \text{ м.}$$

Парциальное давление CO_2 и H_2O :

$$P_{CO_2} = \frac{CO_2 \cdot 98.1}{100} \quad (41)$$

$$P_{CO_2} = \frac{9.382 \cdot 98.1}{100} = 9,204 \text{ кН/м}^2;$$

$$P_{H_2O} = \frac{H_2O \cdot 98.1}{100} \quad (42)$$

$$P_{H_2O} = \frac{17,366 \cdot 98.1}{100} = 17,036 \text{ кН/м}^2.$$

$$P_{CO_2} \cdot S_{\text{эф}} = 9,204 \cdot 3,965 = 36,494,$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{\text{эф}} = 17,036 \cdot 3,12 = 67,548.$$

С помощью номограмм (рис 6.1-6.3 /1/) определяем степень черноты газов.

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \quad (43)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,22,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,13,$$

$$\beta = 1,075,$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,13 + 1,075 \cdot 0,22 = 0,367.$$

Степень черноты металла принимается равной $\varepsilon_M = 0,8$.

Приведенный коэффициент излучения в системе газ - кладка - металл:

$$C_{\Gamma.К.М.}^{\text{нач}} = C_0 \cdot \varepsilon_M \cdot \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{(\varepsilon_M + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_M)) \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \omega} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} C_{\Gamma.К.М.}^{\text{нач}} &= 5.67 \cdot 0.8 \cdot \frac{2.277 + 1 - 0.367}{(0.8 + 0.367(1 - 0.8)) \cdot \frac{1 - 0.367}{0.367} + 2.277} \\ &= 3,489 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4. \end{aligned}$$

Если температура по длине зоны неизменна коэффициент теплоотдачи излучением определяется:

$$\begin{aligned}
\alpha_{\text{изл}} &= C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} \frac{\sqrt{\left[\left(\frac{T_{\text{нач}}^{\text{Г}} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{нач}}^{\text{М}} + 273}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{T_{\text{кон}}^{\text{Г}} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{кон}}^{\text{М}} + 273}{100}\right)^4\right]}}{\sqrt{(T_{\text{Г}}^{\text{нач}} - T_{\text{М}}^{\text{нач}})(T_{\text{Г}}^{\text{кон}} - T_{\text{М}}^{\text{кон}})}}, \\
&= 3,489 \frac{\sqrt{\left[\left(\frac{1300 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{600 + 273}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{1300 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{1180 + 273}{100}\right)^4\right]}}{\sqrt{(1300 - 600)(1300 - 1180)}} \\
&= 365,7 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \tag{45}
\end{aligned}$$

5 Расчет времени нагрева металла

5.1 Время нагрева металла в методической зоне

Для расчета времени нагрева определяется величина критерия Био, характеризующая теплотехническую массивность нагреваемого изделия.

$$Bi = \frac{S \cdot \sum \alpha}{\lambda} \quad (46)$$

$$\sum \alpha = \alpha_{\text{изл}} + \alpha_{\text{конв}} - \text{суммарный коэффициент теплоотдачи.} \quad (47)$$

$$\sum \alpha = 140,9 + 30 = 170,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Характерный размер изделия:

$$S = \mu \cdot \delta \quad (48)$$

где μ – коэффициент несимметричности нагрева. Прогреваемая толщина заготовок в зависимости от их распределения на поду печи и условий нагрева выбирается с помощью таблицы 7.1 /1/:

$\mu = 0,57$, т.к двусторонний нагрев, водоохладительные трубы;

δ – геометрическая толщина нагреваемого изделия (в данном случае высота заготовки):

$$\delta = h = 0,36 \text{ м,}$$

$$S = 0,57 \cdot 0,36 = 0,2052 \text{ м.}$$

λ – коэффициент теплопроводности изделия при средней температуре методической зоны (310^0 С) выбирается по приложению 7 /1/:

$$\lambda = 76,7 + \frac{(310 - 300)}{(400 - 300)} \cdot (80,5 - 76,7) = 77,08 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$Bi = \frac{170,9 \cdot 0,2052}{77,08} = 0,45.$$

Интервал значений $0.25 < \text{Био} < 0.5$ представляет переходную область. При таких значениях целесообразно вести расчет тела как физически массивного. Расчет времени нагрева «массивных» тел правильной формы при постоянной температуре печи производится с использованием графических зависимостей (графики Будрина):

$$\theta = f(\text{Био}, Fo, X/S),$$

В общем виде $\theta = \frac{t_0 - t}{t_0 - t_{\text{нач}}}$ – температурный критерий, где t – искомая температура,

Fo – критерий Фурье,

X/S – безразмерная координата, определяющая местоположение рассматриваемой точки.

$$\theta = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{кон}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{нач}}} \quad (49)$$

$$\theta = \frac{1100 - 600}{1100 - 20} = 0,46,$$

$$\text{где } t_{\text{п}} = \frac{1300 + 900}{2} = 1100^{\circ}\text{C}.$$

По номограмме для расчета нагрева или охлаждения поверхности плиты (рис 7.3/2/) принимается: $Fo = 1,58$.

Найдем продолжительность нагрева τ :

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{S^2} \quad (50)$$

тогда:

$$\tau = \frac{S^2 \cdot Fo}{a} \quad (51)$$

Коэффициент температуропроводности (приложение 7/1/) при температуре 310°C :

$$a = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\tau = \frac{1,58 \cdot (0,2052)^2}{1,86 \cdot 10^{-5}} = 60 \text{ минут.}$$

По определенным Bi и Fo с помощью номограммы для расчета нагрева или охлаждения центра плиты (рис. 7.4/1/) определяется температурный критерий для центра пластины:

$$\theta_{ц} = 0,59;$$

$$\theta_{ц} = \frac{t_{п} - t_{ц}^{кон}}{t_{п} - t_{нач}},$$

тогда: $t_{ц}^{кон} = t_{п} - \theta_{ц} * (t_{п} - t_{нач}),$

$$t_{ц}^{кон} = 1100 - 0,59(1100 - 20) = 463^{\circ}C.$$

5.2 Время нагрева металла в сварочной зоне

В случае начального параболического распределения температуры (при переходе металла из методической зоны в сварочную) в качестве начальной температуры следует использовать среднюю температуру металла. Так для пластины:

$$t_{нач} = t_{пов} - \frac{2}{3(t_{пов} - t_{ц}^{кон})} \quad (52)$$

$$t_{нач} = 600 - 2/3(600 - 463) = 509^{\circ}C.$$

$$\sum \alpha = 365,7 + 30 = 395,7 \text{ Вт/м}^2\text{К},$$

Характерный размер изделия:

$$S = \mu \cdot \delta \quad (53)$$

$$S = 0,57 \cdot 0,36 = 0,2052 \text{ м}.$$

λ – коэффициент теплопроводности изделия при средней температуре сварочной зоны $890^{\circ}C$.

$$\lambda = 83,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$Bi = \frac{395,7 \cdot 0,2052}{83,6} = 0,97.$$

Так как значение $Bi_o > 0.5$, то изделие термически «массивное». Расчет времени нагрева производится с использованием графических зависимостей (графики Будрина).

$$\theta = \frac{t_{\Pi} - t_{\text{ПОВ}}^{\text{КОН}}}{t_{\Pi} - t_{\text{НАЧ}}}, \quad (54)$$

$$\theta = \frac{1300 - 1180}{1300 - 509} = 0,15.$$

По номограмме для расчета нагрева или охлаждения поверхности плиты (рис 7.3/2/) принимается:

$$Fo = 2,15.$$

Найдем продолжительность нагрева τ :

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{S^2} \quad (55)$$

Тогда:

$$\tau = \frac{S^2 \cdot Fo}{a} \quad (56)$$

Коэффициент температуропроводности (приложение 7/1/) при температуре 890°C :

$$a = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\tau = \frac{2,15 \cdot (0,2052)^2}{1,86 \cdot 10^{-5}} = 81 \text{ минута} = 1 \text{ час } 21 \text{ минута}.$$

По определенным Bi_i и Fo с помощью номограммы для расчета нагрева или охлаждения центра плиты (рис. 7.4) /2/ определяется температурный критерий для центра пластины:

$$\theta_{\text{ц}} = 0,23.$$

$$\theta_{\text{ц}} = \frac{t_{\Pi} - t_{\text{ц}}^{\text{КОН}}}{t_{\Pi} - t_{\text{НАЧ}}} \quad (57)$$

Тогда: $t_{\text{ц}}^{\text{кон}} = t_{\text{п}} - \theta_{\text{ц}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{нач}})$,

$$t_{\text{ц}}^{\text{кон}} = 1300 - 0,23 \cdot (1300 - 509) = 1118^{\circ}\text{C}.$$

5.3 Расчет томильной зоны

Проверим перепад температур в конце сварочной зоны:

$$\Delta t = t_{\text{м}}^{\text{пов}} - t_{\text{м}}^{\text{п}} \quad (57)$$

$$\Delta t = 1180 - 1118 = 62^{\circ}\text{C}.$$

Перепад температур больше заданного (50°C), необходима томильная зона.

$$\delta = \frac{\Delta t_{\text{кон}}}{\Delta t_{\text{нач}}} = \frac{50}{62} = 0,8. \quad (58)$$

$$Fo = 0,4;$$

$$\tau = \frac{0,4 \cdot (0,2052)^2}{1,86 \cdot 10^{-5}} = 15 \text{ минут}.$$

5.4 Полное время нагрева заготовок

$$\tau = \tau_{\text{мет}} + \tau_{\text{свар}} + \tau_{\text{том}} \quad (59)$$

$$\tau = 60 + 81 + 15 = 156 \text{ минут} = 2 \text{ часа } 36 \text{ минут}.$$

6 Определение длины печи

После определения времени нагрева определяется длина методической печи.

$$L = \frac{P \cdot b \cdot \tau}{g} \quad (60)$$

b – ширина заготовки плюс величина между изделиями вдоль печи:

$$b = 0,87 \text{ м,}$$

$P = 80000$ кг/ч – производительность печи,

g – вес одного изделия:

$$g = V_{\text{изд}} \cdot \rho_{\text{изд}}, \quad (61)$$

$\rho_{\text{изд}}$ – плотность изделия определяется:

$$\rho_{\text{изд}} = \frac{\lambda}{ac}; \quad (62)$$

Средняя удельная теплоемкость при температуре 20°C (приложение 7/1/):

$$c = 419 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K};$$

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda = 59,64 \text{ Вт/м} \cdot \text{K};$$

коэффициент температуропроводности:

$$a = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\rho_{\text{изд}} = \frac{59,64}{1,86 \cdot 10^{-5} \cdot 419} = 7652,6 \text{ кг/м}^3;$$

$$g = 0,36 \cdot 0,57 \cdot 0,85 \cdot 7652,6 = 1334,77 \text{ кг.}$$

Длина методической зоны:

$$L_{\text{м}} = \frac{80000 \cdot 0,87 \cdot 60}{1334,8 \cdot 7 \cdot 60} = 7,45 \text{ м.}$$

Длина сварочной зоны:

$$L_{\text{св}} = \frac{80000 \cdot 0,87 \cdot 81}{1334,8 \cdot 7 \cdot 60} = 10,06 \text{ м.}$$

Длина томильной зоны:

$$L_{\text{том}} = \frac{80000 \cdot 0,87 \cdot 15}{1334,8 \cdot 7 \cdot 60} = 1,86 \text{ м.}$$

Полная длина печи:

$$L = L_{\text{м}} + L_{\text{св}} + L_{\text{том}} \tag{63}$$

$$L = 7,45 + 10,06 + 1,86 = 19,37 \text{ м.}$$

7 Составление теплового баланса. Определение расхода топлива

7.1 Общие положения

При проектировании печи тепловой баланс составляется с целью определения расхода топлива. Тепловой баланс состоит из равных между собой приходной и расходной частей, каждая из которых складывается из ряда статей. Для печей постоянного действия тепловой баланс составляется для единицы времени.

7.2 Статьи приходной части теплового баланса

Теплота, образующаяся при сжигании топлива:

$$Q_{\text{хим}}^{\text{р}} = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (64)$$

где B – расход топлива,

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива,

$$Q_{\text{хим}}^{\text{р}} = B \cdot 32395.$$

Физическая теплота, вносимая подогретым топливом:

$$Q_{\text{т}} = B \cdot t_{\text{т}} \cdot c_{\text{т}}, \quad (65)$$

$c_{\text{т}} = 1,96 \text{ к Дж/м}^3 \cdot \text{К}$ – теплоемкость топлива,

$t_{\text{т}} = 220^{\circ}\text{C}$ – температура подогрева топлива,

$$Q_{\text{т}} = B \cdot 220 \cdot 1,96 = B \cdot 431,2.$$

Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом:

$$Q_{\text{в}} = B \cdot L_{\text{д}} \cdot t_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}}, \quad (66)$$

$L_{\text{д}} = 9,466 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – расход воздуха на 1 м^3 топлива,

$t_{\text{в}} = 450^{\circ}\text{C}$ – температура подогрева воздуха,

$c_{\text{в}} = 1,1336$ – теплоемкость воздуха,

$$Q_{\text{в}} = B \cdot 9,466 \cdot 450 \cdot 1,1336 = B \cdot 5691.$$

7.3 Статьи расходной части теплового баланса

Полезная теплота, расходуемая на нагрев металла:

$$Q_{\text{пол}} = G \cdot c_{\text{м}} (t_{\text{м}}^{\text{кон}} - t_{\text{м}}^{\text{нач}}) \quad (67)$$

$G = 80000 \text{ кг/ч} = 22,2 \text{ кг/с}$ – производительность печи,

$t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 20^{\circ}\text{C}$ – начальная температура металла,

$t_{\text{м}}^{\text{кон}} = (t_{\text{м}}^{\text{кон.пов}} + t_{\text{м}}^{\text{кон.центр}})/2$ – конечная температура металла средняя по

массе,

$t_{\text{м}}^{\text{кон.пов}} = 1180^{\circ}\text{C}$ – конечная температура металла на поверхности

заготовки,

$t_{\text{м}}^{\text{кон.центр}} = 1130^{\circ}\text{C}$ – конечная температура металла в центре заготовки,

$$t_{\text{м}}^{\text{кон}} = (1180 + 1130)/2 = 1155^{\circ}\text{C}.$$

Теплоемкость металла при средней температуре металла:

$$t_{\text{ср}} = (20 + 1155)/2 = 587,50^{\circ}\text{C},$$

$$c_{\text{м}} = 419 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K},$$

$$Q_{\text{пол}} = 22,2 \cdot 419 \cdot (1155 - 20) = 10557 \text{ к Вт}.$$

Теплота, уносимая уходящими продуктами сгорания

$$Q_{\text{ух}} = B \cdot V_{\text{д}} \cdot c_{\text{д}} \cdot t_{\text{д}} \quad (68)$$

$V_{\text{д}} = 10,509 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – объем продуктов сгорания,

$c_{\text{д}}$ – теплоемкость дымовых газов при температуре 900°C :

$$c_{\text{д}} = \frac{c_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{H}_2\text{O} + c_{\text{N}_2} \cdot \text{N}_2 + c_{\text{O}_2^{\text{изб}}} \cdot \text{O}_2^{\text{изб}}}{100} \quad (69)$$

$$c_{\text{д}} = \frac{9,382 \cdot 2,1302 + 17,366 \cdot 1,6681 + 71,358 \cdot 1,3668 + 1,894 \cdot 1,4497}{100}$$

$$= 1,492 \text{ к Дж/м}^3\text{K},$$

$$t_{\text{д}} = 900^{\circ}\text{C},$$

$$Q_{\text{ух}} = B \cdot 10,509 \cdot 1,492 \cdot 900 = B \cdot 14111.$$

Потери теплоты теплопроводностью через кладку, то есть через своды, стены и под печи:

$$Q_{\text{тепл}} = Q_{\text{свод}} + Q_{\text{стен}} \quad (70)$$

$Q_{\text{свод}}$ – потери теплоты через свод печи,

$Q_{\text{стен}}$ – потери теплоты через стены печи.

Потери теплоты через под печи не учитываются.

Потери теплоты через свод печи:

$$Q_{\text{свод}} = \frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{нар}}) \cdot F_{\text{нар}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \quad (71)$$

где $t_{\text{кл}}$ – температура внутренней поверхности кладки:

$$t_{\text{кл}} = \frac{t_{\text{п}}^{\text{мет}} + t_{\text{п}}^{\text{свар}} + t_{\text{п}}^{\text{том}}}{3} \quad (72)$$

$$t_{\text{кл}} = \frac{1100 + 1300 + 1250}{3} = 1217^{\circ}\text{C};$$

$t_{\text{нар}}$ – наружная температура, 45°C ;

наружная поверхность свода:

$$F_{\text{нар}} = B \left(\sqrt{L_{\text{м}}^2 + (H'' - H')^2} + L_{\text{св}} + L_{\text{том}} \right) \quad (73)$$

$$F_{\text{нар}} = 8.35 \left(\sqrt{7,45^2 + (2.6 - 0.86)^2} + 10,06 + 1,86 \right) = 163,41 \text{ м}^2.$$

δ – толщина слоя огнеупорного материала. В качестве огнеупорного материала выбирается шамот. Огнеупорность шамотных изделий находится в пределах $1580 - 1750^{\circ}\text{C}$. Температура начала деформации низкая 1400°C , однако, температурный интервал между началом и концом деформации относительно велик 200°C и более. Термостойкость высокая. Так как исходное сырье имеет широкое распространение стоимость шамота относительно низкая.

Нагревательные печи, выполненные из шамота, работают без ремонта от 5 до 15 лет.

Толщина слоя огнеупорного кирпича:

$$\delta = 0,25 \text{ м.}$$

Коэффициент теплопроводности шамота при температуре средней между температурой печи и температурой наружной:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{кл}} + t_{\text{нар}}}{2} = \frac{1217 + 45}{2} = 631^{\circ}\text{C},$$

$$\lambda_{ш} = 0,7 + 0,00064 \cdot t_{cp} = 0,7 + 0,00064 \cdot 631 = 1,1 \text{ Вт/м} \cdot \text{К},$$

α – суммарный коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, обычно принимается равным 11,63 Вт/м · К.

$$Q_{свод} = \frac{(1217 - 45) \cdot 163,41}{\frac{0,25}{1,1} + \frac{1}{11,63}} = 611,4 \text{ к Вт.}$$

Потери теплоты через стены печи:

$$Q_{стен} = Q_{бок} + Q_{тор} \quad (74)$$

$$Q_{стен} = \frac{(t_{кл} - t_{нар}) \cdot F_{стен}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha}} \quad (75)$$

Температура кладки внутри печи:

$$t_{кл} = \frac{t_{п}^{мет} + t_{п}^{свар} + t_{п}^{том}}{3} \quad (76)$$

$$t_{кл} = \frac{1100 + 1300 + 1250}{3} = 1217^{\circ}\text{C},$$

$t_{нар}$ – наружная температура, 45⁰С.

Площадь наружной поверхности стен:

$$F_{стен} = F_{тор} + F_{бок} \quad (77)$$

площадь торцевых поверхностей:

$$F_{тор} = B \cdot H' + B \cdot H'' \quad (78)$$

$$F_{тор} = 8.35 \cdot 0.86 + 8.35 \cdot 2.6 = 28.891 \text{ м}^2.$$

Площадь боковых поверхностей:

$$F_{бок} = \left(\frac{(H'' - H') \cdot L_M}{2} + H' \cdot L_M + H'' \cdot L_{св} + H''' \cdot L_{том} \right) \cdot 2 \quad (79)$$

$$F_{бок} = \left(\frac{(2,6 - 0,86) \cdot 7,45}{2} + 0,86 \cdot 7,45 + 2,6 \cdot 10,06 + 1 \cdot 1,86 \right) \cdot 2$$

$$= 81,809 \text{ м}^2.$$

$$F_{стен} = 28,891 + 81,809 = 110,7 \text{ м}^2.$$

Стены выполнены двухслойные. После слоя огнеупорного материала, в качестве которого используется шамот, выкладывают слой теплоизоляционного материала – диатомита.

Толщина слоя огнеупорного кирпича шамота:

$$\delta_1 = 360 \text{ мм.}$$

Толщина теплоизоляционного слоя диатомита:

$$\delta_2 = 120 \text{ мм.}$$

Температура на границе между слоем огнеупорного и теплоизоляционного материала определяется согласно условию сопряженности:

$$\frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{гр}}) \cdot \lambda_1}{\delta_1} = \frac{(t_{\text{гр}} - t_{\text{нар}}) \cdot \lambda_2}{\delta_2} \quad (80)$$

С учетом зависимостей коэффициентов теплопроводности от температуры (приложение 5 /1/):

$$\begin{aligned} & \frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{гр}}) \left(0,7 + 0,00064 \cdot \frac{(t_{\text{кл}} + t_{\text{гр}})}{2} \right)}{\delta_1} \\ &= \frac{(t_{\text{гр}} - t_{\text{нар}}) \left(0,163 + 0,00043 \cdot \frac{(t_{\text{гр}} + t_{\text{нар}})}{2} \right)}{\delta_2}; \\ & \frac{(1217 - t_{\text{гр}}) \left(0,7 + 0,00064 \cdot \frac{(1217 + t_{\text{гр}})}{2} \right)}{0,36} \\ &= \frac{(t_{\text{гр}} - 1217) \left(0,163 + 0,00043 \cdot \frac{(t_{\text{гр}} + 45)}{2} \right)}{0,12}; \end{aligned}$$

В результате решения уравнения относительно $t_{\text{гр}}$,

$$t_{\text{гр}} = 717^{\circ}\text{C.}$$

Коэффициенты теплопроводности для шамота и диатомита:

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00064 \cdot \frac{(1217 + 717)}{2} = 1,319 \text{ Вт/ м} \cdot \text{К,}$$

$$\lambda_2 = 0,163 + 0,00043 \cdot \frac{(717 + 45)}{2} = 0,327 \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \cdot \text{К,}$$

$$Q_{\text{стен}} = \frac{(1217 - 45) \cdot 110,7}{\frac{1}{11,63} + \frac{0,36}{1,319} + \frac{0,12}{0,327}} = 178,7 \text{ к Вт.}$$

$$Q_{\text{тепл}} = 611,4 + 178,7 = 790 \text{ к Вт.}$$

При составлении тепловых балансов к расходным статьям прибавляется статья неучтенных потерь, принимаемых равными:

$$Q_{\text{неуч}} = 0,12(Q_{\text{хим}}^p + Q_{\text{в}}) \quad (81)$$

$$Q_{\text{неуч}} = 0,12(B \cdot 32395 + B \cdot 5691) = B \cdot 4570$$

Просуммировав отдельно приходные и расходные части теплового баланса и приравняв $Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$, получим уравнение с одним неизвестным, которым будет расход топлива B .

$$Q_{\text{хим}}^p + Q_{\text{т}} + Q_{\text{в}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ух}} + Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{неуч}}, \quad (82)$$

$$B \cdot 32395 + B \cdot 431,2 + B \cdot 5691 = 10557 + B \cdot 14111 + 790 + 4570 \cdot B,$$

$$B = 0,572 \text{ м}^3/\text{с.}$$

После чего определяются все приходные и расходные статьи теплового баланса рабочего пространства печи, результаты представлены в таблице.

Статьи прихода	Вт	%	Статьи расхода	Вт	%
$Q_{\text{хим}}^p$	18530	84,1	$Q_{\text{пол}}$	10557	47.9
$Q_{\text{т}}$	246,6	1,1	$Q_{\text{ух}}$	8071,4	36.6
$Q_{\text{в}}$	3255,2	14,8	$Q_{\text{тепл}}$	790	3.6
			$Q_{\text{неуч}}$	2614	11.9
Всего	22032	100	Всего	22032	100

8 Выбор топливосжигающих устройств

Для организации процесса горения устанавливаются 6 горелочных устройств с внешним перемешиванием типа «труба в трубе».

Расход топлива для одной горелки:

$$V_{ог} = B/n \quad (83)$$

B – полный расход топлива,

$n = 6$ – число горелок,

$$V_{ог} = \frac{0.572}{6} = 0,095 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление газа перед горелкой:

$$P_{г} = 5 \text{ к Па},$$

Давление воздуха перед горелкой:

$$P_{в} = 2 \text{ к Па}.$$

Плотность топлива:

$$\rho_{г} = 0,814 \text{ кг/м}^3,$$

Температура подогрева воздуха:

$$t_{в} = 450^{\circ}\text{C},$$

Температура подогретого топлива:

$$t_{т} = 220^{\circ}\text{C},$$

Действительный расход воздуха для горения:

$$L_{д} = 9,466 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

Расход воздуха:

$$V_{ов} = L_{д} \cdot V_{ог} \quad (84)$$

$$V_{ов} = 9,466 \cdot 0,095 = 0,899 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_{в} = V_{ов} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_{н}}}, \quad (85)$$

$$V_{в} = 0,926 \cdot \sqrt{\frac{450 + 273}{273}} = 1,463 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Поправка на плотность газа:

$$K_p = 0,9$$

Поправка на температуру газа:

$$K_t = \sqrt{\frac{220 + 273}{273}} = 1.34.$$

$$V_{\Gamma} = K_t \cdot K_p \cdot V_{\text{ог}} = 1,34 \cdot 0,9 \cdot 0,095 = 0,115 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (86)$$

Пропускная способность по газу $d_{\Gamma} = 45$ мм.

Так как $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 32$ М Дж/м³, то горелочное устройство: ДВБ 225/45.

9 Расчет устройств для утилизации теплоты уходящих газов

Для повышения КПД печи, температуры горения топлива и снижения его расхода утилизируют теплоту отходящих дымовых газов в теплообменниках рекуператорах.

Целью расчета рекуперативного теплообменника является нахождение площади поверхности теплообмена и связанных с ней геометрических размеров теплообменника.

Так как температура дымовых газов меньше 1000°C , то теплообменник целесообразней выбрать металлический конвективный.

Горячие дымовые газы направляются в трубы, а нагреваемый воздух в межтрубное пространство.

Объем воздуха:

$$V_{\text{ов}} = B \cdot L_{\text{д}}, \quad (87)$$

$$V_{\text{ов}} = 0,572 \cdot 9,466 = 5,415 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объем дымовых газов:

$$V_{\text{од}} = B \cdot V_{\text{д}}, \quad (88)$$

$$V_{\text{од}} = 0,572 \cdot 10,509 = 6,011 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Начальная температура воздуха равна температуре окружающего $t_{\text{в}}^{\text{н}} = 0^{\circ}\text{C}$. Конечная температура воздуха $t_{\text{в}}^{\text{к}} = 450^{\circ}\text{C}$. Температура дымовых газов после методической печи равна 900°C . Падение температуры дымовых газов в вертикальном канале составляет 4°C на 1 м^3 , в горизонтальном канале 2°C на 1 м^3 . Следовательно падение температуры дымовых газов до входа в рекуператор, если учесть схему дымового тракта (эскиз 2), вычисляется для первого участка l_1 : $2 \cdot 1,7/1 \approx 3^{\circ}\text{C}$.

Длина второго участка равна 1 м, падение температуры будет равно 4°C . Начальная температура дымовых газов на входе в рекуператор равна:

$$900 - 3 - 4 = 893^{\circ}\text{C}.$$

Количество теплоты, подаваемое через поверхность теплообмена для газоплотных конструкций:

$$Q_B = V_{OB} \cdot (c_B^K t_B^K - c_B^H t_B^H). \quad (89)$$

Теплоемкость воздуха при температуре $t_B^H = 0^\circ\text{C}$ (приложение 2/1/) составляет:

$$c_B^H = 1,2971 \text{ к Дж/ м}^3 \cdot \text{К}.$$

Энтальпия воздуха при температуре $t_B^K = 450^\circ\text{C}$ (приложение 3/1/) составляет $t_B^K c_B^K = 602,045 \text{ к Дж/ м}^3$.

$$Q_B = 5,415 \cdot (602,045 - 0 \cdot 1,2971) = 3260 \text{ к Вт}.$$

Конечную температуру дымовых газов находят из уравнения теплового баланса теплообменника. Для газоплотных рекуператоров тепловой баланс составляется с учетом 10 % потерь тепла в окружающую среду:

$$Q_B = 0,9 \cdot V_{од} \cdot (c_D^H t_D^H - c_D^K t_D^K). \quad (90)$$

Энтальпия дымовых газов при температуре $t_D^H = 893^\circ\text{C}$ (приложение 3/1/) составляет:

$$c_D^H t_D^H = (i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2^{изб}} \cdot O_2^{изб})/100, \quad (91)$$

$$c_D^H t_D^H = \frac{1955.0 \cdot 9,382 + 1504.6 \cdot 17,366 + 1233.1 \cdot 71,358 + 1308.6 \cdot 1,894}{100}$$

$$= 1349.4 \text{ к Дж/м}^3.$$

Определяется энтальпия дымовых газов на выходе из рекуператора:

$$t_D^K c_D^K = c_D^H t_D^H - \frac{Q_B}{0,9 \cdot V_{од}}, \quad (92)$$

$$t_D^K c_D^K = 1349,4 - \frac{3260}{0,9 \cdot 6,011} = 746,8 \text{ к Дж/м}^3.$$

Поскольку теплоемкость газов сильно зависит от температуры, то температура дымовых газов на выходе из теплообменника определяется методом последовательных приближений:

Энтальпия дымовых газов при температуре 600°C (приложение 3 /1/):

$$i' = (i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2^{изб}} \cdot O_2^{изб})/100 \quad (93)$$

$$i' = \frac{1236.76 \cdot 9,382 + 964.68 \cdot 17,366 + 805.06 \cdot 71,358 + 851.64 \cdot 1,894}{100}$$

$$= 874.164 \text{ к Дж/м}^3.$$

Энтальпия дымовых газов при температуре 500°С (приложение 3/1/):

$$i'' = (i_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + i_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{H}_2\text{O} + i_{\text{N}_2} \cdot \text{N}_2 + i_{\text{O}_2^{\text{изб}}} \cdot \text{O}_2^{\text{изб}}) / 100, \quad (94)$$

$$i'' = \frac{1001.78 \cdot 9,382 + 791.55 \cdot 17,366 + 664.58 \cdot 71,358 + 700.17 \cdot 1,894}{100}$$

$$= 718.940 \text{ к Дж/м}^3.$$

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = t'' + \frac{(t'' - t') \cdot (t_{\text{д}}^{\text{к}} c_{\text{д}}^{\text{к}} - i'')}{i' - i''}, \quad (95)$$

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = 500 + \frac{(600 - 500) \cdot (746.845 - 718.940)}{874.164 - 718.940} = 518^{\circ}\text{C}.$$

При расчете теплообменника используется более эффективная противоточная схема. При противотоке температура стенки рекуператора может быть значительно выше, чем при прямотоке.

Средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителем определяется как средняя логарифмическая величина по соотношению:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}}}, \quad (96)$$

$\Delta t_{\text{н}}$ – разность температур между горячим и холодным теплоносителем на входе в теплообменник:

$$\Delta t_{\text{н}} = t_{\text{д}}^{\text{н}} - t_{\text{в}}^{\text{к}}, \quad (97)$$

$$\Delta t_{\text{н}} = 893 - 450 = 443^{\circ}\text{C};$$

$\Delta t_{\text{к}}$ – разность температур между горячим и холодным теплоносителем на выходе из теплообменника:

$$\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{д}}^{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{н}}, \quad (98)$$

$$\Delta t_{\text{к}} = 518 - 0 = 518^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{443 - 518}{2,3 \cdot \log \frac{443}{518}} = 480^{\circ}\text{C}.$$

Скорость дыма и воздуха при нормальных условиях:

$$\omega_{\text{од}} = 4 \text{ м/с.}$$

$$\omega_{\text{ов}} = 8 \text{ м/с.}$$

Площадь проходного сечения для дымовых газов:

$$f_d = V_{од}/\omega_{од}, \quad (99)$$

$$f_d = \frac{6,011}{4} = 1,503 \text{ м}^2.$$

Площадь проходного сечения для воздуха:

$$f_b = V_{ов}/\omega_{ов}, \quad (100)$$

$$f_b = \frac{5,415}{8} = 0,677 \text{ м}^2.$$

Размеры труб теплообменника ГОСТ 8734-75.

Наружный диаметр одной трубки теплообменника: $d_{нар} = 0,06 \text{ м}$.

Внутренний диаметр трубки: $d_{вн} = 0,053 \text{ м}$.

Площадь одной трубки рекуператора:

$$F_{тр} = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4}, \quad (101)$$

$$F_{тр} = \frac{\pi \cdot 0,053^2}{4} = 2,205 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Определение количества труб в рекуператоре:

$$n = \frac{f_d}{F_{тр}}, \quad (102)$$

$$n = \frac{1,503}{2,205 \cdot 10^{-3}} = 682 \text{ труб.}$$

Принимается шахматное расположение труб. В ряду располагается 22 труб, 31 рядов. Расстояние между трубками принимается $S_1 = S_2 = 0,09 \text{ м}$.

Расчет площади для прохода воздуха в межтрубном пространстве. Ширина межтрубного пространства:

$$a' = 22 \cdot S_1 + 0,5 \cdot S_1 - 22 \cdot d_{нар}, \quad (103)$$

$$a' = 22 \cdot 0,09 + 0,5 \cdot 0,09 - 22 \cdot 0,06 = 0,705 \text{ м.}$$

Высота проходного сечения для воздуха:

$$h' = f_b/a',$$

$$h' = \frac{0,677}{0,705} = 0,96 \text{ м.}$$

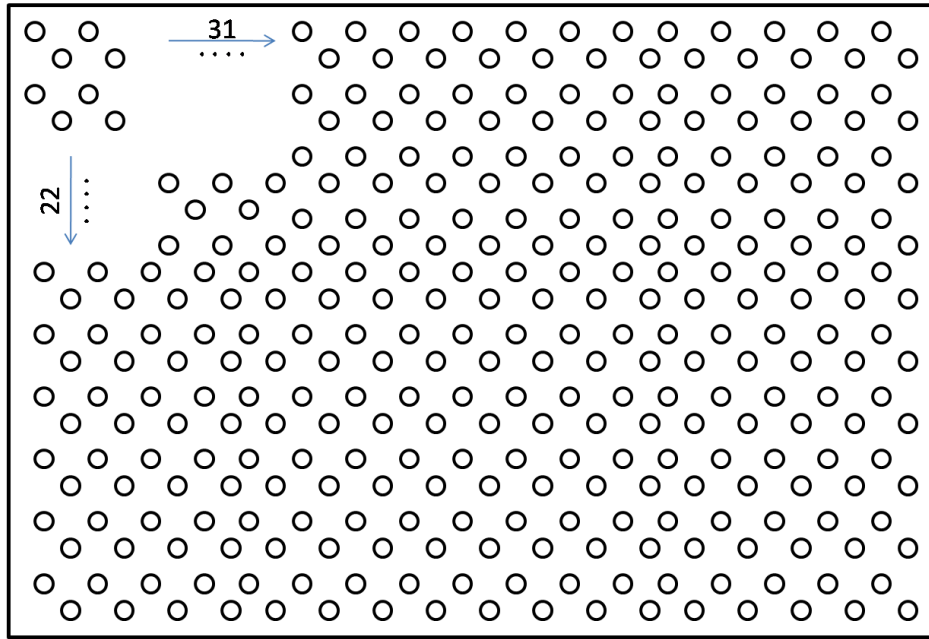


Рисунок 2 Расположение труб теплообменника

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха.

Средняя температура воздуха в рекуператоре:

$$\bar{t}_B = (t_B^H + t_B^K)/2, \quad (104)$$

$$\bar{t}_B = \frac{0 + 450}{2} = 225^\circ C.$$

Пересчет скорости воздуха с учетом температурного расширения:

$$\omega_B = \omega_{OB} \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_B), \quad (105)$$

$$\text{Коэффициент температурного расширения: } \alpha = \frac{1}{273},$$

$$\omega_B = 8 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 225 \right) = 14,6 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (Рис 10.4/5/):

$$\alpha_B = \alpha_H \cdot C_Z \cdot C_S \cdot C_\Phi, \quad (106)$$

$$\alpha_H = 94;$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{S_1}{d_{нар}} = \frac{S_2}{d_{нар}} = \frac{90}{60} = 1,5;$$

$$C_Z = 1; C_S = 0,82; C_\Phi = 0,865;$$

$$\alpha_B = 94 \cdot 1 \cdot 0,82 \cdot 0,865 = 74,81 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны дымовых газов

Средняя температура дымовых газов в рекуператоре:

$$\bar{t}_d = (t_d^H + t_d^K)/2, \quad (107)$$

$$\bar{t}_d = \frac{893 + 518}{2} = 705,5^\circ C.$$

Пересчет скорости дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega_d = \omega_{од} (1 + \alpha \cdot \bar{t}_d) \quad (108)$$

коэффициент температурного расширения:

$$\alpha = \frac{1}{273},$$

$$\omega_d = 4 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 705,5 \right) = 14,34 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи дымовыми газами:

$$\alpha_d = \alpha_k + \alpha_{изл}.$$

Коэффициент теплоотдачи дымовыми газами конвекцией:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_\Gamma}{d_{вн}} \cdot \left(\frac{\omega_d \cdot d_{вн}}{\nu} \right)^{0,8} Pr_\Gamma^{0,4}. \quad (109)$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов при средней температуре дымовых газов $\bar{t}_d = 705,5^\circ C$ (Рис 8.5/5/):

$$\lambda_\Gamma = \lambda \cdot M_\lambda, \quad (110)$$

$$\lambda = 8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К},$$

$$M_\lambda = 1,04,$$

$$\lambda_\Gamma = 8 \cdot 10^{-2} \cdot 1,04 = 8,32 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Кинематическая вязкость дымовых газов при средней температуре дымовых газов $\bar{t}_d = 705,5^\circ C$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 110 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Число Pr_Γ для дымовых газов при средней температуре дымовых газов

$$\bar{t}_d = 705,5^\circ C \text{ (Рис 8.7/5/):}$$

$$Pr_\Gamma = Pr \cdot M_{Pr}, \quad (111)$$

$$Pr = 0,605;$$

$$M_{Pr} = 1,03;$$

$$Pr_r = 0,605 \cdot 1,03 = 0,623.$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{8,32 \cdot 10^{-2}}{0,053} \cdot \left(\frac{14,34 \cdot 0,053}{110 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,623^{0,4} = 35,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи дымовыми газами излучением:

$$\alpha_{\text{изл}} = c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ст.эф}} \frac{\left[\varepsilon_r \left(\frac{\bar{t}_d + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_r^{\text{ст}} \left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\bar{t}_d - \bar{t}_{\text{ст}})}. \quad (112)$$

Эффективная толщина газового слоя:

$$S_{\text{эф}} = 0,9 \cdot d_{\text{вн}}, \quad (113)$$

$$S_{\text{эф}} = 0,9 \cdot 0,053 = 0,0477 \text{ м}.$$

Парциальное давление CO_2 и H_2O :

$$P_{CO_2} = \frac{CO_2 \cdot 98,1}{100},$$

$$P_{CO_2} = \frac{9,382 \cdot 98,1}{100} = 9,204 \text{ кН/м}^2;$$

$$P_{H_2O} = \frac{H_2O \cdot 98,1}{100},$$

$$P_{H_2O} = \frac{17,366 \cdot 98,1}{100} = 17,036 \text{ кН/м}^2.$$

$$P_{CO_2} \cdot S_{\text{эф}} = 9,204 \cdot 0,0477 = 0,439.$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{\text{эф}} = 17,036 \cdot 0,0477 = 0,813.$$

С помощью номограмм (рис 6.1-6.3/1/) определяется степень черноты газов.

При температуре 705^0 С степень черноты газов:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (114)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,035,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,02,$$

$$\beta = 1,13,$$

$$\varepsilon_r = 0,035 + 1,13 \cdot 0,02 = 0,058.$$

Температура стенки трубы принимается равной:

$$t_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_d + \bar{t}_b}{2}, \quad (115)$$

$$t_{\text{ст}} = \frac{705 + 225}{2} = 465^\circ\text{C}.$$

Степень черноты газов у стенки трубы при температуре стенки (рис 6.1-6.3/1/):

$$\varepsilon_{H_2O}^{\text{ст}} = 0,029,$$

$$\varepsilon_{CO_2}^{\text{ст}} = 0,04,$$

$$\beta = 1,13,$$

$$\varepsilon_{\Gamma}^{\text{ст}} = 0,04 + 1,13 \cdot 0,029 = 0,073.$$

$$\varepsilon_{\text{ст.эф}} = 0,5 \cdot (1 + \varepsilon_{\text{ст}}), \quad (116)$$

$$\varepsilon_{\text{ст.эф}} = 0,5(1 + 0,8) = 0,9.$$

$$\alpha_{\text{изл}} = 5,67 \cdot 0,9 \frac{\left[0,058 \left(\frac{705 + 273}{100} \right)^4 - 0,073 \left(\frac{465 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(705 - 465)} = 6,68 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} * \text{К},$$

$$\alpha_d = 35,2 + 6,68 = 41,88 \frac{\text{Вт}}{\text{К} * \text{м}^2}.$$

В металлических рекуператорах толщина разделительной стенки мала, а коэффициент теплопроводности металла весьма высок. Можно пользоваться упрощенной зависимостью для нахождения суммарного коэффициента теплопередачи:

$$K = \frac{\alpha_d \cdot \alpha_b}{\alpha_b + \alpha_d}, \quad (117)$$

$$K = \frac{41,88 \cdot 74,81}{74,81 + 41,88} = 26,8 \frac{\text{Вт}}{\text{К} * \text{м}^2}.$$

Поверхностная площадь в теплообменнике:

$$F = \frac{Q_b}{K \cdot \Delta t'}, \quad (118)$$

$$F = \frac{3260 \cdot 1000}{26,8 \cdot 480} = 253,4 \text{ м}^2.$$

Высота труб в теплообменнике:

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot n}, \quad (119)$$

$$H = \frac{253,4}{\pi \cdot 0,06 \cdot 682}$$

= 1,97 м. С учетом трубной доски высота теплообменника равна 2 м.

$$m = H/h', \quad (120)$$

$$m = \frac{1,97}{0,96} = 2 \text{ хода.}$$

Теплообменник двухходовый, высота хода 0,96 м.

Ширина теплообменника:

$$a = 22 \cdot 0,09 + 0,5 \cdot 0,09 = 2,025 \text{ м.}$$

Длина теплообменника:

$$h = 31 \cdot 0,09 + 0,5 \cdot 0,09 = 2,835 \text{ м.}$$

10 Расчет потерь в газоходе и определение дымовой трубы

10.1 Расчет потерь напора в газоходе

Суммарные потери напора в газоходе рассчитываются:

$$\sum h_{\text{пот}} = \sum h_{\text{м.с}} + \sum h_{\text{тр}} + \sum h_{\text{геом}} \quad (121)$$

$\sum h_{\text{м.с}}$ – потери напора на местное сопротивление,

$\sum h_{\text{тр}}$ – потери напора от трения,

$\sum h_{\text{геом}}$ – потери геометрического напора.

Потери напора на первом участке газохода

Потери напора на местное сопротивление для первого участка состоят из потерь при входе в отверстие с закругленными краями ($\xi = 0,12$) и при повороте на 90° ($\xi = 2$):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right), \quad (122)$$

где ρ_0^r – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,382 + 18 \cdot 17,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

ω_0 – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

ξ – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2 + 0,12 = 2,12;$$

t_r – средняя температура в канале. Если учесть, что в первом канале температура дымовых газов понизилась на 3°C , то

$$t_r = \frac{900 + 897}{2} = 898,5^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{2,12 \cdot 4^2}{2} \cdot 1,243 \cdot \left(1 + \frac{898,5}{273}\right) = 90,5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Определение потерь на трение:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{г}}} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^{\text{г}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{г}}}{273}\right), \quad (123)$$

где L – длина участка:

$$L = 1,7 \text{ м},$$

$d_{\text{г}}$ – гидравлический диаметр газохода:

$$d_{\text{г}} = \frac{4F}{\Pi}, \quad (124)$$

$F = b \cdot h = 1,5 \cdot 3,5 = 5,25 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 3,5 = 10 \text{ м},$$

$$d_{\text{г}} = \frac{4 \cdot 5,25}{10} = 2,1 \text{ м}.$$

λ – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_{\text{г}} / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_{\text{г}} = 898,5^{\circ}\text{C}$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 120 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_{\text{г}})$ – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения дымовых газов: (125)

$$\omega = 4 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 898,5\right) = 17,16 \text{ м/с}.$$

$$Re = 17,16 \cdot \frac{2,1}{120 \cdot 10^{-6}} = 3 \cdot 10^5,$$

$Re > 10^4$ – режим течения турбулентный.

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}, \quad (126)$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(3 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,014 \cdot \frac{1,7}{2,1} \frac{4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{898,5}{273}\right) = 0,52 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Так как первый канал расположен горизонтально, то геометрический напор в нем отсутствует.

$$h_{\text{пот}} = 90,5 + 0,52 = 91,02 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора во втором канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для второго участка состоят из потерь от внезапного сужения канала ($\xi = 0,18$) и от внезапного расширения канала ($\xi = 0,04$):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right), \quad (127)$$

где ρ_0^r – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,382 + 18 \cdot 17,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

ω_0 – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

ξ – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 0,18 + 0,04 = 0,22,$$

t_r – средняя температура в канале. Если учесть, что во втором канале температура дымовых газов падает на 4°C , то

$$t_r = \frac{897 + 893}{2} = 895^{\circ}\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{0,22 \cdot 4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{895}{273}\right) = 9,36 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_r} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right), \quad (128)$$

где L – длина участка:

$$L = 1 \text{ м},$$

d_r – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi},$$

$F = b \cdot h = 1 \cdot 3.5 = 3,5 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 3.5 = 9 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 3,5}{9} = 1,6 \text{ м}.$$

λ – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения.

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_r = 895^\circ\text{C}$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 116 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_r)$ – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения: (129)

$$\omega = 4 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 895 \right) = 17,11 \text{ м/с}.$$

$$Re = 17,11 \cdot \frac{1,6}{115 \cdot 10^{-6}} = 2,38 \cdot 10^5, \text{ режим течения турбулентный.}$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,38 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,014 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,243 \cdot \left(1 + \frac{895}{273} \right) = 0,372 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери геометрического напора:

$$h_{\text{геом}} = H \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_0^{\text{В}}}{1 + \frac{t_{\text{В}}}{273}} - \frac{\rho_0^{\text{Г}}}{1 + \frac{t_{\text{Г}}}{273}} \right), \quad (130)$$

H – высота участка:

$$H = 1 \text{ м};$$

$g = 9,81 \text{ Н/кг}$ – ускорение свободного падения;

$\rho_0^B = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность окружающего воздуха;

$t_B = 0^\circ\text{C}$ – температура окружающего воздуха;

$$h_{\text{геом}} = 1 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} - \frac{1,243}{1 + \frac{895}{273}} \right) = 9,824 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

$$h_{\text{пот}} = 9,36 + 0,372 + 9,824 = 19,56 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора в теплообменнике

Потери напора на местное сопротивление для теплообменника состоят из потерь от входа в систему каналов (для квадратных отверстий $\xi = 2,2$) и от потерь, выходе из канала ($\xi = 1$):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273} \right), \quad (131)$$

где ρ_0^r – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,382 + 1817,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

ω_0 – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

ξ – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2,2 + 1 = 3,2;$$

t_r – средняя температура в теплообменнике:

$$t_r = 705,5^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{3,2 \cdot 4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{705,5}{273} \right) = 114,054 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_r} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^r \left(1 + \frac{t_r}{273} \right),$$

где L – длина участка:

$$L = 2 \text{ м},$$

d_r – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi},$$

$F = b \cdot h = 2,925 \cdot 1,575 = 4,6 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 2,925 + 2 \cdot 1,575 = 9 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 4,6}{9} = 2 \text{ м}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_r = 705,5^\circ \text{C}$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 110 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$\omega = 14,34$ – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения;

$$Re = 14,34 \cdot \frac{2}{110 \cdot 10^{-6}} = 2,6 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,6 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,014 \cdot \frac{2 \cdot 4^2}{2 \cdot 2} \cdot 1,243 \cdot \left(1 + \frac{705,5}{273}\right) = 0,499 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери геометрического напора:

$$h_{\text{геом}} = H \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_0^B}{1 + \frac{t_B}{273}} - \frac{\rho_0^r}{1 + \frac{t_r}{273}} \right),$$

H – высота участка:

$$H = 2 \text{ м};$$

$g = 9,81 \text{ Н/кг}$ – ускорение свободного падения;

$\rho_0^B = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность окружающего воздуха;

$t_B = 0^\circ \text{C}$ – температура окружающего воздуха;

$$h_{\text{геом}} = 2 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} - \frac{1,243}{1 + \frac{705,5}{273}} \right) = 18,546 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

$$h_{\text{пот}} = 114,054 + 0,499 + 18,546 = 133,1 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора в третьем канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для третьего участка состоят из потерь от внезапного сужения канала ($\xi = 0,29$):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273} \right),$$

где ρ_0^Γ – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^\Gamma = \frac{44 \cdot 9,382 + 18 \cdot 17,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

ω_0 – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

ξ – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 0,29,$$

t_Γ – средняя температура в канале. Если учесть, что во втором канале температура дымовых газов падает на 4°C , то

$$t_\Gamma = \frac{705,5 + 701,5}{2} = 703,5^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{0,29 \cdot 4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{703,5}{273} \right) = 10,31 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_\Gamma} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273} \right),$$

где L – длина участка:

$$L = 1 \text{ м},$$

d_Γ – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi},$$

$F = b \cdot h = 1 \cdot 3,5 = 3,5 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 3,5 = 9 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 3,5}{9} = 1,6 \text{ м}.$$

λ – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_r = 703,5^\circ\text{C}$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 108 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_r)$ – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 703,5 \right) = 14,3 \text{ м/с}.$$

$$Re = 14,3 \cdot \frac{1,6}{108 \cdot 10^{-6}} = 2,12 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,12 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,015 \cdot \frac{1}{1,6} \frac{4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{703,5}{273} \right) = 0,333 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери геометрического напора:

$$h_{\text{геом}} = H \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_0^{\text{В}}}{1 + \frac{t_{\text{В}}}{273}} - \frac{\rho_0^{\text{Г}}}{1 + \frac{t_{\text{Г}}}{273}} \right),$$

H – высота участка:

$$H = 1 \text{ м};$$

$g = 9,81 \text{ Н/кг}$ – ускорение свободного падения;

$\rho_0^B = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность окружающего воздуха;

$t_B = 0^0\text{C}$ – температура окружающего воздуха;

$$h_{\text{геом}} = 1 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} - \frac{1,243}{1 + \frac{703,5}{273}} \right) = 9,266 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

$$h_{\text{пот}} = 10,31 + 0,333 + 9,266 = 19,91 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора в четвертом канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для четвертого участка состоят из потерь от поворота на 90^0 ($\xi = 2$):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273} \right),$$

где ρ_0^r – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,382 + 18 \cdot 17,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

ω_0 – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

ξ – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2,$$

t_r – средняя температура в канале. Если учесть, что в четвером канале температура дымовых газов падает на $13,2^0\text{C}$, то

$$t_r = \frac{701,5 + 688,3}{2} = 695^0\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{2 \cdot 4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{695}{273} \right) = 70,519 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_r} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273} \right),$$

где L – длина участка:

$$L = 6,6 \text{ м},$$

d_r – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi},$$

$F = b \cdot h = 1,3 \cdot 1,4 = 1,82 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1,3 + 2 \cdot 1,4 = 5,4 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 1,82}{5,4} = 1,35 \text{ м}.$$

λ – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_r = 695^\circ \text{C}$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 107 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_r)$ – скорость дымовых газов с учетом температурного

расширения:

$$\omega = 4 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 695 \right) = 14,18 \text{ м/с}.$$

$$Re = 14,18 \cdot \frac{1,35}{107 \cdot 10^{-6}} = 1,79 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(1,79 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,015 \cdot \frac{6,6}{1,35} \frac{4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{695}{273} \right) = 2,586 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери геометрического напора отсутствуют.

$$h_{\text{пот}} = 70,519 + 2,586 = 73,105 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора в последнем канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для пятого участка состоят из потерь от поворота на 90^0 ($\xi = 2$), и потерь образующихся при выходе из канала ($\xi = 1$).

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273}\right),$$

где ρ_0^Γ – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^\Gamma = \frac{44 \cdot 9,382 + 18 \cdot 17,366 + 28 \cdot 71,358 + 32 \cdot 1,894}{22,4 \cdot 100} = 1,243 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

ω_0 – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

ξ – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2 + 1 = 3,$$

t_Γ – средняя температура в канале. Если учесть, что в пятом канале температура дымовых газов падает на 120^0С , то

$$t_\Gamma = \frac{695 + 575}{2} = 635^0\text{С},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{3 \cdot 4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{635}{273}\right) = 99,22 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_\Gamma} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273}\right),$$

где L – длина участка:

$$L = 60 \text{ м},$$

d_Γ – гидравлический диаметр газохода:

$$d_\Gamma = \frac{4F}{\Pi},$$

$$F = b \cdot h = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \text{ м}^2 \text{ – площадь поперечного сечения канала,}$$

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1,4 = 5,8 \text{ м},$$

$$d_\Gamma = \frac{4 \cdot 2,1}{5,8} = 1,45 \text{ м}.$$

λ – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_r = 635^{\circ}C$ (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 102 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{од}(1 + \alpha \cdot t_r)$ – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 635 \right) = 13,3 \text{ м/с.}$$

$$Re = 13,3 \cdot \frac{1,45}{102 \cdot 10^{-6}} = 1,89 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(1,89 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015,$$

$$h_{тр} = 0,015 \cdot \frac{60}{1,45} \frac{4^2}{2} 1,243 \cdot \left(1 + \frac{635}{273} \right) = 20,529 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери геометрического напора отсутствуют.

$$h_{пот} = 99,22 + 20,529 = 119,75 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Суммарные потери давления на пути газа от печи до трубы:

$$\sum h_{пот} = 91,02 + 19,56 + 133,1 + 19,91 + 73,105 + 119,75 = 456,4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

10.2 Расчет высоты дымовой трубы

Высота дымовой трубы находится из выражения:

$$1,3 \sum h_{\text{пот}} = H(\rho_t^B - \rho_t^r)g - \frac{\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2}{2} \rho_0^r (1 + \alpha \cdot \bar{t}_r) - \frac{\omega_{02}^2}{2} \rho_0^r (1 + \alpha \cdot t_{2r}) - \lambda \frac{H * \bar{\omega}_0^2}{d_{\text{ср}}} \rho_0^r (1 + \alpha \cdot \bar{t}_r), \quad (132)$$

где 1,3 – коэффициент увеличения $h_{\text{пот}}$ в случае форсированной работы печи,

$$\sum h_{\text{пот}} = 456,43 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Приближенное значение высоты дымовой трубы:

$$H = 75 \text{ м.}$$

Температура на входе в дымовую трубу равна 575°C , падение температуры в дымовой трубе составят 75°C . Температура на выходе из дымовой трубы равна:

$$t_{2r} = 500^\circ\text{C}.$$

Средняя температура газов на высоте дымовой трубы:

$$\bar{t}_r = \frac{t_{2r} + t_r}{2} = \frac{500 + 575}{2} = 537,5^\circ\text{C},$$

$$\rho_t^B = \frac{\rho_0^B}{1 + \frac{t_B}{273}}, \quad (133)$$

$$\rho_t^B = \frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\rho_t^r = \frac{\rho_0^r}{1 + \frac{\bar{t}_r}{273}},$$

$$\rho_t^r = \frac{1,243}{1 + \frac{537,5}{273}} = 0,419 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

ω_{01} – скорость дымовых газов на входе в дымовую трубу.

Так как площадь основания дымовой трубы равна площади сечения четвертого участка газохода, то диаметр основания равен:

$$d_{\text{осн}} = \sqrt{4 * \frac{2,1}{3,14}} = 1,63 \text{ м},$$

Диаметр устья дымовой трубы в 1,5 раза меньше диаметра основания:

$$d_{\text{уст}} = d_{\text{осн}} / 1,5 = 1,09 \text{ м}.$$

Средний диаметр трубы:

$$d_{\text{ср}} = (d_{\text{уст}} + d_{\text{осн}}) / 2 \tag{134}$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{1,09 + 1,63}{2} = 1,36 \text{ м}.$$

ω_{01} – скорость газов на входе в дымовую трубу:

$$\omega_{01} = \frac{V_{\text{од}}}{F_{\text{осн}}} \tag{135}$$

$$\omega_{01} = \frac{6,011}{2,1} = 2,86 \text{ м/с}.$$

ω_{02} – скорость газов на выходе из дымовой трубы:

$$\omega_{02} = \frac{V_{\text{од}}}{F_{\text{уст}}} = \frac{V_{\text{од}} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{уст}}^2} \tag{136}$$

$$\omega_{02} = \frac{6,011 \cdot 4}{\pi \cdot 1,09^2} = 6,44 \text{ м/с}.$$

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\omega_{02} + \omega_{01}}{2}, \tag{137}$$

$$\bar{\omega}_0 = \frac{6,44 + 2,86}{2} = 4,65 \text{ м/с}.$$

$$Re = \omega \cdot d_{\text{ср}} / \nu,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов $t_r = 537,5^{\circ}\text{C}$ (Рис 8.6 /5/):

$$\nu = 90 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \bar{\omega}_0 (1 + \alpha \cdot t_r)$ – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4,65 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 537,5 \right) = 13,8 \text{ м/с}.$$

$$Re = 13,8 \cdot \frac{1,36}{90 \cdot 10^{-6}} = 2,08 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,08 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015.$$

Высота дымовой трубы находится из выражения:

$$1,3 \sum 456,4 = H(1,293 - 0,419)9,81 - \frac{6,44^2 - 2,86^2}{2} 1,243(1 + 537,5/273) - \frac{6,44^2}{2} 1,243(1 + 500/273) - 0,015 \frac{H * 4,65^2}{1,36} 1,243(1 + 537,5/273)$$

Высота дымовой трубы $H = 76,8$ м.

Разница ориентировочной и найденной высоты дымовой трубы составляет:

$$\Delta H = 76,8 - 75 = 1,8 \text{ м,}$$

Что не превышает заданной погрешности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе выполнен расчет методической толкательной печи, производительностью 80 т/ч, применяемой для нагрева бронзовых слитков прямоугольного сечения.

Определены размеры рабочего пространства. Ширина составляет 8,35 м, длина – 19,37 м.

Так как перепад температур в центре и на поверхности слитков равен 62 °С в конце сварочной зоны и составляет больше заданного значения 50 °С назначается томильная зона, в которой металл выдерживается такое время, чтобы разность температур уменьшилась до заданной величины.

Стены печи рассчитаны двухслойные. После слоя огнеупорного материала, в качестве которого используется шамот, выкладывают слой теплоизоляционного материала – диатомита.

Для определения времени нагрева слитков использовались графические зависимости Будрина. Полное время нагрева заготовок составило 2 часа 36 минут.

При проектировании печи составлен тепловой баланс с целью определения расхода топлива 0,572 м³/с. Для организации процесса горения устанавливаются 6 горелочных устройств с внешним перемешиванием типа «труба в трубе» – ДВБ 225/45.

С целью повышения КПД печи, температуры горения топлива и снижения его расхода теплота уходящих дымовых газов утилизируется в рекуперативном теплообменнике. Теплообменник рассчитан двухходовый, высота хода 0,96 м. Ширина теплообменника – 2,025 м, длина теплообменника – 2,835 м

Найдены суммарные потери давления на пути газа от печи до трубы – 456,4 Па и определена высота дымовой трубы – 76,8 м.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Методическое указание по курсовому проектированию. Проектирование топливных нагревательных печей. Сост. О. Г. Шишканов; КГТУ. Красноярск, 1997. 56 с.
2. В. А. Кулагин, О. Г. Шишканов, В. П. Тимофеев. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. 347с.
3. В. А. Кривандин, И. Н. Неведомская, В. В. Кобахидзе и др. Metallургическая теплотехника М.: Metallургия, 1986. 592с.
4. Б. Ф. Зобнин, М. Д. Казяев, Б. И. Китаев и др. Тепотехнические расчеты metallургических печей. М., Metallургия, 1982. 360 с.
5. Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет парового котла. Красноярск; ИПЦ КГТУ, 2005. 96 с.
6. Филимонов Ю.П., Громова Н.С., Топливо и печи. М.: Metallургия, 1987.320с
7. Тренес В. Промышленные печи. В 2 т. 3-е изд. М.: Metallургиздат, 1964.
8. Миткалинный В.И., Кривандит В.А. Metallургические печи: Атлас. М.: Metallургия, 1998. 41с.
9. Б.М. Соболев, Ю.Н. Мансуров, Хейн Вин Зо, С.Б. Марьин Расчет плавильных и нагревательных печей. - Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2015. - 131 с.
10. Соболев, Б.М. Расчеты нагревательных печей: учеб.пособие/ Б.М. Соболев. – Комсомольск-на-амуре : ГОУВПО «КНАГТУ». 2009. -70с
11. Гусовский, В.Л. Теплотехника Выбор и расчет элементов печей: учеб. метод. пособие/ В.Л. Гусовский МИСиС 2002

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 В.А. Кулагин
подпись инициалы, фамилия

« 22 » июня 2022г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Расчет методической толкательной печи производительностью 80 т/ч


тема

Руководитель

 16.06.22 доцент, канд. тех. наук
подпись, дата должность, ученая степень

Т.А. Пьяных
инициалы, фамилия

Выпускник

 16.06.22
подпись, дата

Д.А. Закусиллов
инициалы, фамилия

Красноярск 2022