

I. Составление расчётно-технологической схемы трактов парового котла.

Выбор коэффициентов избытка воздуха.

1.1) Расчётно-технологическая схема трактов парового котла с отображением компоновки поверхностей нагрева представлена на рисунке 1.

1.2) $\alpha_{т''} = 1,2$

Величина коэффициента избытка воздуха при использовании твердого топлива.

Значение присосов воздуха в газоходы для заданного парового котла:

Элементы парового котла	Газоходы	Величина присоса α
Топочная камера	Топка парового котла	0,10
Котельные пучки	Фестон	0
Пароперегреватели	Первичный пароперегр-ль	0,03
Экономайзеры	Газоход ЭКО	0,02
Возд/подогреватели(труб.)	Газоход ВЗП	0,03

Коэффициенты избытка воздуха за каждым газоходом, а также их средние значения:

№	Газоходы	α'' за газоходом	$\Delta\alpha$	Средний α в газоходе
1	Топка и фестон	$\alpha''_{т}=\alpha''_{ф}=\alpha_{т}= 1,2$	0,10	$\alpha_{т}=\alpha''_{т}= 1,2$
2	Пароперегр-ль	$\alpha''_{пе}=\alpha''_{т}+\Delta\alpha_{пе}= 1,23$	0,03	$\alpha_{пе}=(\alpha''_{пе}+\alpha''_{т})/2= 1,215$
3	ЭКО	$\alpha''_{эк}=\alpha''_{пе}+\Delta\alpha_{эк}= 1,25$	0,02	$\alpha_{эк}=(\alpha''_{эк}+\alpha''_{пе})/2= 1,24$
4	ВЗП	$\alpha''_{вп}=\alpha_{yx}=\alpha''_{эк}+\Delta\alpha_{вп}= 1,28$	0,03	$\alpha_{вп}=(\alpha_{yx}+\alpha''_{эк})/2= 1,265$

II. Топливо и продукты горения.

2.1) Топливо: №72 Сучанский Ж

W^p	A^p	S_k^p	S_o^p	C^p	H^p	N^p	O^p	Q_H^p	V^r	t_1
5,5	32,1	0,2	0,2	52,7	3,2	0,7	5,4	4900	31	1220

2.2) Объёмы воздуха и продуктов горения при $\alpha=1,0$ и 760 мм.рт.ст.:

V^o	V_{RO_2}	$V_{N_2}^o$	$V_{H_2O}^o$
5,37	0,99	4,24	0,51

$W^p=W^p \cdot 1000/Q_H^p= 1,12$, (%·кг·1000)/ккал

$A^p=A^p \cdot 1000/Q_H^p= 6,55$, (%·кг·1000)/ккал

2.3) При $\alpha>1$ объёмы продуктов горения, объёмные доли трёхатомных газов и водяных паров, безразмерную концентрацию золы, массу газов, их плотность рассчитывают по всем газоходам для средних и конечных значений α .

Объёмы и массы продуктов горения, доли трёхатомных газов и водяных паров

№	Величина		Единицы	V^0 = 5,37	V_{RO_2} = 0,99	$V_{N_2}^0$ = 4,24	$V_{H_2O}^0$ = 0,51
				газопроводы			
				топка и фестон	пароперегреватель	ЭКО	ВЗП
1	α'' за газоходом		-	1,2	1,23	1,25	1,28
2	Средний α в газоходе		-	1,2	1,215	1,24	1,265
3	$V_{H_2O}=V_{H_2O}^0+0,0161(\alpha-1)V^0$	за	$M^3/кг$	0,5272	-	-	0,5342
		ср	M^3/M^3	-	0,5285	0,5307	0,5329
4	$V_r=V_{RO_2}+V_{N_2}^0+V_{H_2O}+(\alpha-1)V^0$	за	$M^3/кг$	6,8140	-	-	7,2436
		ср	M^3/M^3	-	6,8945	7,0288	7,1630
5	$r_{RO_2}=V_{RO_2}/V_r$	за	-	0,1452	-	-	0,1366
		ср		-	0,1435	0,1408	0,1382
6	$r_{H_2O}=V_{H_2O}/V_r$	за	-	0,0748	-	-	0,0704
		ср		-	0,0739	0,0725	0,0711
7	$r_n=r_{RO_2}+r_{H_2O}$	за	-	0,2200	-	-	0,2070
		ср		-	0,2174	0,2133	0,2093
8	$G_r=1-A^p/100+1,306\alpha \cdot V^0$	за	$кг/кг$	9,0948	-	-	9,6559
		ср	$кг/M^3$	-	9,2000	9,3753	9,5507
9	$\mu_{3л}=\alpha_{yH}A^p/(100G_r)$	за	$кг/кг$	0,335	-	-	0,0315
		ср		-	0,0331	0,0325	0,0319
10	$\rho_r=G/V_r$	за	$кг/M^3$	1,3347			1,32595
		ср			1,3343	1,3338	1,3395

$$\frac{1000 \cdot a_{yH} \cdot A^p}{Q_H^p} \left(\frac{\% \text{ к кал}}{\% \text{ к кал}} \right) = 6,22 > 6$$

$$\frac{a_{yH} \cdot A^p}{100} \cdot c_{3л} = \frac{0,95 \cdot 32,1}{100} \cdot 295 = 89,96$$

2.5) Энтальпии воздуха и продуктов горения по газоходам парового котла (ккал/кг)

газоход	Тем-ра газов, °C	I_r^0	I_B^0	$I_B^0(\alpha''-1)$	$I_{3л}$	$I_r = I_r^0 + (\alpha'' - 1)I_B^0 + I_{3л}$	$\Delta I_r = (I_r)_i - (I_r)_{i+1}$
Топка и фестон (при α_r'')	2200	5142	4358	871,6	207,3	6220,9	314,2
	2100	4883	4143	828,6	195,1	5906,7	313,2
	2000	4625	3928	785,6	182,9	5593,5	308,1
	1900	4370	3714	742,8	172,6	5285,4	312,5
	1800	4114	3499	699,8	159,1	4972,9	303,6
	1700	3861	3290	658	150,3	4669,3	307,7
	1600	3609	3080	616	136,6	4361,6	300,4
	1500	3359	2871	574,2	128,0	4061,2	301,6
	1400	3112	2662	532,4	115,2	3759,6	307,1
	1300	2863	2452	490,4	99,10	3452,5	295,9
	1200	2619	2249	449,8	87,80	3156,6	286,79
	1100	2380	2045	409	80,81	2869,81	287,95
	1000	2142	1841	368,2	71,66	2581,86	283,73
	900	1906	1642	328,4	63,73	2298,13	283,73
Паропер-ль ($\alpha_{пе}''$)	700	1443	1256	288,8	48,18	1779,98	273,42
	600	1221	1064	244,7	40,86	1506,56	266,32
	500	1005	877	201,7	33,54	1240,24	262,42
	400	792	694	159,6	26,22	977,82	262,42
ЭКО ($\alpha_{эк}''$)	500	1005	877	219,25	33,54	1257,79	266,07
	400	792	694	173,5	26,22	991,72	258,51
	300	585	516	129	19,21	733,21	258,51
ВЗП (α_{yx})	300	585	516	144,4	19,21	748,61	256,02
	200	385	341	95,4	12,19	492,59	249,24
	100	190	170	47,6	5,75	243,35	243,35

III. Определение расчётного расхода топлива.

3.1) Располагаемое тепло топлива Q_p^p находим по формуле:

$Q_{pp}=Q_{pn}=4900$ ккал/кг т.к. топливо уголь.

3.2) Потери тепла: с химическим недожогом $q_3=$

с механическим недожогом $q_4=$

3.3) Потеря тепла с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100\% = \frac{I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{xg}^o}{Q_p^p} (100 - q_4)$$

где (I_{xg}^o) при $t =$ $I_{xg}^o = 9,5 \times V_o = 9,5 \times 5,37 = 51,015$ ккал/кг

при $t_{yx} = 145^\circ\text{C}$ $\alpha_{yx} = 1,28$ $I_{yx} = 355,57$ ккал/кг

Следовательно, $q_2 = 5,7\%$

3.4) Потеря тепла от наружного охлаждения котла: $q_5 = 0,77\%$

3.5) КПД парового котла "брутто" находят по методу обратного баланса:

$$\eta_{пк} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 90,4$$

Проверим условие: $A_p > Q_{pn}/100$ Если верно, $q_6 = (1 - \alpha_{yn}) \cdot (C_u)_{зл} \cdot A_p / Q_{pp}$

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{пк}} \quad q_5 = 0,77 \quad \eta_{пк} = 90,4\%$$

Следовательно $\varphi = 99$

3.6) Расход топлива, подаваемого в топку:

$$B = \frac{Q_{тк}}{Q_p^p \cdot \eta_{пк}} \cdot 100;$$

где $Q_{пк} = D_{кх} \cdot (I_{пв} - I_{пг}) \times 1000$; при $P_{пв} = 40$ кгс/см² и $t_{пв} = 445$ оС $\Rightarrow I_{пв} = 792,6$ $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$

а при $P_{пг} = 1,08 \times P_6 = 1,08 \times 44 = 47,52$ кгс/см² и $t_{пг} = 141,3$ оС $\Rightarrow I_{пг} = 141,3$ ккал/кг

$$Q_p^p = 4900 \text{ ккал/кг}$$

Следовательно, $B = 11027,5$ кг/ч

3.7) Расход топлива используют при выборе и расчёте числа и мощности горелочных

Устройств.

Тепловой расчёт парового котла, определение объёмов дымовых газов и воздуха, количество тепла, отданного продуктами горения поверхностям нагрева, производятся по расчётному расходу фактически сгоревшего топлива с учетом механической неполноты горения:

$$B_p = B(1 - \frac{q_4}{100}) = 0.11 * (1 - 3/100) = 10696.6 \text{ кг/ч}$$

V. Поверочный расчёт топки.

Задачей поверочного расчёта является определение температуры газов на выходе из

топки v''_T при заданных конструктивных размерах топки, которые определяют по чертежам парового котла.

V.1. Определение конструктивных размеров и характеристик топки.

5.1.1) По чертежу парового котла определяем размеры топки и заполняем таблицу

№	Наименование величин	Обо- зна- че- ние	Еди- ни- ца	Источник или формула	Топочные экраны					Выходно е
					Фронтowej		Боково й	Задний		
					Осно в. часть	Под или хол.во р		Осно в. часть	Под или хол.во р	окно
1	Расчетная ширина экранированной стены	$b_{ст}$	м	Чертеж и эскиз	6,315	6,315	5,8	6,315	6,315	6,315
2	Освещенная длина стены	$l_{ст}$	м	Чертеж и эскиз	14,64	3,76	-	9,12	3,76	4,3
3	Площадь стены	$F_{ст}$	м ²	$l_{ст} \cdot b_{ст}$	92,45 2	23,744	67,895	57,59 3	23,744	27,1545
4	Площадь участка стены, не закры- того экранами, например, заня- того абразурами горелок	$F_{ст}^i$	м ²	Чертеж и эскиз	3,168 9	0	0,65	0	0	-
5	Наружный диаметр труб	d	м	Чертеж и эскиз	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	-
6	Число труб в экране	z	шт.	Чертеж и эскиз	82	82	67	82	82	-
7	Шаг экранных труб	s	м	Чертеж и эскиз	0,076	0,076	0,084	0,076	0,076	-
8	Относительный шаг труб	s/d	-	-	1,266 7	1,2667	1,4	1,266 7	1,2667	-
9	Расстояние от оси труб до обмуровки	e	м	Чертеж и эскиз	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	-
10	Относительное расстояние до обмуровки	e/d	-	-	1,667	1,667	1,667	1,667	1,667	-
11	Угловой коэффициент экрана	x	-	Номогр. 1а	0,98	0,98	0,96	0,98	0,98	1
12	Коэффициент, учитывающий загрязнения	ξ	-	Табл. 2.2	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
1	Коэффициент		-		0,441	0,441	0,432	0,441	0,441	0,45

ψ

$x \cdot \xi$

3	тепловой эффективности экрана									
---	-------------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--

$$F_{\text{CT}}^T = F_{\text{CT}}^{\Phi} + F_{\text{CT}}^{\Phi l} + 2F_{\text{CT}}^{\bar{\Phi}} + F_{\text{CT}}^{3l} + F_{\text{OK}} = 92,452 + 23,744 + 2 \cdot 67,895 + 57,593 + 23,744 + 27,155 = 360,472 \text{ м}^2$$

5.1.2) Среднее значение коэффициента тепловой эффективности для топки в целом определяют по формуле:

$$\psi_{\text{cp}} = (\psi^{\Phi} \cdot (F_{\text{CT}}^{\Phi} - F_{\text{CT}}^{\Phi l}) + \psi^{\Phi'} \cdot (F_{\text{CT}}^{\Phi'} - F_{\text{CT}}^{\Phi' l}) + 2 \cdot \psi^{\bar{\Phi}} \cdot (F_{\text{CT}}^{\bar{\Phi}} - F_{\text{CT}}^{\bar{\Phi} l}) + \psi^3 \cdot (F_{\text{CT}}^3 - F_{\text{CT}}^{3l}) + \psi^{3'} \cdot (F_{\text{CT}}^{3'} - F_{\text{CT}}^{3' l}) + \psi_{\text{OK}} \cdot F_{\text{OK}}) / F_{\text{CT}}^T = 0,441 \cdot (92,452 - 3,1689) + 0,441 \cdot (23,744 - 0) + 2 \cdot 0,432 \cdot (67,895 + 0,65) + 0,441 \cdot (57,59 + 0) + 0,441 \cdot (23,744 + 0) + 0,45 \cdot 27,155 / 360,472 = 0,434$$

5.1.3) Активный объём топочной камеры определяют по формуле:

$$V_T = F_{\text{CT}}^{\bar{\Phi}} \cdot b_T = 67,895 \cdot 6,315 = 428,759 \text{ м}^3$$

Эффективная толщина излучающего слоя:

$$S_T = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{\text{CT}}^T} = 3,6 \cdot 428,759 / 360,48 = 4,282 \text{ м}$$

V.2. Расчёт теплообмена в топке.

Расчет основан на приложении теории подобия к топочным процессам.

Расчетная формула связывает температуру газов на выходе из топки θ_T'' с критерием Вольцмана B_o степенью черноты a_T и параметром М, учитывающим характер распределения температур по высоте топки и зависящим от относительного местоположения максимума температур пламени, который определяется схемой размещения и типом горелок.

При расчёте теплообмена используют в качестве исходной формулу:

Где $T_T'' = \theta_T'' + 273$ - абсолютная температура газов на выходе из топки, [K];

$T_a = \theta_a + 273$ - температура газов, которая была бы при адиабатическом сгорании топлива, [K];

B_o – критерий Больцмана, определяемый по формуле:

$$B_o = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot (V_c)_{cp}}{4,9 \cdot 10^{-8} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm}^m \cdot T_a^3};$$

Из этих формул выводятся расчётные.

5.2.2) Определяем полезное тепловыделение в топке Q_T и соответствующую ей адиабатическую температуру горения T_a :

$$Q_m = Q_p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_a - Q_{в.вн};$$

Где количество тепла, вносимое в топку с воздухом $Q_{в.}$, определяют по формуле:

$$Q_{в.} = Q_{гв} + Q_{хв} = (\alpha''_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) \cdot I_{гв}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot I_{хв}^0 =$$

$$= (1,2 - 0,1 - 0,04) \cdot 420 + (0,1 + 0,04) \cdot 51,015 = 452,34 \text{ ккал/м}^3,$$

$$\Delta\alpha_{пл} = 0,04 \quad I_{гв}^0 = 420 \text{ ккал/м}^3$$

$$I_{хв}^0 = 51,015 \text{ ккал/м}^3$$

$$Q_T = 4900 \cdot ((100 - 0,3 - 0,09) / (100 - 3)) + 452,34 = 5347,79 \text{ ккал/м}^3$$

Полезное тепловыделение в топке Q_T соответствует энтальпии газов I_a , которой

располагали бы при адиабатическом сгорании топлива, т.е. $Q_T = I_a \Rightarrow t_a = 1900^\circ \text{C}$

5.2.3) Параметр M , характеризующий температурное поле по высоте топки,

определяют по формуле:

$M = A - B \cdot X_T$; где A и B опытные коэффициенты, значения которых принимают:

$A = 0,59$ $B = 0,5$ при камерном сжигании углей.

Относительное положение максимума температур факела в топке определяют по формуле:

$X_T = X_g + \Delta X$; где X_g – относительный уровень расположения горелок,

представляющий собой отношение высоты расположения осей горелок h_g

(от пода топки) к общей высоте топки H_T (от пода топки до середины выходного

окна из топки, т.е. $X_g = h_g / H_T$); ΔX – поправка на отклонение максимума температур

от уровня горелок, принимаемая для пылеугольных топок с молотковыми мельницами, оборудованных амбразурами с рассекателями или наклонными к холодной воронке амбразурами с плоскими струями

$$\Delta X = 0,1$$

При расположении горелок в несколько ярусов и одинаковом числе горелок в ярусе высоту расположения определяют расстоянием от средней линии между ярусами горелок до пода или до середины холодной воронки; при разном числе горелок в каждом ярусе:

$$h_{\Sigma} = \frac{h_{1\epsilon} \cdot n_1 + h_{2\epsilon} \cdot n_2 + \dots}{n_1 + n_2 + \dots};$$

где n_1, n_2 и т.д. – число горелок в первом, втором и т.д. ярусах; $h_{1\epsilon}, h_{2\epsilon}$ и т.д. – высота расположения осей ярусов.

$$X_{\Gamma} = 4.46 / 12.4 = 0.36$$

$$X_T = 0.36 + 0.1 = 0.46$$

$$M = 0.59 - 0.5 \cdot 0.46 = 0.36$$

5.2.4) Степень черноты топки α_T и критерий Больцмана Bo зависят от искомой температуры газов на выходе ν_{Γ}'' .

Принимаем $\nu_{\Gamma}'' = 1100^{\circ}C$

Среднюю суммарную теплоёмкость продуктов сгорания определяют по формуле:

$$(V_c)_{cp} = \frac{Q_m - I_m''}{\vartheta_a - \vartheta_m''} = (5347.79 - 2869.81) / (1900 - 1100) = 3.0974 \quad \text{ккал/кг} \cdot ^{\circ}C$$

5.2.5) Степень черноты топки определяют по формуле:

$$a_m = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{cp}};$$

где a_{ϕ} – эффективная степень черноты факела.

При камерном сжигании твердых топлив основными излучающими компонентами

пламени являются трехатомные газы (CO_2, H_2O) и взвешенные в них частицы золы и

кокса. В этом случае степень черноты факела определяется по формуле

Суммарный коэффициент ослабления лучей топочной средой ($1/\text{м} \cdot \text{кгс/см}^2$):

$$k = k_2 \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu_{зл} + k_{кокс} \cdot X_1 \cdot X_2,$$

где k_2 определяется по номограмме;

$k_{зл}$ коэфф.ослабления лучей золовыми частицами, определяют по номограмме;

$\mu_{зл}$ массовая концентрация золы в дымовых газах;

$k_{кокс} = 1$ - коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами;

$$X_1 = 0,5$$

$$X_2 = 0,1$$

$$k_2 = 0,41414 \text{ (1/мкгс/см}^2\text{)}$$

$$k_{зл} = 6,75026 \text{ (1/мкгс/см}^2\text{)}$$

$$\mu_{зл} = 0,02155 \text{ (кг/кг)}$$

$$k = 0,41414 \cdot 0,22092 + 6,75026 \cdot 0,02155 + 1 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 0,28696$$

$$P_n \cdot S_T = P \cdot r_n \cdot S_T = 0,22092 \cdot 4,28 = 0,94598$$

Где S_T – эффективная толщина излучаемого слоя в топке;

P – давление в топке, для паровых котлов, работающих без наддува $P = 1$ кгс/см².

$$r_n = 0,22092$$

$$S_T = 4,282 \text{ м}$$

$$P = 1 \text{ кгс/см}^2$$

$$P_n = P \cdot r_n = 0,22092 \text{ кгс/см}^2$$

$$a_{\phi} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot S_m} = 0,8407 \quad \psi_{cp} = 0,434$$

$$a_m = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{cp}} = 0,92401$$

$$q''_{T_a} = \frac{2073 \text{ К} \cdot T_a}{M \cdot \left(\frac{4,9 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{CT}^T \cdot a_T \cdot T_a^3}{10^8 \cdot \phi \cdot B_p \cdot (V_c)_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273$$

$$\psi_{cp} = 0,434$$

$$F_{CT}^T = 360.478$$

$$a_T = 0.92401$$

$$\varphi = 0.99$$

$$B_p = 10696.6$$

$$(V_c)_{cp} = 3,0974$$

$$g_T'' = 1100^\circ \text{C} \Rightarrow l_T'' = 2869,81 \text{ ккал/кг}$$

5.2.6) Определяем количество тепла, переданное излучением в топке:

$$Q_n = \varphi \cdot (Q_T - l_T'') = 2453,2002 \text{ ккал/кг}$$

5.2.7) Определим тепловые нагрузки топочной камеры:

Удельное тепловое напряжение объёма топки:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_p^p}{V_T} = 122244 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^3\text{)}$$

Допуск 300 мкал/ (ч·м³)

Удельное тепловое напряжение сечения топки в области горелок

$$q_{f_2} = \frac{B_p \cdot Q_p^p}{f}, \text{ где } f = b_{CT}^\Phi \cdot b_{CT}^6, \text{ м}^2;$$

$$q_{f2} = (10696.6 \cdot 4900) / (6.315 \cdot 5.8) = 1434002 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2\text{)}$$

VI. Поверочный расчёт фестона.

6.1.) В котле, разрабатываемом в курсовом проекте, на выходе из топки расположен четырехрядный испарительный пучок, образованный трубами заднего топочного экрана, с увеличенным поперечными и продольными шагами и называемый фестон.

Изменение конструкции фестона связано с большими трудностями и капитальными затратами, поэтому проводим поверочный расчёт фестона.

Задачей поверочного расчёта является определение температуры газов за фестоном

g''_{ϕ} при заданных конструктивных размерах и характеристиках поверхности нагрева, а также известной температуре газов перед фестоном, т.е на выходе из топки.

6.2) По чертежам парового котла составляют эскиз фестона.

6.3) По чертежам парового котла составляем таблицу:

О величин	Обозна- чение	Размер- ность	Ряды фестона				Для всего фестона
			1	2	3	4	
Наружный диаметр труб	d	м	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Количество труб в ряду	Z1	-	20	21	20	21	-
Длина трубы в ряду	L1	м	5,4	5,36	5,2	5,44	-
Шаг труб: поперечный	S1	м	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Шаг труб: продольный	S2	м	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Угловой коэффициент фестона	X _ф	-	1	1	1	1	1
Расположение труб	-	-	Шахматное				
Расчетная поверхность нагрева	H	м ²	20,34	21,2	19,59	21,52	82,653
Размеры газоходов высота	a ₁	м	5,2	5	4,48	4,36	-
Размеры газоходов ширина	B	м	6,315	6,315	6,315	6,315	-
Площадь живого сечения	F	м ²	26,35	24,82	22,05	20,68	23,515
Относительный шаг труб: поперечный	S ₁ /d	-	5	5	5	5	5
Относительный шаг труб: продольный	S ₂ /d	-	4,16	4,16	4,16	4,16	4,16
Эффективная толщина из.сл.	S _ф	м	1,379	1,379	1,379	1,379	1,379

Проекция длин труб	<i>l_{пр}</i>	<i>м</i>	5,4	5,2	5,44	4,36	-
--------------------	-----------------------	----------	-----	-----	------	------	---

Длину трубы в каждом ряду l_i определяем по осевой линии трубы с учётом её конфигурации от плоскости входа трубы в обмуровку топки или изоляцию барабана до точки пересечения оси трубы каждого ряда с плоскостью ската горизонтального газохода. Количество труб в ряду z_1 определяют по эскизу, выполнив по всей ширине газохода разводку труб экрана в фестон.

Принимаем $X_f = 1$, тем самым увеличиваем конвективную поверхность

пароперегревателя (в пределах 5%), что существенно упрощает расчёт

По S_1^{cp} и S_2^{cp} определяем эффективную толщину излучающего слоя фестона S_ϕ

$$S_\phi = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1^{cp} \cdot S_2^{cp}}{\pi \cdot d^2} - 1 \right)$$

6.4) Расположение труб в пучке – шахматное, омывание газами – поперечное (угол отклонения потока от нормали не учитываем). Высоту газохода 'а' определяют в плоскости, проходящей по осям основного направления каждого ряда труб в границах фестона. Ширина газохода 'b' одинакова для всех рядов фестона, её определяют как расстояние между плоскостями, проходящими через оси труб правого и левого боковых экранов.

6.5) Площадь живого сечения для прохода газов в каждом ряду:

$F_i = a_i \cdot b \cdot z_1 \cdot l_{пр} \cdot d$; где $l_{пр}$ – длина проекции трубы на плоскость сечения, проходящую через ось труб рассчитываемого ряда.

$F_{ср}$ находим как среднее арифметическое между крайними площадями.

6.6) Расчётная поверхность нагрева каждого ряда равна геометрической поверхности всех труб в ряду по наружному диаметру и полной обогреваемой газами длине трубы, измеренной по её оси с учётом конфигурации, т.е. гибов в пределах фестона:

$H_i = \pi \cdot d \cdot Z_{1i} \cdot l_i$; где Z_{1i} – число труб в ряду; l_i – длина трубы в ряду по её оси.

Расчётная поверхность нагрева фестона определяют как сумму поверхностей всех рядов:

$$H_\phi = \sum H_i = 82.653 \text{ м}^2$$

На правой и левой стене газохода фестона расположена часть боковых экранов, поверхность которых не превышает 5% от поверхности фестона:

$$H_{доп} = \sum F_{ст} \cdot x_b = 6,6 \cdot 0,96 = 6,336 \text{ м}^2$$

$$H_1' = H_{\Phi} + H_{\text{доп}} = 82,653 + 6,336 = 88,989 \text{ м}^2$$

6.7) Составляем таблицу исходных данных для поверочного теплового расчёта фесто́на.

6.8) Ориентировочно принимают температуру газов за фесто́ном на $30 \div 100^\circ\text{C}$ ниже, чем перед ним:

$$v_{\Phi}'' = v_{\Phi}' - (30 \div 100) = 1000^\circ\text{C}$$

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Величина
$v_m'' = v_{\Phi}'$ Температура газов перед фесто́ном		$^\circ\text{C}$	1101,51
$I_m'' = I_{\Phi}'$ Энтальпия газов перед фесто́ном		ккал/кг	2873,58
Объемы газов на выходе из топки	V_{Γ}	$\text{м}^3/\text{кг}$	6,8
Объемная доля водяных паров	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	-	0,074
Объемная доля трехатомных газов	$r_{\text{п}}$	-	0,217
Концентрация золы в газоходе	$\mu_{\text{зп}}$	кг/кг	0,033
Температура состояния насыщения при давлении в барабане $P_6 = 44 \text{ кгс/м}^2$	$t_{\text{н}}$	$^\circ\text{C}$	255

Для $v_{\Phi}'' = 1000^\circ\text{C}$; при $\alpha_{\tau}'' = 1,1$ находим энтальпию газов за фесто́ном

$$I_{\Phi}'' = 2581,8 \text{ ккал/кг}$$

и по уравнению теплового баланса определяем тепловосприятие фесто́на:

$$Q_{\Phi}^{\circ} = \varphi \cdot (I_{\Phi}' - I_{\Phi}'') = 0,99 \cdot (2873,58 - 2581,8) = 288,86 \text{ ккал/кг}$$

6.9) Уравнение теплопередачи для всех поверхностей нагрева записывают в следующем виде:

$$Q^m = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p};$$

Где k —коэффициент теплопередачи, Δt —температурный напор, H —расчётная поверхность нагрева.

6.9.1) При сжигании бурого угля коэффициент теплопередачи определяют по формуле:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad \alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\kappa} + \alpha_{\lambda});$$

Где α_{κ} —коэффициент теплоотдачи конвекцией; α_{λ} —коэффициент теплоотдачи излучением газового объёма в трубном пучке;

$$\xi = 1;$$

6.9.2) Для определения α_{κ} —коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов к стенке

труб рассчитаем среднюю скорость газового потока:

$$W = \frac{B_p \cdot V_z}{3600 \cdot F} \cdot \frac{9 + 273}{273} = \frac{10696,6 \cdot 6,8 \cdot (1050,75 + 273)}{(3600 \cdot 25,109 \cdot 273)} = 3,90 \text{ м/с}$$

$$\text{Где } t = (1000 + 1105,5) / 2 = 1050,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Для нахождения a_k по номограммам определяем $a_n = 36 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$

и добавочные коэффициенты: $C_z = 0,903$ $C_\phi = 0,927$ $C_s = 0,958$

$$\Rightarrow a_k = a_n \cdot C_z \cdot C_\phi \cdot C_s = 36 \cdot 0,903 \cdot 0,927 \cdot 0,958 = 28,869 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

6.9.3) Для нахождения a_l используем номограммы и степень черноты продуктов горения ' a ':

$$a = 1 - e^{k \cdot P \cdot S}$$

Для незапылённой поверхности $k \cdot p \cdot S = k_r \cdot r_n \cdot S \cdot p$, где $p = 1 \text{ кгс/см}^2$; $r_n = 0,217$

$$S_\phi = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1^{cp} \cdot S_2^{cp}}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot ((4 \cdot 0,24 \cdot 0,25) / (3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,06) - 1) = 1,0925 \text{ м}$$

$$p_n \cdot S = r_n \cdot S = 0,217 \cdot 1,0925 = 0,237$$

По номограмме находим $k_r = 0,780$; \Rightarrow

$$a = 1 - e^{k \cdot P \cdot S} = 0,213 \quad t_3 = t_n + 70 = 325$$

По номограмме находим $a_n = 207 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$ $a_l = a_n \cdot a \cdot c_r = 207 \cdot 0,213 \cdot 0,971 = 42,94$

где $c_r = 0,971$

6.9.4)

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_l + \alpha_k) = 1 \cdot (42,94 + 28,869) = 74,817 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta \epsilon = 0,003 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{ккал}} \quad C_d = 0,0166$$

$$\epsilon_0 = 0,0077 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{ккал}} \quad C_{\phi p} = 1$$

$$\epsilon = (\epsilon_0 \cdot C_d \cdot C_{\phi p}) + \Delta \epsilon = 0,00313 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}{\text{ккал}}$$

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \epsilon \cdot \alpha_1} = 51,636 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Находим температурный напор:

$$Q^m = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p} = 51,636 \cdot 82.653 \cdot 695,75 / 10696.6 = 277,6 \text{ ккал/кг}$$

$$\Delta t = v'_{cp} - t_{cp} = v'_{cp} - \frac{(t_H + t_{ne})}{2} = 1050,75 - (255 + 445) / 2 = 695,75^\circ \text{C}$$

6.10) Если тепловосприятия фестоны по уравнениям теплового баланса и теплопередачи отличаются менее чем на 5%, то температура за фестоном задана правильно:

$$\frac{Q_\phi^\sigma - Q_\phi^m}{Q_\phi^\sigma} = (288,86 - 277,6) / 288,86 = 0,038 \quad 3,8 \% < 5\%$$

т.о. поверочный расчёт выполнен.

VII. Определение тепловосприятий пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и сведение теплового баланса парового котла.

7.1) При выполнении расчёта в целях уменьшения ошибок и связанных с ними пересчётов до проведения поверочно-конструкторских расчётов пароперегревателя целесообразно определить тепловосприятия этих поверхностей по уравнениям теплового баланса и свести тепловой баланс по паровому котлу в целом.

7.2) Тепловосприятия пароперегревателя и воздухоподогревателя определяют по уравнениям теплового баланса рабочего тела (пара, воздуха), а тепловосприятие экономайзера – по уравнению теплового баланса теплоносителя (продуктов сгорания).

7.3) Тепловосприятие пароперегревателя определяют по формуле:

$$Q_{ne} = \frac{D_{ne}}{B_p} (i_{ne} - (i_n - \Delta i_{no})), \quad \text{где } D_{ne} - \text{паропроизводительность котла кг/ч}$$

Находим при $P_{pe}=40 \text{ кгс/см}^2$ и $t_{ne}=445^\circ\text{C} \Rightarrow i_{pe}=792,6 \text{ ккал/кг}$; при $P_6=44 \text{ кгс/см}^2$ и температуре насыщения $\Rightarrow i_n=668,2 \text{ ккал/кг}$;

$\Delta i_{no} = 20 \text{ ккал/кг}$;

$$Q_{ne} = 75 \cdot 1000 \cdot (792,6 - (668,2 - 20)) / 10696,6 = 1012,47 \text{ ккал/кг};$$

Тепло, воспринимаемое пароперегревателем за счёт излучения факела топки, принимаем для упрощения расчётов равным нулю ($Q_{ne}^n = 0$), а угловой коэффициент факела $X_\phi = 1$.

В этом случае полное тепловосприятие пароперегревателя численно совпадает с тепловосприятием конвекцией: $Q_{ne}^k = Q_{ne}$.

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

$$Q_{ne}^{k\phi} = \phi \cdot (I_\phi'' - I_{ne}'' + \Delta \alpha_{ne} \cdot I_{xg}^o)$$

Это уравнение решают относительно искомой энтальпии газов за пароперегревателем:

$$I_{ne}'' = I_\phi'' - \frac{Q_{ne}}{\phi} + (\Delta \alpha_{ne} \cdot I_{xg}^o)$$

$$I_{ne}'' = 2581,8 - 1012,47/0,99 + (0,03 \cdot 51,015) = 1557,58 \text{ ккал/кг}$$

Полученное значение энтальпии газов за пароперегревателем позволяет определить температуру дымовых газов за ним $t_{ne}'' = 596^\circ\text{C}$

7.4) Тепловосприятие воздухоподогревателя определяют по уравнению теплового баланса рабочего тела (воздуха), т.к. температура горячего воздуха (после воздухоподогревателя) задана. Тепловосприятие воздухоподогревателя зависит от схемы подогрева воздуха. В случае предварительного подогрева воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, за счет рециркуляции части горячего воздуха тепловосприятие воздухоподогревателя определяем:

$$Q_{en}^{\phi} = \left(\beta_{en}'' + \frac{\Delta \alpha_{en}}{2} + \beta_{pu} \right) \cdot (I_{zg}^0 - I_{\phi}^0);$$

Где $I_{гв}^0$ находим по $t_{гв}=245^{\circ}\text{C} \Rightarrow I_{гв}^0=492,678\text{ккал/кг}$;

$\beta_{рц}$ – отношение объема рециркуляции в воздухоподогревателе горячего воздуха к теоретически необходимому:

$$\beta_{рц} = \frac{t'_6 - t_{хв}}{t_{зв} - t'_6} \cdot (\beta''_{вп} + \Delta\alpha_{вп})$$

где $t'_6=30^{\circ}\text{C} \Rightarrow 51\text{ ккал/кг}$

$$\beta_{вп}=(30-30) / (245-30) \cdot (1,06+0,03)=0$$

$\beta''_{вп}$ – отношение объёма воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому:

$$\beta''_{вп} = \alpha''_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{пл} = 1,2-0,1-0,04=1,06$$

$$Q_{вп}^{\delta}=(1,06+0,03/2+0) \cdot (472,67-51,015)=453,27\text{ ккал/кг};$$

Тепловосприятие воздухоподогревателя по теплоносителю (продуктам сгорания) имеет вид:

$$Q_{вп}^{\delta} = \varphi \cdot (I''_{эк} - I_{yx} + \Delta\alpha_{вп} \cdot I_{прс}^0);$$

Уравнение решаем относительно $I''_{эк}$:

$$I''_{эк} = I_{yx} + \frac{Q_{вп}^{\delta}}{\varphi} - \Delta\alpha_{вп} \cdot I_{прс}^0$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов, которую находим по $t_{yx}=145^{\circ}\text{C} \Rightarrow I_{yx}=355,57\text{ ккал/кг}$

I_{yx}^0 – энтальпия теоретического объёма воздуха, которую при $t_{прс}=(t_{гв} + t'_6)/2 = (245 + 30) / 2 = 137,5^{\circ}\text{C}$

$$\Rightarrow I_{прс}=336,82\text{ккал/кг};$$

$$I''_{эк}=355,57 + 453,27/0,99 - 0,03 \cdot 336,82=803,31\text{ ккал/кг};$$

Полученное значение энтальпии газов за экономайзером позволяет определить температуру дымовых газов за ним и $t''_{эк}=314^{\circ}\text{C}$

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

$$Q_{эк}^{\delta} = \varphi \cdot (I''_{пе} - I''_{эк} + \Delta\alpha_{эк} \cdot I_{хв}^0) = 0,99 \cdot (1557,58 - 803,31 + 0,02 \cdot 51,015) = 747,73\text{ ккал/кг};$$

7.6) Определяем невязку теплового баланса парового котла:

$$\Delta Q^{\delta} = Q_p^p \cdot \eta_{пк} - (Q_{л} + Q_{ф}^{\delta} + Q_{пе}^{\delta} + Q_{эк}^{\delta}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) =$$

$$4900 \cdot 90,4 / 100 - (2453,2002 + 288,86 +$$

$$+ 1012,47 + 747,73) \cdot (1 - 1,5 / 100) = -5,1 \text{ ккал/кг};$$

$$0,5 \cdot \frac{Q_p^p}{100} = 0,5 \cdot 49 = 24,5 \text{ ккал/кг};$$

$$\text{т. к. } \Delta Q^{\bar{p}} < 0,5 \cdot \frac{Q_p^p}{100}, \text{ расчет выполнен верно.}$$

VIII. Поверочно-конструкторский расчёт пароперегревателя.

8.1) Целью поверочно-конструкторского расчёта пароперегревателя является определение его поверхности нагрева при известных тепловосприятиях, конструктивных размерах и характеристиках. Тепловосприятие пароперегревателя определено ранее, конструктивные размеры и характеристики поверхности заданы чертежом. Решением уравнения теплопередачи определяют требуемую(расчётную) величину поверхности нагрева пароперегревателя, сравнивают её с заданной по чертежу и принимают решение о внесении конструктивных изменений в поверхность.

8.2) По чертежам парового котла составляем эскиз пароперегревателя в двух проекциях на миллиметровой бумаге в масштабе 1:25.

8.3) По чертежам и эскизу заполняем таблицу:

Конструктивные размеры и характеристики пароперегревателя

Наименование величин	Обозн.	Раз-ть	Номер ступени по газоходу			Весь п/пер-ль
			1	2	3	
Наружный диаметр труб	D	м	0,038	0,038	-	0,038
Внутренний диаметр труб	D _{вн}	м	0,032	0,032	-	0,032
Количество труб в ряду	Z ₁	-	72	72	-	72
Количество труб по ходу газов	Z ₂	-	10	20	-	30

Шаг труб: поперечный	S_1	м	0,115	0,092	-	0,1035
Шаг труб: продольный	S_2	м	0,11	0,10	-	0,118
Относительный шаг: поперечный	S_1/d	-	3,02	2,421	-	2,7205
Относительный шаг: продольный	S_2/d	-	3,158	3,053	-	3,1055
Расположение труб змеевика	-	-	Коридорное			
Характер взаимного течения	-	-	Смешанный ток			
Длина трубы змеевика	L	м	26,2	49,6	-	-
Пов-ть, примыкающая к стене	$F_{ст} \cdot x$	m^2	13,72	-	-	13,72
Поверхность нагрева	H		239,3	426,3	-	665,6
Высота газохода на входе	a'	м	4,6	2,7	-	-
Высота газохода на выходе	a''	м	3,6	2,7	-	-
Ширина газохода	b	м	6,7			
Площадь живого сечения на входе	F'	m^2	24,25	11,52	-	0
Площадь живого сечения на выходе	F''	m^2	17,55	11,52	-	0
Средняя площадь живого сечения	$F_{ср}$	m^2	20,9	11,52	-	14,136
Средняя эффективная толщина излучающего слоя	S_{ϕ}	м	-	-	-	0,334
Глубина газового объема до пучка	$L_{об}$	м	0,8	0,64	-	1,44
Глубина пучка	$L_{п}$	м	1	1,9	-	2,9
Количество змеевиков, включенных параллельно по пару	m	шт.	72			
Живое сечение для прохода пара	f	m^2	0,058	0,058	-	0,058

8.3.1) Целесообразность разделения пароперегревателя на ступени обычно определяют характером взаимного движения сред (газов и пара) и размещением между ступенями пароохладителей.

Нумерация ступеней ведётся по ходу газа. Поверхность нагрева для каждой ступени пароперегревателя определяют по наружному диаметру труб, полной длине змеевика (с учётом гибов) l_i и числу труб в ряду (поперёк газохода) Z_1 . В неё также включается поверхность труб, примыкающих к обмуровке, называемая дополнительной, которую определяют как произведение площади стены (потолка) $F_{ст}$, занятой этими трубами, на угловой коэффициент x , определяемый по номограмме на основании соотношений S_1/d и e/d причём $e/d \cong r/d$

$$x=0,76$$

Таким образом, с учётом особенностей конструкции пароперегревателей поверхность нагрева каждой ступени определяем по формуле:

$$H_i = \pi \cdot d_i + Z_1 \cdot l_i + F_{ст} \cdot x$$

8.3.2) Глубину газового объёма до пучка каждой ступени и глубину пучка ступени определяют по рекомендациям и чертежу.

8.3.3) Поперечный шаг в пределах каждой ступени не изменяется и поэтому совпадает со средним его значением. По средним значениям шагов для пароперегревателя и среднему диаметру находим эффективную толщину излучающего слоя:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1^{cp} \cdot S_2^{cp}}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,38 \cdot (4 \cdot 0,1035 \cdot 0,118 / (3,1415 \cdot 0,038) - 1) = 0,3341$$

8.3.4) Если диаметры труб первой, второй, третьей ступени не одинаковы, то средний диаметр находим по формуле:

$$d^{cp} = \frac{H_1 + H_2 + H_3}{H_1/d_1 + H_2/d_2 + H_3/d_3} = 0,038 \text{ м}$$

8.3.5) Площадь живого сечения для прохода газов на входе и выходе определяют по формуле:

$$F_i = a_i \cdot b - d_i \cdot Z_1^i \cdot l_{пр};$$

Площадь среднего живого сечения для прохода газов перегревателя в целом получают:

$$F^{cp} = \frac{H_1 + H_2 + H_3}{H_1/F_1^{cp} + H_2/F_2^{cp} + H_3/F_3^{cp}} = 14,13 \text{ м}^2$$

Площадь среднего живого сечения для прохода пара для каждой ступени пароперегревателя :

$$f_i = m_i \cdot \frac{\pi \cdot d_{i\text{вн}}^2}{4};$$

8.4) Составляем таблицу исходных данных поверочно-конструкторского теплового расчёта пароперегревателя:

Наименование величин	Обозн.	Размерность	Величина
Температура газов до пароперегревателя	ν''_{ϕ}	°C	1000
Температура газов за пароперегревателем	$\nu''_{\text{пе}}$	°C	596
Температура в состоянии насыщения	$t_{\text{н}}$	°C	255
Температура перегретого пара	$t_{\text{пе}}$	°C	455
Средний удельный объем пара	$\nu_{\text{ср}}$	м ³ /кг	0,063
Конвективное восприятие	$Q_{\text{пе}}^{\text{к}}$	ккал/кг	1012,47

Объемы газов на выходе из топки при $\alpha_{\text{пе}}^{\text{ср}}$	$V_{\text{г}}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	6,89
Объемная доля водяных паров	$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$	-	0,0739
Объемная доля трехатомных газов	Γ_{RO_2}	-	0,1435
Концентрация золы в газоходе	$\mu_{\text{зл}}$	$\text{кг}/\text{кг}$	0,033

Средний удельный объем пара находят с использованием по удельным объемам пара в состоянии насыщения и перегретого пара:

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_{\text{н}} + v_{\text{не}}}{2};$$

Все остальные величины определены ранее.

8.5) Коэффициент теплопередачи определяют для пароперегревателя в целом по средним значениям необходимых величин из таблиц.

Коэффициент теплопередачи от газов к стенке для всех схем пароперегревателей определяют по формуле:

$$k = \psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2};$$

8.5.1) Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке для всех схем пароперегревателей определяют по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha'_{\text{л}});$$

Где $\alpha_{\text{к}}$ —коэффициент теплоотдачи конвекцией; $\alpha'_{\text{л}}$ —коэффициент теплоотдачи излучением газового объема в трубном пучке; ψ -- коэффициент тепловой эффективности поверхности; $\xi = 1$;

Для определения $\alpha_{\text{к}}$ —коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов к стенке труб рассчитаем среднюю скорость газового потока:

$$W = \frac{B_{\text{г}} \cdot V_{\text{г}}}{3600 \cdot F} \cdot \frac{9 + 273}{273} = 8,33 \text{ м/с}$$

При поперечном омывании коридорных пучков дымовыми газами коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной расчётной поверхности, определяют по номограмме:

$$\alpha_{\text{н}} = 49,545 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

добавочные коэффициенты:

$$C_z = 1$$

$$C_{\text{ф}} = 0,942$$

$$C_s = 1$$

$$\Rightarrow a_k = a_n \cdot C_z \cdot C_{\phi} \cdot C_s = 49,545 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 1 = 46,678 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

Для нахождения a_n используем номограммы и степень черноты продуктов горения 'а':

$$a = 1 - e^{k \cdot P \cdot S}$$

Для незапылённой поверхности $k \cdot p \cdot S = k_r \cdot r_n \cdot S \cdot p$, где $p = 1 \text{ кгс/см}^2$; $r_n = 0.2185$

$$p_n \cdot S = r_n \cdot S = 0.21 \cdot 0.3341 = 0.073$$

$$\text{По номограмме находим } k_r = 1.98338 \Rightarrow \dot{a} = 1 - \dot{a}^{k \cdot P \cdot S} = 0.134$$

Для пользования номограммой необходимо знать температуру загрязнённой стенки рассчитываемой поверхности нагрева:

$$T_3 = T_{\text{не}}^{\text{cp}} + (80, 100) = 355 + 95 = 450 ^\circ\text{C}$$

По номограмме находим $a_n = 186 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; $C_r = 0,947$

$$a_n = a_n \cdot \alpha \cdot C_r = 186 \cdot 0,134 \cdot 0,947 = 23,747 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C};$$

При расчёте пароперегревателя и экономайзера на величину α необходимо ввести поправку, связанную с наличием газового объёма, свободного от труб перед этими поверхностями и между отдельными пакетами поверхностей:

$$\alpha'_l = \alpha_1 \cdot \left[1 + A_1 \cdot \left(\frac{T_k}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{об}}{l_n} \right)^{0,07} \right]$$

Где T_k -- температура газов в объёме камеры, (K); $l_{об}$ и l_n -- соответственно суммарная глубина пучка и суммарная глубина газового объёма до пучка, м;

$$T_k = 0,5 \cdot \left(v'_{ne} + \frac{v'_{ne} + v''_{ne}}{2} \right) + 273 = 755 \text{ K}$$

$$l_{об} = l_{об1} + l_{об2} + l_{об3} = 1,44 \text{ м}$$

$$l_n = l_{n1} + l_{n2} + l_{n3} = 2,9 \text{ м}$$

$$\Rightarrow \alpha'_l = 32,25$$

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha'_l + \alpha_k) = 1 \cdot (32,25 + 46,678) = 78,93 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C};$$

8.5.2) Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару в пароперегревателе определяют по номограмме, при среднем значении давлений, температур и скорости пара:

$$w_n^{cp} = \frac{v_{cp} \cdot D_{ne}}{3600 \cdot f_{cp}} =$$

$$0,063 \cdot 75000 / (3600 \cdot 0,058) = 22,804 \text{ м/с}$$

При этой скорости пара $C_d = 0,98$ $a_n = 1035,68 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$

$$\Rightarrow a_n = a_n \cdot C_d = 1035,68 \cdot 0,9802 = 1015,18 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

8.5.3) Коэффициент теплоотдачи:

$$k = \psi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,65 \cdot 78,9303 \cdot 1015,18 / (78,9303 + 1015,18) = 47,603 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

8.5.4) Температурный напор:

$$\Delta t' = \vartheta''_{\phi} - t_{ne} = 1000 - 445 = 555^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'' = \vartheta''_{ne} - t_n = 596 - 255 = 341^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\delta} / \Delta t_m = 1,62$$

\Rightarrow температурный напор с данной точностью можно найти так:

$$\Delta t_m = \Delta t_{npm} \cdot \psi;$$

Поправочный коэффициент ψ определяют по номограмме и по безразмерным параметрам:

$$R = \frac{\vartheta''_{\phi} - \vartheta''_{ne}}{t_{ne} - t_n} = (1000 - 596) / (445 - 255) = 2,12$$

$$P = \frac{(t_{ne} - t_n)}{(\vartheta''_{\phi} - t_n)} = (445 - 255) / (1000 - 255) = 0,25$$

$$\text{Не учитывая } A = \frac{H_{npm}}{H}$$

По R и P (A) находим $\psi = 0,995$

Если $\Delta t_{\delta} / \Delta t_m < 1,7$, то Δt , то Δt_{npt} ищем как среднее арифметическое,

иначе как среднее логарифмическое: $\Delta t_{npt} = 448^\circ\text{C}$

$$\Delta t_r = \Delta t_{npt} \cdot \psi = 448 \cdot 0,995 = 445,76^\circ\text{C}$$

8.6) Определим расчётную поверхность:

$$H^p = \frac{Q_{ne}^k \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} = (1012 \cdot 10696,6) / (47,603 \cdot 445,76) = 510 \text{ м}^2$$

Невязка:

$$\frac{H^p - H}{H^p} \cdot 100\% = (510 - 665,6) \cdot 100\% / 510 = -30\%$$

Невязка > 2% \Rightarrow вносим конструктивные изменения.

Определим необходимое количество петель, измененных в конструкции пароперегревателя:

$$n \approx \pm \frac{H^p - H}{2 \cdot \pi \cdot d \cdot Z_1 \cdot a} = -1,96$$

n=2

IX. Поверочно-конструкторский расчёт хвостовых поверхностей нагрева.

IX.I Расчёт водного экономайзера.

9.1.1) С использованием ранее выполненных расчётов для теплового расчёта экономайзера составляют таблицу исходных данных:

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Величина
Температура газов до экономайзера	$\nu_{\text{пе}}$	$^{\circ}\text{C}$	596
Температура газов за экономайзером	$\nu_{\text{эк}}$	$^{\circ}\text{C}$	309,3110244
Температура питательной воды	$t_{\text{пв}}$	$^{\circ}\text{C}$	150
Давление пит. воды перед экономайзером	$P'_{\text{эк}}$	кгс/см^2	47,52
Энтальпия питательной воды	$i_{\text{пв}}$	ккал/кг	151,53
Тепловосприятие по балансу	$Q^6_{\text{эк}}$	ккал/кг	719,57
Объёмы газов при среднем избытке воздуха	$V_{\text{г}}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	8,022
Объёмная доля водяных паров	$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$	-	0,0739
Объёмная доля трёхатомных газов	Γ_{RO_2}	-	0,1435
Концентрация золы в газоходе	$\mu_{\text{зд}}$	кг/кг	0,02091

Примечание: Давление воды перед водяным экономайзером для паровых котлов среднего давления принимают $P'_{\text{эк}} = 1,08 \cdot P_{\text{б}}$.

9.1.2) Предварительно определяют тип водяного экономайзера (кипящий или некипящий) по значению энтальпии рабочей среды за экономайзером:

Энтальпию и температуру воды после водяного экономайзера определяют из уравнения теплового баланса по рабочему телу (воде):

$$Q^6_{\text{эк}} = (D_{\text{эк}} / B_p) \cdot (i''_{\text{эк}} - i'_{\text{эк}})$$

Где $D_{\text{эк}}$ – пропуск воды через экономайзер, кг/ч; при поверхностных пароохладителях $D_{\text{эк}} = D_{\text{пе}} = D$;

$i''_{\text{эк}}$ – энтальпия воды после водяного экономайзера, ккал/кг; $i'_{\text{эк}}$ – энтальпия воды перед водяным экономайзером, ккал/кг.

При указанной схеме включения пароохладителя:

$$i'_{\text{ЭК}} = i_{\text{пг}} + \Delta i_{\text{но}} \cdot \left(\frac{D_{\text{пе}}}{D_{\text{ЭК}}} \right), \text{ т.к. } \left(\frac{D_{\text{пе}}}{D_{\text{ЭК}}} \right) = 1, \text{ то } i'_{\text{ЭК}} = 143,3 + 20 = 163,3 \text{ ккал/кг}$$

$$i''_{\text{ЭК}} = i'_{\text{ЭК}} + Q_{\text{ЭК}} \cdot \left(\frac{B_p}{D_{\text{ЭК}}} \right) = 163,3 + 747,73 \cdot (10696,6 / 75000) = 269,94 \text{ ккал/кг}$$

По $i'_{\text{ЭК}} = 163,3$ ккал/кг и $P'_{\text{ЭК}} = 47,52$ кгс/см² находим и $t'_{\text{ЭК}} = 161,23$ °С

По $i''_{\text{ЭК}} = 269,94$ ккал/кг и $P_6 = 44$ кгс/см² находим и $t''_{\text{ЭК}} = 251$ °С

Т.к. $i' < i''_{\text{ЭК}}$, значит экономайзер кипящего типа

9.1.3) По чертежам парового котла составляем эскиз экономайзера в двух проекциях на миллиметровой бумаге в масштабе 1:25, на котором указывают все конструктивные размеры.

По чертежам и эскизу заполняем таблицу:

Конструктивные размеры и характеристики экономайзера

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Величина
Наружный диаметр труб	D	м	0,032
Внутренний диаметр труб	D _{вн}	м	0,026
Количество труб в ряду	Z ₁	-	19
Количество рядов труб по ходу газов	Z ₂	-	52
Шаг труб: поперечный	S ₁	м	0,1
Шаг труб: продольный	S ₂	м	0,055
Относительный шаг труб: поперечный	S ₁ /d	-	3,125
Относительный шаг труб: продольный	S ₂ /d	-	1,719
Расположение труб змеевика	-	-	Шахматное
Характер взаимного течения	-	-	Противоток
Длина горизонтальной части петли змеевика	L ₁	м	6,49
Длина проекции одного ряда труб на горизонтальную плоскость сечения	L _{пр}	м	6,6
Длина трубы змеевика	L	м	227,8
Поверхность нагрева ЭКО (по чертежу)	H _{ЭК ч}	м ²	864,29337
Глубина газохода	a	м	2
Ширина газохода	b	м	6,7
Площадь живого сечения для прохода газов	F _г	м ²	9,3872
Средняя эффективная толщина излучающего слоя	S _ф	м	0,1682
Глубина газового объёма до пучка	L _{об}	м	3,4
Глубина пучка	L _п	м	3,25
Количество змеевиков, включённых параллельно по пару	m	шт	38
Живое сечение для прохода пара	f	м ²	0,01964

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

$$F_r = a \cdot b - Z_1 \cdot d \cdot l_{np} = 9,38 \text{ м}^2$$

где l_{np} – длина проекции ряда труб на плоскость сечения, м;

Площадь живого сечения для прохода воды:

$$f = m \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = 0,01964 \text{ м}^2$$

Поверхность нагрева экономайзера:

$$H = \pi \cdot d \cdot l \cdot m = 661,1159 \text{ м}^2$$

Где l – длина змеевика, определяемая с использованием длины горизонтальной части змеевика (l_1):

$$l = l_1 \cdot \left(\frac{Z_2}{2} \right) + \left(\frac{Z_2}{2} - 1 \right) \cdot \pi \cdot S_2 = 173,059 \text{ м}$$

При сжигании твердых топлив проверяют скорость продуктов горения на входе в экономайзер, которая не должна превышать максимально допустимых значений скорости газов на входе в экономайзер по условиям золового уноса труб. Скорость газов на входе в экономайзер определяют:

$$W_{\text{г}}^{\text{вх}} = \frac{B_p \cdot V_{\text{г}}''}{3600 \cdot F_{\text{г}}} \cdot \frac{(v_{\text{г}}'' + 273)}{273} = (10696,6 \cdot 6,89) \cdot (596 + 273) / (3600 \cdot 9,38 \cdot 273) = 6,94 \text{ м/с}$$

Скорость воды на входе в водяной экономайзер:

$$W_{\text{вн}}' = \frac{D_{\text{эк}} \cdot g_{\text{вн}}'}{3600 \cdot f} = (75000 \cdot 0,00111) / (3600 \cdot 0,01964) = 1,1766$$

9.1.5) Коэффициент теплопередачи для экономайзера в целом определяют по средним значениям необходимых величин.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}$$

Иначе коэффициент теплопередачи для экономайзера в целом определяют по средним значениям необходимых величин.

$$k = \psi \cdot \alpha_1;$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяют по формуле:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}');$$

Где $\alpha_{\text{к}}$ —коэффициент теплоотдачи конвекцией; $\alpha_{\text{л}}$ —коэффициент теплоотдачи излучением газового объема в трубном пучке; Ψ -- коэффициент тепловой эффективности поверхности; $\xi = 1$;

Для определения $\alpha_{\text{к}}$ —коэффициента теплоотдачи конвекцией от газов к стенке труб рассчитаем среднюю скорость газового потока:

$$W = \frac{B_p \cdot V_{\text{г}}}{3600 \cdot F} \cdot \frac{g + 273}{273} = (10696,6 \cdot 7,02) \cdot (455 + 273) / (3600 \cdot 9,38 \cdot 273) = 5,92 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесённый к полной расчётной поверхности, определяют по номограмме

$\alpha_{\text{н}} = 56 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; добавочные коэффициенты: $C_z = 1$

$C_{\text{ф}} = 0,975$ $C_{\text{с}} = 1,006$

$$\Rightarrow \alpha_{\text{к}} = \alpha_{\text{н}} \cdot C_z \cdot C_{\text{ф}} \cdot C_{\text{с}} = 54,92 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

Для нахождения a_n используем номограмму 19 и степень черноты продуктов горения 'а':

$$a = 1 - e^{k \cdot P \cdot S}$$

Для незапылённой поверхности $k \cdot p \cdot S = k_r \cdot r_n \cdot S \cdot p$, где $p = 1 \text{ кгс/см}^2$; $r_n = 0,214$

$$S_\phi = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \cdot (4 \cdot 0,1 \cdot 0,055 / (3,1415 \cdot 0,032) - 1) = 0,16816 \text{ м}$$

$$p_n \cdot S = r_n \cdot S = 2459 \cdot 0,16816 = 0,03609$$

По номограмме находим $k_r = 3,3847$

$$\rightarrow \dot{a} = 1 - \dot{a}^{k \cdot P \cdot S} = 0,115$$

Для пользования номограммой необходимо знать температуру загрязнённой стенки рассчитываемой поверхности нагрева:

$$t_s = 0,5 \cdot (t'_{\text{эк}} + t''_{\text{эк усл}}) + (40 \div 60) = 0,5 \cdot (163,3 + 269,94) + 50 = 266,62$$

По номограмме находим $C_r = 0,937$; $a_n = 54 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; \Rightarrow

$$a_n = a_n \cdot a \cdot C_r = 54 \cdot 0,115 \cdot 0,937 = 5,819 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C};$$

При расчёте экономайзера на величину a_n необходимо ввести поправку, связанную с наличием газового объёма, свободного от труб перед этими поверхностями и между отдельными пакетами поверхностей:

$$\alpha'_n = \alpha_n \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_\kappa}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{об}}{l_n} \right)^{0,07} \right]$$

Где T_κ - температура газов в объёме камеры, (K); $l_{об}$ и l_n - соответственно суммарная глубина пучка и суммарная глубина газового объёма до пучка, м;

$$T_\kappa = 0,5 \cdot \left(v'_{\text{эк}} + \frac{v'_{\text{эк}} + v''_{\text{эк}}}{2} \right) + 273 = 0,5 \cdot (596 + (596 + 314)/2) + 273 = 798,5 \text{ К}$$

$$l_{об} = 3,4 \text{ м}$$

$$l_n = 3,25 \text{ м}$$

$$\alpha'_n = \alpha_n \cdot \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_\kappa}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_{об}}{l_n} \right)^{0,07} \right] = 8,026 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha'_n + \alpha_\kappa) = 1 \cdot (8,026 + 54,928) = 62,95$$

$$\varepsilon = (\varepsilon_o \cdot C_d \cdot C_{фр}) + \Delta\varepsilon = 0,00209$$

$$\Delta\varepsilon = 0,002$$

$$C_d = 0,01586$$

$$\varepsilon_o = 0,00544$$

$$C_{фр} = 1$$

$$k = \alpha_1 / (1 + \varepsilon \cdot \alpha_1) = 55,6313$$

9.1.6) Температурный напор

$$\Delta t' = \vartheta''_{\text{не}} - t''_{\text{усл}} = 596 - 269,94 = 326,06 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t'' = \vartheta''_{\text{эк}} - t'_{\text{эк}} = 314 - 163,3 = 150,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} = 2,16$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)} \quad - \text{ если отношение больше } 1,7$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2} \quad - \text{ если отношение меньше } 1,7$$

$$\Delta t = 227,96 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

9.1.7) Определим расчётную поверхность:

$$H^p = \frac{Q_{\text{эк}} \cdot B_p}{k \cdot \Delta t} = (747,73 \cdot 10696,6) / (55,63 \cdot 227,96) = 630,7$$

Невязка:

$$\frac{H^p - H}{H^p} \cdot 100\% = (630,7 - 661,1159) \cdot 100 / 630,7 = -4,8 \%$$

Невязка > 2% \Rightarrow вносим конструктивные изменения.

9.1.8) Найдём требуемую длину змеевика:

$$l^p = \frac{H^p}{\pi \cdot d \cdot m} = 630,7 / (3,14 \cdot 0,032 \cdot 38) = 151,022 \text{ м}$$

$$Z_p^2 \approx \frac{2 \cdot l^p}{(l_1 + \pi \cdot S_2)} = 2 \cdot 151,022 / (6,49 + 3,14 \cdot 0,055) = 45,33$$

Следовательно принимаем Z_{2p} равное 46

Высота экономайзера:

Получили 2 пакета по 20 и 26 трубе: $h = 19 \cdot 0,055 = 1,045 \text{ м}$. $n = 2$

$$h_{\text{эк}} = \sum h_{\text{пак}} + 0,5 \cdot (n - 1) = 2,59 \text{ м}$$

Расчёт закончен.