

Содержание

Введение.....	
. 1	
1.Общая часть.....	2
1.1Описание парового котла БКЗ 220-100	3
1.2Техническая характеристика котла	4
1.3 Топлива и горелочное устройство	6
1.4 КИП котла	7
2 Расчетная часть	8
2.1 Выбор исходных данных	10
2.2 Расчет объема воздуха и продуктов сгорания	12
2.3 Расчет энтальпия дымовых газов	13
2.4 Тепловой баланс котлоагрегата	14
2.5 Тепловой расчет топки	16
2.6 Теплообмен в конвективном пучке	18
3 Организационная часть	20
3.1 Экономайзеры типа ВТИ	22
3.2 Очистка труб экономайзера	24

СПИСОК ЛИТЕРАТУРА

Введение

Паровой котёл — котёл, предназначенный для генерации насыщенного или перегретого пара. Может использовать энергию топлива, сжигаемого в своей топке, электрическую энергию (электрический паровой котёл) или утилизировать теплоту, выделяющуюся в других установках (котлы-утилизаторы). При этом устройство может давать 2 вида пара: насыщенный и перегретый. Насыщенный пар имеет температуру 100°C и давление 100 кПа. Перегретый пар отличается повышенной температурой (до 500°C) и высоким давлением (больше 26 МПа).

Бытовые паровые устройства используются в качестве источника тепла для отопления дома. Они подогревают ёмкость с водой и гонят образовавшийся пар в трубы отопления. Часто такую систему обустраивают вместе с угольной стационарной печью или котлом. Как правило, бытовые приборы для отопления паром создают только насыщенный, неперегретый пар.

Для промышленного применения пар перегревают. Его продолжают греть после испарения, чтобы ещё больше поднять температуру. Такие установки требуют качественного исполнения, чтобы предупредить взрыв паровой ёмкости

Источником тепла для нагрева воды в паровом котле может быть любой вид энергии: солнечная, геотермальная, электрическая, тепло от сгорания твёрдого топлива или газа. Образующийся пар является теплоносителем, он переносит тепло сгорания топлива к месту его применения.

Паровой котёл представляет собой ёмкость, внутри которой нагретая вода испаряется и образует пар. Как правило — это труба различного размера.

Кроме трубы с водой, в котлах имеется топочная камера (в ней сгорает топливо). Конструкция топки определяется видом топлива, для которого сконструирован котёл. Если это твёрдый уголь, дрова, то внизу топочной камеры есть колосниковая решётка. На ней располагают уголь и дрова. Снизу через колосники в топочную

камеру проходит воздух. Для эффективной тяги (движения воздуха и горения топлива) вверху топки устраивают дымоход.

1.Общая часть

1.1Описание парового котла БКЗ 220-100

БКЗ 220-100 - однобарабанный, вертикально-водотрубный, с естественной циркуляцией, предназначен для сжигания каменных углей в пылевидном состоянии с сухим шлакоудалением, а также природного газа.

Для организации топочного процесса топка оборудована шестью вихревыми горелками (пылегазовыми), размещенными на боковых стенах топки треугольником вершиной вниз. Для проведения растопки и подхвата факела при действии защиты при потускнении пылеугольного или пылегазового факела горелка оборудована паромеханической форсункой ФПМ-2000.

Пароперегреватель котла по характеру восприятия тепла радиационноконвективного типа. Радиационная часть представлена потолочным пароперегревателем, экранирующим верх топки и горизонтального газохода. Полурадиационную часть составляют ширмы, расположенные на выходе из топки. Конвективная часть пароперегревателя состоит из первой, третьей и четвертой ступеней. Движение пара пароперегревателя происходит двумя отдельными потоками. Каждый поток имеет переборс по ширине газохода после средних ширм и полное перемешивание в камерах пароохладителей первой и второй ступеней и камерах после ширм. Регулирование температуры пара осуществляется впрыском «собственного» конденсата в пароохладителях первой и второй ступеней, расположенных соответственно в рассечке ширм и после третьей ступени пароперегревателя. Конденсат для впрыска получают в установках «собственного» конденсата путем охлаждения насыщенного пара, поступающего из барабана котла, питательной водой, прошедшей первую (по ходу воды) ступень экономайзера.

Конвективная шахта представляет собой опускной газоход котла с размещенными в нем в рассечку водяным экономайзером и воздухоподогревателем.

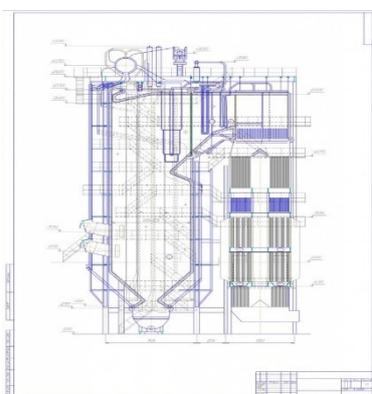
2-я ступень (по ходу воды) водяного экономайзера занимает всю глубину газохода, после чего шахта разделяется на 2 симметричных газохода, где последовательно размещены 2 ступень воздухоподогревателя (по ходу воздуха), 1 ступень водяного экономайзера и 1 ступень воздухоподогревателя. Экономайзер выполнен в виде пакетов гладкотрубных змеевиков 32х4, ст.20, расположенных в шахматном порядке.

Воздухоподогреватель выполнен по двухпоточной схеме из труб 40х1,5, материал ВМ ст.3сп

Для очистки поверхностей нагрева котла применяются устройства следующих типов: для экранных поверхностей нагрева – обдувочные приборы типа ОМ в количестве 14 шт; для поверхностей нагрева пароперегревателя – обдувочные приборы типа ОГ-2 в количестве 6 шт. обдувочные приборы рассчитаны для работы на перегретом паре с температурой 250-350°С и давлением перед клапаном аппарата 20-40 кгс/см² .

Котельный агрегат оборудован двумя индивидуальными замкнутыми системами пылеприготовления с промбункером.

Барабан котла – сварной конструкции, с внутренним диаметром 1600 мм, толщиной стенки 98 мм (ст.22к) снабжен устройством для парового разогрева при растопке.



Компоновка котлоагрегата выполнена по П-образной схеме. Топка расположена в первом восходящем газоходе. В верхнем (поворотном) газоходе расположен пароперегреватель, во втором (нисходящем) газоходе расположен водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Топочная камера открытого типа призматической формы имеет в плане по осям труб размеры 6656x9536 мм. Объем топки составляет 1087 м³ . Фронтальной и задние экраны в нижней части топки образуют скаты холодной воронки с углом наклона 50°. В верхней части топки трубы заднего экрана образуют аэродинамический выступ, который предназначен для улучшения аэродинамики газового потока на выходе из топки и частичного затенения поверхности второй ступени пароперегревателя (ширм). Топочные блоки экранов плоские.

1.2 Техническая характеристика котла

	Наименование	Ед.изм.	Велечина
1	Производительность	т/ч	220
2	Давление пара в барабане	кгс / см ²	112
3	Давление	кгс / см ²	100

	перегретого пара за паровой задвижкой		
4	Температура перегретого пара	°С	510
5	Температура питательной воды	°С	
Топка котла			
6	Объем топочного пространства	МЗ	1087
7	Ширина топки в свету	м	6,656
8	Глубина топки в свету	м	9,539
9	Высота топки	м	16,4
10	Количество пылевых горелок	Шт.	6

1.3 Топлива и горелочное устройство

Экибастузский угольный бассейн — крупнейшее угольное месторождение Казахстана[1], расположенное в Павлодарской области. Близ бассейна проходят железнодорожная магистраль Павлодар — Астана, канал Иртыш-Караганда и автострада Павлодар — Караганда. Приурочен к замкнутой котловине площадью 155 км² при длине 24 км и максимальной ширине 8,5 км. Общие геологические запасы углей около 10 млрд т. Центр добычи — город Экибастуз[2].

Из других месторождений наибольшее значение имеют Экибастузские копи близ Павлодара

В те годы Экибастуз был самым крупным в Казахстане угольным предприятием. Президиум ВСНХ 16 марта 1922 года выделил специальные средства на восстановительные работы. Но поднять и развить производство в Экибастузе в те годы стране было не по силам.

В 1925 году Экибастузские копи законсервировали, заводы демонтировали, рельсы, оборудование и подвижной состав продали.

Строительство экибастузских разрезов началось в 1948 году. В 1954 году— введен в эксплуатацию разрез № 1 мощностью 3 млн тонн угля в год. А в 1959 году начал работать разрез № 2 мощностью 3 млн тонн угля в год. К этому времени была введена в эксплуатацию Экибастузская ТЭЦ мощностью 18 мегаватт, которая до 1966 года обеспечивала электроэнергией разрезы и город.

1.4 КИП котла

2 Расчетная часть

2.1 Выбор исходных данных

Исходные данные:

Тип котла – БКЗ 220-100

Топлива- каменный уголь. малосернистый

Паропроизводительность котла, т/ч - 240

Давление перегретого пара, МПа - 11

Температура перегретого пара, °С - 540

Температура питательной воды, °С - 200

Температура уходящих газов, °С – 155

Температура холодного воздуха, °С – 30

Таблица 2,1 – Расчетная характеристика жидкого топлива

	Бассейн месторождения	Класс	Состав рабочей массы топлива %						
			Wp	Ap	Sp	Cp	Hp	Op	Qph
48	Экисбастузский каменный уголь	Малосернистый	6.5	43	0.7	42.9	2.6	3.6	3648

Таблица 2.2

Топлива	Коэффициента избытка воздуха на выхода из топки ат	Допустимое тепловое напряжение объема топки(КВт/м3)	Потери теплоты от химической неполноты сгорания g 3.%
Каменный уголь	1,2	1087	0.5

2.2 Расчет объема воздуха и продуктов сгорания

«Расчет расхода воздуха и выхода продуктов сгорания при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива»

Теоретический объем воздуха (V^0 , м3/кг), необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива заданного состава определяется по уравнению:

$$V^0 = 0,0889(C^P + 0,375S_{O^P+K}^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P$$

для сжигания 1 м3 газообразного топлива (м3/м3) – по формуле:

$$V^0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \Sigma \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right]$$

где т и п – числа атомов углерода и водорода в химической формуле углеводородов, входящих в состав газообразного топлива.

Теоретические объемы продуктов сгорания (при) при сжигании твердых или жидких топлив (, мЗ/кг) рассчитываются по соотношениям:

а) объем азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^P;$$

б) объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375S_{OP+K}^P}{100}$$

в) объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V^0$$

Теоретические объемы продуктов сгорания (при $\alpha = 1$) при сжигании сухих газообразных топлив (V .мЗ/мЗ) вычисляются по формулам:

а) объем азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01N_2$$

б) объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m \cdot C_m H_n);$$

в) объем водяных паров

$$V_{H_2O}^0 = 0,01(H_2S + H_2 + \Sigma 0,5 \cdot n \cdot C_m H_n) + 0,0161V^0$$

Объемы продуктов

твердых, жидких и газообразных топлив, полученные при избытке воздуха , отличаются от теоретических на величину объемов избыточного воздуха [$V = (\alpha - 1)V$] и водяных паров, содержащихся в избыточном воздухе { $V_{H_2O} = 0,0161(\alpha - 1)V_2$. С учетом этого действительный объем водяных паров определяется по уравнению:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0$$

а действительный объем дымовых газов по формуле:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + 1,0161(\alpha - 1)V^0$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров, равные их парциальным давлениям при общем давлении 0,1 МПа, вычисляются по соотношениям:

$$V_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}$$

$$V_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}$$

$$V_{\Pi} = V_{RO_2} + V_{H_2O}$$

Средняя плотность продуктов сгорания (ρ_{Γ} , кг/м³) определяется как:

$$\rho_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{V_{\Gamma}}$$

где масса газов (G_{Γ} , кг/кг или кг/м³) при сжигании твердых и жидких топлив находится из выражения:

$$G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^P + 1,306 \cdot \alpha \cdot V^0,$$

а при сжигании сухих газообразных топлив – из выражении:

$$G_{\Gamma} = \rho_{\text{с.мл}}^c + 1,306 \cdot \alpha \cdot V^0$$

ρ - где плотность сухого газа при нормальных условиях, определяемая по табл. 4.2 или по формуле:

$$\rho_{\text{с.мл}}^c = 0,01 \cdot \left[1,96 \cdot CO_2 + 1,52 \cdot H_2S + 1,25 \cdot N_2 + 1,43 \cdot O_2 + 1,25 \cdot CO + 0,0899 \cdot H_2 + \sum \rho_i \right] \cdot \sum \rho_i$$

Для удобства использования результаты расчета объемов газообразных продуктов сгорания рекомендуется помещать в таблицу (см.примеры расчетов).

Коэффициенты избытка воздуха в газовом тракте установки

Присосы воздуха в отдельных элементах котельной установки согласно табл. 5.4.:

В конвективном пучке – $\Delta a_{\text{кп}} = 0,1$

В чугунном водяном экономайзере – $\Delta a_{\text{э}} = 0,1$

В золоуловителе – $\Delta a_{\text{зу}} = 0,05$

В стальных газопроводах длиной $L \approx 10\text{м}$ – $\Delta a_{\text{г}} = 0,01$

Коэффициенты избытка воздуха:

За котлом (перед экономайзером) –

$$a_{\text{к}} = a'_{\text{э}} = a_{\text{т}} + \Delta a_{\text{кп}}$$

За экономайзером – $a''_{\text{э}} = a'_{\text{э}} + \Delta a_{\text{э}}$

Перед дымососом – $a_{\text{д}} = a''_{\text{э}} + \Delta a_{\text{зу}} + \Delta a_{\text{г}}$

Таблица 1 - Объем воздуха и продуктов сгорания

Высчитываемая величина	Размерность	Коэффициент нт ат=1,2	Избытка ак=а'э=1, 3	Воздух а а"э=1, 4	аg=1,4 6
$V_{H_2O} = V_{O_2} + 0,0161(\alpha - 1) \cdot V_0$	м3/кг	0,44	0,45	0,45	0,46
$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + 1,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0$		5,60	6,05	6,49	6,76
$q_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r}$		0,14	0,13	0,12	0,11
$q_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r}$		0,07	0,07	0,06	0,06
$q_n = q_{RO_2} + q_{H_2O}$		0,21	0,2	0,18	0,17
$G_r = 1 - 0,01 \cdot A_p + 1,306 \cdot \alpha \cdot V_0$	кг/кг	7,46	8,72	9,00	9,34
$\rho_r = G_r / V_r$		1,33	1,39	1,38	1,38

2.3 Расчет энтальпия дымовых газов.

Энтальпия действительного количества продуктов сгорания (Jг; кДж/кг или кДж/м3) определяется зависимостью:

$$J_r = J_r^0 + (\alpha - 1) \cdot J_B^0$$

Где Jг- энтальпия теоретического объема дымовых газов, кДж/кг или кДж/м3;

J_B^0 – энтальпия теоретического объема воздуха, кДж/кг или кДж/м3.

Энтальпия теоретического объема дымовых газов рассчитывается по формуле:

$$J_r^0 = V_{RO_2} \cdot (C \cdot v)_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot (C \cdot v)_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot (C \cdot v)_{H_2O}$$

где - $(C \cdot v)_{RO_2}$, $(C \cdot v)_{N_2}$, $(C \cdot v)_{H_2O}$

энтальпия I м3 трехатомных газов (может приниматься как , азота и водяных паров (кДж/кг или кДж/м3), определяемые в зависимости от температуры по табл. 7.1

Энтальпия теоретического объема воздуха вычисляется по уравнению:

$$J_B^0 = V^0 \cdot (C \cdot v)_B$$

Где - $(C \cdot v)_B$ энтальпия I м3 воздуха (кДж/кг или кДж/м3), определяемая в зависимости от температуры по табл. 7.1

При сжигании твердых топлив и при значительном выносе золы из топочной камеры

$$\frac{a_{\text{yh}} \cdot A^P}{Q_H^P} \cdot 10^3 \geq 1,5\%$$

(если Q_H^P кг/МДж) к энтальпии дымовых газов следует прибавить энтальпию золы (кДж/кг), определяемая в зависимости от температуры по табл. 7.1

Результаты расчета энтальпий следует представлять в форме таблицы (см. примеры расчета)

V.o C	A)Vro =0.80 м3			J. кДж \м3	Д)Vo = 4.40 М3\ м3	JoB. кДж\ м3	Jr=Jor +(a-!) JoB кДж\ м3			
	B)Vn2 =3.48 м3						ат=1.2	ак=аэ= 1,3	аэ=1. 4	аg=1,4 6
	C)Vh2 =0.43 о м3									
	(CV)R O2	(CV)N 2	(CV)H 2O		(CV)B					
1	2	3	4	5	6		8	9	10	11
100	169	130	151	652,63	132	580,8	768,59	825,27	881,85	919,69
200	357	260	304	1321,21	266	1170,4	1554,29	1672,33	1789,55	1859,55
300	559	392	463	2010,45	403	1773,2	2355,09	2575,4	2719,33	28266,12
400	772	527	626	2720,74	542	2384,8	3197,7	3680,05		
500	996	664	794	3448,94	684	3009,6	4050,86			
600	1222	804	967	4191,33	864	3652	4921,73			
700	1461	946	1147	4954,09	1068	4707,6	5795,61			
800	1704	1093	1335	5740,89	1272	4972	6734,4			
900	1951	1243	1524	6541,75	1476	5636,4	7668,21			
1000	2202	1394	1725	7354,47	1680	6318,4	8618,15			
1100	2457	1545	1926	8170,38	1884	7018	9579,98			
1200	2717	1695	2131	8938,53	2088	7717,6	10530,05			
1300	2976	1850	2344	9826,72	2292	8496,4	11520			
1400	3240	2009	2558	10196,16	2496	9134,4	12535,04			
1500	3504	2164	2779	11928,	2700	9851,	13499,			

0				89		6	21			
160	3767	2323	3001	12388,07	2403	10573,2	14502,71			
170	4035	2482	3227	13252,97	2566	11290,4	15111,05			
180	4303	2642	3458	14123,5	2729	12007,6	16537,62			
190	4571	2805	3688	15004,64	2897	12746,8	17614			
200	4843	2964	3926	15878,3	3064	13481,6	1873,62			

2.4 Тепловой баланс котлоагрегата

Тепловой баланс представляет собой равенство теплоты.

Тепловой баланс составляется для установившегося теплового режима работы котлоагрегата на 1 кг твердого топлива.

Тепловой баланс дает представление о характере распределения теплоты вносимой в котлоагрегат (располагаемой теплоты – Q_{pp} , кДж/кг) на полезное использование теплоты (Q_1 , кДж/кг) и тепловые потери

$$\sum Q_{nom} = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$Q_p^p = Q_1 + \sum Q_{nom} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

где Q_2 – потеря теплоты уходящими газами;

Q_3 – потеря теплоты от химической неполноты сгорания;

Q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания;

Q_5 – потеря теплоты в окружающую среду;

Q_6 – потеря с физической неполнотой шлака;

Теплота вносимая в котлоагрегат (располагаемая теплота), в общем случае определяется как:

$$Q_p^p = Q_H + Q_{\phi}^6 + Q_{\phi m} + Q_n - Q_{жд}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

где Q_H – низшая теплота сгорания (для твердого топлива

$$Q_H^p, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Расчет теплового баланса ведется в табличной форме по таблице 2.

	Рассчитываемая величина	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование	Расчет	Результат
1	2	3	4	5	6	7
1	Располагаемая теплота	Q _{pp}	кДж\кг	Q _{pp} =Q _{ph}		3648000
2	Температура Уходящих газов	V _{ух}	оС	По заданию		170
3	Энтальпия уходящих газов	J _{ух}	кДж\кг	По табл1.2	При U _{ух}оС и а _{ух} =аэ=	1327
4	Температура Холодного воздуха	t _в	оС	По параграфе 8		30
5	Энтальпия теоретически необходимо количество воздуха	J _{хв}	кДж\кг	V _о *C _в *t _в		171.6
	Потери теплоты Ф А) от химического недожога	q ₃	%	Из расчетных характеристик топки		0.5%

Продолжение таблицы 2

	Б) от механического	q ₄		Из расчетных характеристик топки		3%
	В) с уходящими газами	q ₂		$\frac{(I_{ух} - \alpha_{ух} \cdot I_{х.г}^0) \cdot 100}{Q_P^P}$		0.03
	Г) в окружающую среду	q ₅	%	По рис 8.1	При D=....к\ч	0.6%
	Д) с физической теплотой шлака	q ₆		ашл *(CV)шл *Ar\ Q _{pp} ашл=1-аун=.. (CV)шл =0.935*600=561	При U _{ун} =...оС и а _{ух} = аэ= ,,,	0.006

				(кДж\кг)		
7	Сумма тепловых потерь	$\sum q$		$q_1+q_2+q_4+q_5+q_6$		4.13
8	КПД котлоагрегата	$\eta_{КА}$		$100-\sum q$		95.87
9	Энтальпия вырабатываемого пара	i_p	кДж\кг	По табл 8.2	Пар насыщенный	2788.4
10	Энтальпия котловой воды	i		По табл 8.2	При P=МПа	1.4
11	Энтальпия питательной воды	$i_{пв}$		По табл 8.4	При $t_{пв}=100^{\circ}\text{C}$	0
12	Расход воды продувку котла	$D_{пр. ч}$	кг\ч	$P \cdot D \cdot 100$ $P=5\%$ $D=.....\text{кг}\cdot\text{ч}$		110
13	Теплота полезно использования в котлоагрегате	$Q_{ка}$	кДж\ч	$D \cdot (i_p - i_{пв})$ $+ D_{пр} \cdot (i - i_{пв})$		9.21
14	Полный расход топлива	B	кг\с	$Q_{ка} \cdot 36 \cdot Q_{пр} \cdot \eta_{КА}$		7.31
15	Расчетный расход топлива	B_p		$B \cdot (1 - q_4 \cdot 100)$		7.30
16	Коэффициент сохранения теплоты	ϕ		$1 - q_5 \cdot \eta_{КА} + q_5$		0.99

2.5 Тепловой расчет топки

Расчет теплообмена в топке целесообразно начинать с проверки величин видимых тепловых напряжений топочного объема и зеркала горения (только для слоевых топок):

$$q_V = \frac{B \cdot Q_p^c}{V_T}, \text{ кВт/м}^3 \quad \text{или} \quad q_R = \frac{B \cdot Q_p^H}{R_T}, \text{ кВт/м}^3$$

Значение q_V и q_R , найденные по уравнениям, не должны выходить за пределы рекомендуемых тепловых напряжений. Отклонение расчетных теплонапряжений от рекомендованного диапазона значений свидетельствует о недопустимых условиях организации топочного процесса.

Целью поверочного теплового расчета топки заданной конструкции является определение температуры дымовых газов на выходе из нее (v_T''), которая находится из уравнения:

$$v_T'' = M \cdot \frac{T_\alpha}{\left(\frac{5,67 \cdot W_{cp} \cdot F_{cm} \cdot \alpha_m \cdot T_\alpha}{10^{11} \cdot \gamma \cdot \beta_p \cdot V_{cp}} \right)} - 273$$

Адиабатическая температура горения T_α , К (V_α , %)

Адиабатическая температура горения – это такая температура, которая развивалась бы в топке при отсутствии теплообмена между топочными газами и луче воспринимающими поверхностями (экранами, обмуровкой и др.). Значение v_α определяется по величине полезного тепловыделения в топке:

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_\beta, \text{ кДж/кг}$$

При отсутствии подогрева воздуха, для слоевых и газомазутных топок, величина Q_β может определяться по упрощенной формуле:

$$Q_\beta = \alpha_T \cdot C_\beta \cdot t_\beta$$

В которой температура воздуха $t_\beta = 30^\circ\text{C}$, а теплоемкость воздуха – $C_\beta = 1,3 \text{ кДж/кг}$.

По найденному значению полезного тепловыделения в топке Q_T , равному энтальпии дымовых газов J_α при коэффициенте избытка воздуха, α_T используя таблицу J-V находят величину адиабатической температуры горения V_α , % или $T_\alpha = V_\alpha + 273\text{K}$.

Параметр M , учитывающий влияние характера распределения температур в топке на интенсивность лучистого теплообмена, определяется в зависимости от конструктивных особенностей и конфигурации топочной камеры, виды сжигаемого топлива и способа его сжигания.

В частности, в вертикальных топках с верхним выходом газов параметр M находится по следующим эмпирическим уравнениям:

а) при сжигании газа и мазута

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot X_T$$

б) при камерном сжигании малореакционных твердых топлив (АШ, Т), а так же каменных углей с повышенной зольностью:

$$M = 0,56 - 0,5 \cdot X_T$$

где X_T – относительное положение максимума температур по высоте топки

$$X_T = \frac{h_T}{H_T} + \Delta X$$

Коэффициент тепловой эффективности экранов характеризуется отношением количества лучистой теплоты воспринятой экранной поверхностью, и поступающему на ее суммарному тепловому потоку:

$$\Psi = x \cdot \zeta$$

Степень черноты топки определяется структурой, физическими свойствами топочной среды и лучевоспринимающих поверхностей.

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания V_{cp} , кДж/кг. Величина V_{cp} , входящая в уравнение, определяется по соотношению:

$$V_{cp} = \frac{Q_T - J_T^H}{V_\alpha - V_T^H}$$

При выполнении проверочного теплового расчета топки, для определения численных величин коэффициентов ослабления лучей трехатомными газами K_g , золовыми частицами $K_{зл}$ и частицами сажи K_c , а также величины средней суммарной теплоемкости газов необходимо предварительно задаваться температурой газа на выходе из топки и осуществлять расчет методов последовательных приближений. Значения температуры рекомендуется принимать в диапазоне 900+1150°С. Если расчетная температура газов отличается от принятой предварительно более чем на 100°С, задается новой величиной и вычисления повторяют. Если разница между принятыми предварительно не превышает 100°С, то расчет топочной камеры считают

законченным и в дальнейшем используют расчетное значение температуры газов на выходе из топки.

Расчет теплообмена в топке котла ведется в табличной форме.

Рассчитываемая величина	Обозначение	Размерность	Формула	Расчет	Результат
1. Видимое тепловое напряжение топочного объема	qv	кВт/м ³	$B \cdot Q_{pp} \cdot V_t$		
2. Теплота, вносимая в топку воздухом	Q_B	кДж/м ³	$\alpha_t \cdot V_o \cdot C_v \cdot t_v$		
3. Полезное тепловыделение в топке	Q_T		$Q_{pp} \cdot 100 - q_3 - q_4 - q_6 \cdot 100 - q_4 + Q_B$		
4. Адиабатическая температура горения	t_a	оС	По табл 2,2	При $\alpha_t = \dots$ И $Q_T = J_v$	
5. Параметр	M	-	По рекомендации ЦКТИ		0,49
6. Коэффициент учитывающий загрязнение					
А) для открытых экранов		-	По табл 9,1		
Б) для закрытых экранов изоляций		-	По табл 9,1		
7. Средний коэффициент тепловой эффективности экранов					
8. Температура газов на выходе из топки	t_t	оС	Принимается предварительно	-	1080
9. Произведение	$P_n \cdot S$	м ³ ·МПа	$P \cdot \chi_n \cdot S$ ($P=0.1$)		
10. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	k_r	1/м ³ ·МПа	По рис 9,5	При $\chi_{H_2O} = t_t =$	
11. Соотношение	$C_p \cdot H_p$		$C_p \cdot H_p$		

12. Коэффициент ослабления лучей частицами сажи	k_c	$1 \text{ м} \cdot \text{МПа}$	$0,3(2-a_T) \cdot (1.6 \text{ ут} + 273 \cdot 1000 - 0.5) \cdot C_P \cdot N_p$		
13. Суммарная поглощающая способность несветящейся части пламени	$k \cdot p \cdot S$		$(k_r \cdot \text{чп} + k_c) \cdot P \cdot S$		
14. Степень черноты светящейся части пламени	авс	-	По рис 9,4		
15. Суммарная поглощающая способность светящейся части пламени	$k \cdot p \cdot S$		$k_r \cdot \text{чп} \cdot P \cdot S$		
16. Степень черноты несветящейся части пламени	ар		По рис 9,4		
17. Отношение площади зеркала горения к поверхности стен топки	p		$R \setminus F_{ст}$		
18. Тепловая нагрузка стен топки	$q_{фст}$	$\text{кВт} \cdot \text{м}^2$	$B_p \cdot Q_T \setminus F_{ст}$		
19. Расчетная температура газов на выходе из топки	утр	оС	По рис 9,2		
20. Энтальпия газов на выходе из топки	J	$\text{кДж} \cdot \text{м}^3$	По диаграмме	При = ат	
21. Количество теплоты, переданное экранам	Q_l				

2.6 Теплообмен в конвективном пучке

Расчет ведется согласно расположению конвективных поверхностей нагрева по порядку. Для расчета конвективных поверхностей нагрева используются уравнения теплового баланса и теплообмена.

В уравнениях теплового баланса определяется количество теплоты, отданное греющей средой – дымовыми газами или воспринятое нагреваемое средой – водой, паром и воздухом:

$$Q_{\sigma} = Y (J^{\dot{i}} - J^{//} + \Delta\alpha \cdot J_{x.e}^0)$$

$$Q^{\sigma} = \frac{D}{3600 \cdot B_p} \cdot (J^{//} - J^{\dot{i}})$$

$$Q^{\sigma} = \alpha_{en}^{cp} \cdot \dot{i} \dot{i}$$

По уравнению теплообмена находится количество теплоты переданное в процессе теплопередачи от греющей среды (дымовых газов) к нагреваемой среде (воде, пару, воздуху):

$$Q_T = \frac{K \cdot H \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_p}$$

В уравнениях приняты следующие обозначения:

Y – коэффициент сохранения теплоты

Y и Y – начальная и конечная энтальпия дымовых газов

a – присос воздуха на учитываемом участке газохода;

J_{0кв} – энтальпия теоретического количества воздуха, необходимого для горения, кДж/кг;

D – расход нагреваемого теплоносителя (воды или пара) на рассчитываемом участке, кг/ч;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с;

i/ и i// – начальная и конечная энтальпия нагреваемого теплоносителя (пара и воды), кДж/кг;

асрвп – среднее значение коэффициента избытка воздуха в воздухоподогревателе;

J_{0/V} и J_{0//V} – энтальпии теоретического количества воздуха, необходимого для горения, при температуре на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, кДж/кг;

K – коэффициент теплопередачи

H – поверхность нагрева рассчитываемого участка

t – температурный напор, °C

