621.18(075)
Ч-44

41

М.М. Чепурний, Д.В. Степанов, Є.С. Корженко

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

М.М. Чепурний, Д.В. Степанов, Є.С. Корженко

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів напряму підготовки 0905 – "Енергетика". Протокол № 11 від "30" червня 2005 р.

Вінниця ВНТУ 2005

УДК 621.181.7
Ч 44

Рецензенти :

С.Й. Ткаченко, доктор технічних наук професор
А.Ф. Пономарчук, доктор технічних наук професор
П.С.Берник, доктор технічних наук професор

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Чепурний М.М., Степанов Д.В., Корженко Є.С.

Ч 44 **Теплові розрахунки парогенераторів**. Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2005. - 155 с.

В посібнику викладені основи теплових розрахунків котлоагрегатів. Розглянуто особливості компонування та розрахунки окремих елементів котлоагрегату. Наведені приклади теплових розрахунків промислових парогенераторів та всі необхідні довідкові матеріали. Посібник розроблений відповідно до програми дисципліни „Котельні установки промислових підприємств".

УДК 621.181.7

© М.М. Чепурний, Д.В. Степанов, Є.С. Корженко, 2005

ЗМІСТ

Передмова 4

1 Задачі та необхідні дані для теплового розрахунку котлоагрегату 5

2 Розрахунки об'ємів повітря і продуктів згорання палива та їх ентальпій 9

3 Тепловий баланс і ККД котлоагрегату 13

4 Розрахунки топкової камери 18

5 Розрахунки фестона і випарних пучків 28

6 Розрахунки пароперегрівників 36

6.1 Перевірний розрахунок радіаційного пароперегрівника 36

6.2 Перевірний розрахунок ширмового пароперегрівника 37

6.3 Розрахунки конвективних пароперегрівників (КПП) 41

6.4 Конструктивний розрахунок першого ступеня КПП 45

6.5 Конструктивний розрахунок радіаційного пароперегрівника 46

7 Розрахунки хвостових поверхонь 47

7.1 Розрахунки I ступеня повітропідігрівника 48

7.2 Розрахунки I ступеня економайзера 50

7.3 Розрахунки II ступеня повітропідігрівника 52

7.4 Розрахунки II ступеня економайзера 53

8 Розрахунки відхилів теплового балансу 54

9 Перевірний розрахунок парогенератора БМ-35М 55

10 Конструктивний розрахунок парогенератора Е–12–1,4–250 ДВ 84

11 Перевірно-конструктивний розрахунок парогенератора БКЗ–75 111

Література 146

Додатки 147

ПЕРЕДМОВА

Написання даного навчального посібника зумовлено кількома причинами. Головна з них – відсутність необхідних підручників і посібників, тим більше, українською мовою. Скорочення лекційних годин віддає пріоритетну роль самостійній підготовці студентів, яка стає одним із головних засобів професійної підготовки. Це потребує відповідного методичного забезпечення під час виконання самостійної роботи і курсового проектування, особливо для студентів заочної форми навчання.

Запропонований навчальний посібник розроблений відповідно до навчальної програми дисципліни "Котельні установки промислових підприємств", яка вивчає принципи генерації пари в парогенераторах. Основна увага приділена методам розрахунків і аналізу експлуатаційних показників котельних установок, які базуються на підставі прийнятої нормативної методики розрахунків, довідників, атласів і каталогів теплоенергетичного устаткування.

Мета посібника – надати пояснення і рекомендації щодо виконання теплових розрахунків котлоагрегатів, а також зосередити довідкові дані, характеристики окремих вузлів і номограми, які необхідні для розрахунків і наявність яких спрощує роботу з великою кількістю спеціальної літератури. В посібнику наведені приклади перевірних і конструктивних теплових розрахунків парогенераторів малої та середньої потужності, які працюють на різних видах палива. Посібник призначений як для практичних занять, так і для курсового проектування.

Автори вдячні рецензентам за корисні зауваження і поради в процесі підготовки посібника.

1 ЗАДАЧІ ТА НЕОБХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Котельний агрегат (котлоагрегат) являє собою апарат, в якому здійснюється ряд процесів: фізико-хімічні процеси горіння палива, теплообмін від продуктів згорання палива (димових газів) до поверхонь нагріву, а від них і до теплоносіїв (води, пароводяної суміші, пари, повітря).

Задача теплового розрахунку котлоагрегату певного типу полягає у визначенні або параметрів, які характеризують його роботу для заданого навантаження (паровидатності), або розмірів поверхонь нагріву для заданих основних параметрів в характерних перерізах газового і парового трактів. Перший тип розрахунків називають перевірним, а другий – конструктивним.

Для здійснення перевірного розрахунку мають бути відомі: конструкція і розміри всіх поверхонь нагріву котлоагрегату, а також параметри всіх теплоносіїв на вході в котлоагрегат і на виході з нього (пари, живильної води, повітря).

Для здійснення конструктивного розрахунку необхідно визначити всі параметри теплоносіїв, зокрема димових газів на вході та виході з кожної поверхні нагріву, номінальну паровидатність і параметри пари.

В разі реконструкції існуючого котлоагрегату, наприклад, в зв'язку зі зміною його паровидатності, параметрів пари або робочого палива, виникає необхідність зміни окремих його елементів. В таких випадках здійснюють перевірно-конструктивний розрахунок, де конструктивні розрахунки виконують лише для тих елементів, які підлягають реконструкції.

Теплові розрахунки котлоагрегату виконуються за нормативним методом [1, 2] в табличному вигляді. Розрахункові формули спочатку записуються в загальному вигляді, потім підставляються їх числові значення, після чого наводиться остаточний результат обчислень. Значення ряду величин приймаються орієнтовно з подальшим уточненням у разі необхідності з таблиць, номограм та інших довідкових даних.

Завдання на тепловий розрахунок котлоагрегату має містити:

- типорозмір (серію котла);
- паровидатність, т/год., кг/с;
- параметри пари (тиск, МПа; температура, °С);
- вид палива і його основні характеристики;
- компонування хвостових поверхонь нагріву (економайзера і повітропідігрівника);
- температури: живильної води, відхідних газів, повітря на вході в повітропідігрівник і на виході з нього, °С.

Тепловий розрахунок котлоагрегату оформлюється у вигляді розрахунково-пояснювальної записки за правилами [2], до складу якої також

входять компонувальні ескізи, схеми окремих вузлів або елементів котлоагрегату тощо.

Перед тим як розпочати тепловий розрахунок, треба насамперед уяснити загальне компонування котлоагрегату і напрямки руху димових газів і теплоносіїв (води, пари, повітря). Для цього складають схему котлоагрегату, на якій зображують топкову камеру, газоходи з розташуванням відповідних поверхонь нагріву. Для котлоагрегатів з горизонтальними газоходами (ДКВ, ДКВр, КЕ, ДЕ) бажано схему скласти в двох проекціях. На схему наносять значення відомих тисків і температур. Приклади компонувальних схем наведені на рис.1.1 і 1.2.

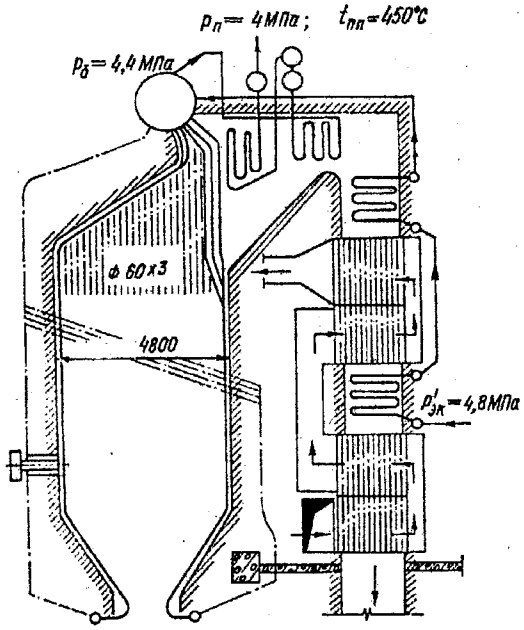

Рисунок 1.1 – Схема котлоагрегату із П-подібним компонуванням

В залежності від виду палива і паровидатності котлоагрегату вибирають спосіб спалювання робочого палива і тип топкової камери, користуючись табл. 1.1 і 1.2. Зауважимо, що для спалювання рідких і газоподібних палив застосовують камерні топки незалежно від паровидатності котлоагрегату.

Таблиця 1.1 – Типи парових топок

Вид палива	Паровидатність котлоагрегату D, т/год		
	D < 6	6,5 < D < 10	10 < D < 35
Антрацити АС, АМ	Топки з пневмомеханічними закидачами і решіткою з поворотними колосниками	Топки з ланцюговою решіткою прямого ходу	
Кам'яне та буре вугілля		Топки з пневмомеханічними закидачами і ланцюговою решіткою зворотного ходу	
		Топка ПМЗ - РПК	Топки з пневмомеханічними закидачами і ланцюговою решіткою прямого ходу
Торф кусковий	Шахтні топки з похилою решіткою		Шахтно-ланцюгова топка

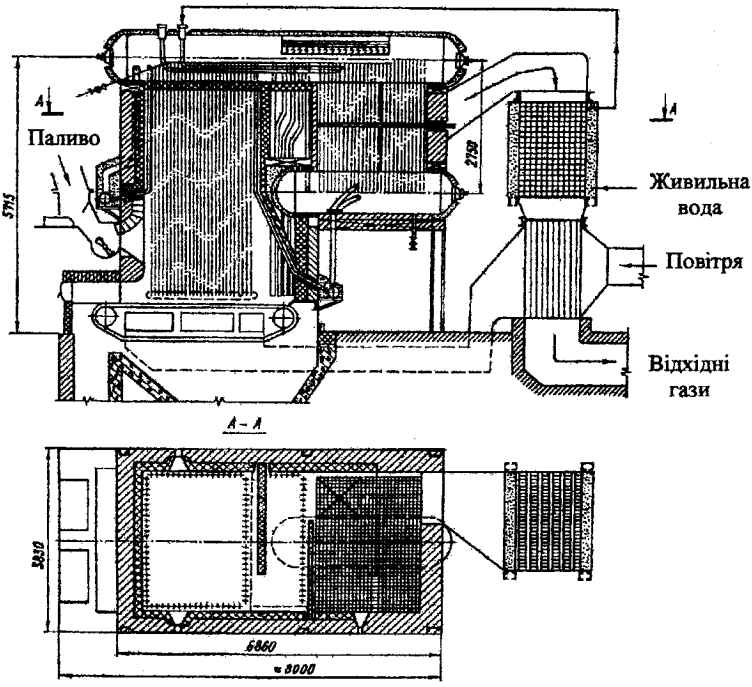

Рисунок 1.2 – Схема котлоагрегату з горизонтальними газоходами

Таблиця 1.2 – Камерні топки для спалювання твердих палив

Вид палива	Паровидатність D, т/год	Тип топки і спосіб розмелу палива
Антрацит та тісне вугілля	$D \geq 50$	Пиловугільна з твердим або рідким шлаковидаленням і розмелом в барабанному шаровому млині
Кам'яне вугілля з $V^r < 25\%$	$D \geq 50$	Пиловугільна з твердим шлаковидаленням і розмелом в барабанному шаровому млині або в середньохідному шаровому млині
Кам'яне вугілля з $V^r \geq 25\%$	$D \geq 25$	Пиловугільна з твердим шлаковидаленням і розмелом палива в середньохідному або швидкохідному млину
Буре вугілля	$D \geq 25$	Шахтно-млинова топка або топка з млиновими вентиляторами з твердим шлаковидаленням
Фрезерний торф	$D < 25$ $D > 25$	Пневматична топка Шахтно-млинова топка з твердим шлаковидаленням

Примітка: V^r – вихід летких речовин, %.

Далі здійснюють попереднє компонування та вибір хвостових поверхонь нагріву. Котлоагрегати з D < 10 т/год постачаються без хвостових поверхонь нагріву. Згідно з [3] хвостові поверхні нагріву повинні мати всі котлоагрегати з D > 10 т/год, якщо температура газів за випарними пучками перевищує 250 °С. В таких агрегатах установлюються або економайзер, або повітропідігрівник. Останній встановлюють в разі спалювання бурого вугілля марки Б1, фрезерного торфу або відходів деревини, коли підігрів повітря необхідний як для підсушування палива, так і для інтенсифікації процесів горіння.

Температура підігріву повітря визначає компонувальну схему хвостових поверхонь. Якщо температура гарячого повітря $t_{гп}$ < 250 °С для палив з приведеною вологістю $W^п$ > 3,6 і $t_{гп}$ < 300 °С для сухих палив, то рекомендується застосовувати одноступінчастий підігрів повітря з послідовним розташуванням економайзера та підігрівника. Якщо температура повітря вище, то використовують так зване компонування "в розсічку" (рис.1.1), для якого перший і другий ступені повітропідігрівника розташовуються за першим і другим ступенем економайзера. При цьому поділ економайзера на два ступеня здійснюється лише за умови, коли котлоагрегат не має розвинутих випарних пучків. Рекомендовані температури підігрітого повітря на вході в топкову камеру наведені в табл.1.3. Поверхня нагріву повітропідігрівників, як правило, виконується із сталевих труб, усередині яких рухаються гази, а ззовні вони обтікаються повітрям.

Таблиця 1.3 – Рекомендовані температури гарячого повітря, °С

Тип топки і вид палива	Паровидатність D, т/год		
	D < 10	D = 10...20	D > 20
Шарові топки:			
пісне вугілля і антрацит,	25 – 30	100 – 150	150 – 200
кам'яне і буре вугілля,	25 – 30	150 – 200	150 – 200
буре вугілля Б1,	100 – 150	150 – 200	150 – 250
торф і відходи деревини	200 – 210	200 – 250	200 – 250
Камерні топки з твердим шлаковидаленням:			
пісне вугілля і антрацит,	–	–	350 – 400
кам'яне вугілля з $W^п$ < 1,5,	–	–	250 – 300
кам'яне вугілля з $W^п$ < 1,5...5,	–	–	300 – 350
буре вугілля з $W^п$ > 5,	–	–	350 – 400
фрезерний торф	200 – 210	250 – 300	380 – 420
Камерні топки з рідким шлаковидаленням незалежно від виду палива	–	–	380 – 420
Газомазутні топки	25 – 30	100 – 150	200 – 300

Застосовуються чавунні ребристі економайзери системи "ВТИ" або "ЦККБ" і сталеві гладкотрубні економайзери киплячого і некиплячого типу. Чавунні економайзери дозволяється застосовувати в котлоагрегатах з тиском $P \leq 2{,}2$ МПа. Вони більш стійкі проти внутрішньої та зовнішньої корозії. В разі застосування сталевого економайзера некиплячого типу температура живильної води на виході з економайзера має бути не менше ніж на 30°С нижче температури насичення в барабані котлоагрегату. В котлах з малою паровидатністю $D \leq 25$ т/год можна застосувати комбіновані економайзери, верхня частина яких виконується сталевою, а нижня – чавунною.

Температури відхідних газів і підігрітого повітря мають бути погоджені в залежності від виду палива, типу топки і компонування хвостових поверхонь. Для високосірчистих і високовологих палив температура відхідних газів вибирається більшою для запобігання низькотемпературної корозії хвостових поверхонь нагріву [4]. Температуру відхідних газів можна приймати за даними табл.1.4.

Таблиця 1.4 – Рекомендовані температури відхідних газів, °С

Вид палива	Паровидатність D, т/год		
	D < 10	D = 10...20	D > 20
Тверде сухе ($W^n < 1{,}5$)	140 – 160	130 – 150	120 – 140
Тверде вологе ($W^n = 1{,}5...5$)	150 – 170	140 – 160	130 – 150
Тверде з високою вологістю $W^n > 5$	160 – 180	150 – 170	140 – 160
Мазут	160 – 180	140 – 160	130 – 155
Природний газ	140 – 150	130 – 140	120 – 130

Для високовологих твердих палив і мазуту вибрану температуру відхідних газів необхідно перевірити на імовірність сірчанокислої корозії на поверхні повітропідігрівника або економайзера (в разі відсутності повітропідігрівника) за методикою [4].

2 РОЗРАХУНКИ ОБ'ЄМІВ ПОВІТРЯ І ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ ПАЛИВА ТА ЇХ ЕНТАЛЬПІЙ

Склад робочої маси твердих і рідких палив наведений в додатку А (табл.А.1), а газоподібних палив – в табл.А.2. Теоретичні (що відповідають коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1$) об'єми повітря і продуктів згорання V°, $V^\circ_{RO_2}$, $V^\circ_{N_2}$, $V^\circ_{H_2O}$ обчислюються за відомими формулами [1 – 3, 6], що детально викладені в [5] і тому тут не наводяться. Крім того, значення цих об'ємів наведені також в [1]. Для обчислення ентальпій повітря і продуктів згорання палива необхідно знати коефіцієнти надлишку повітря в топці та газоходах котлоагрегату. Рекомендовані значення коефіцієнтів надлишку повітря на виході з топки $\alpha_т''$ наведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнта надлишку повітря на виході з топки $\alpha_т''$

Тип топки	Вид палива					
	Антрацит	Кам'яне вугілля	Торф	Буре вугілля	Мазут	Газ
Шарові механізовані топки з пневмомеханічними закидачами і шахтно-ланцюгові топки	1,5–1,6	1,3–1,4	1,3–1,4	1,3–1,4	-	-
Камерні топки з рідким шлаковидаленням	1,2–1,25	1,2	1,2	1,2	-	-
Камерні топки з рідким шлаковидаленням	1,2–1,25	1,2	1,2	1,2	-	-
Камерні газомазутні топки	-	-	-	-	1,1–1,15	1,05–1,1

Значення розрахункового коефіцієнта надлишку повітря в окремих перерізах газоходу визначаються за формулою

$$\alpha = \alpha_т'' + \sum \Delta\alpha \quad , \tag{2.1}$$

де $\sum \Delta\alpha$ – сума присмоктувань повітря в усіх газоходах між топкою і даним перерізом газоходу. Значення окремих присмоктувань $\Delta\alpha$ наведені в табл.2.2.

За визначеними значеннями теоретичних об'ємів повітря і димових газів, а також α за (2.1), обчислюють характеристики продуктів згорання, а їх значення заносять в табл.2.3. В цій таблиці величина $\alpha_{вз}$ характеризує частку виносу золи, яка для топок з твердим шлаковидаленням дорівнює 0,9 – 0,95, а для топок з рідким шлаковидаленням – 0,85 – 0,9.

Далі обчислюють ентальпії повітря і продуктів згорання палива за формулами

$$\begin{aligned} I^{o}_{пв} &= V^{o}(c\vartheta)_{пв} \quad , \\ I^{o}_{г} &= V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} + V^{o}_{N_2}(c\tau)_{N_2} + V^{o}_{H_2O}(c\vartheta)_{H_2O} \quad , \end{aligned} \tag{2.2}$$

де $(c\vartheta)_{пв}, (c\vartheta)_{RO_2}, (c\vartheta)_{N_2}, (c\vartheta)_{H_2O}$ – питомі ентальпії повітря, триатомних газів, азоту і водяної пари, відповідно, значення яких наведені в табл.2.4.

Ентальпію продуктів згорання для $\alpha > 1$ визначають за формулою

$$I_г = I^{o}_{г} + (\alpha - 1) \cdot I^{o}_{пв} \, . \tag{2.3}$$

Таблиця 2.2 – Частки присмоктування повітря в газоходах котлоагрегатів, які працюють з розрідженням в топці

Ділянки газового тракту	$\Delta\alpha$
Топкові камери:	
пиловугільні з твердим шлаковидаленням	0,1
пиловугільні з рідким шлаковидаленням	0,08
пиловугільні циклонні	0,03
шарові механічні та напівмеханічні	0,1
Газоходи:	
фестона і ширмового пароперегрівника	0
першого конвективного пучка	0,05
другого і третього конвективних пучків	0,1
пароперегрівника	0,05
сталевого економайзера:	
одноступінчастого	0,08
двоступінчастого (на кожний ступінь)	0,04
економайзера чавунного:	
з обшивкою	0,1
без обшивки	0,2
повітропідігрівника:	
одноступінчастого	0,06
двоступінчастого (на кожний ступінь)	0,03
пластинчастого (на кожний ступінь)	0,1

Таблиця 2.3 – Характеристики продуктів згорання палива в газоходах

Величина	Топка	Ділянки газоходів					
Коефіцієнт надлишку повітря в газоході							
Об'єм триатомних газів, $м^3/кг$ $(м^3/м^3)$ $V_{RO_2} = V^o_{RO_2}$							
Об'єм азоту, $м^3/кг$ $(м^3/м^3)$ $V_{N_2} = V^o_{N_2} + (\alpha - 1)V^o$							
Об'єм водяної пари, $м^3/кг$ $(м^3/м^3)$ $V_{H_2O} = V^o_{H_2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^o$							
Об'єм газів, $м^3/кг$ $(м^3/м^3)$ $V_Г = V_{RO_2} + V_{H_2} + V_{H_2O}$							
Об'ємні частки: $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_Г$ $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_Г$ $r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2}$							
Концентрація золи, $г/м^3$ $\mu = 100 \cdot A^P \cdot a_{в3} / V_Г$							

Таблиця 2.4 – Питомі ентальпії повітря, газів і золи

$\vartheta_г$, °С	$(c\vartheta)_{пв}$, кДж/м^3	$(c\vartheta)_{RO_2}$, кДж/м^3	$(c\vartheta)_{N_2}$, кДж/м^3	$(c\vartheta)_{H_2O}$, кДж/м^3	$(c\vartheta)_{зл}$, кДж/кг
30	39				
100	132	169	130	151	81
200	266	357	260	304	169
300	403	559	392	463	264
400	542	772	527	626	360
500	684	996	664	794	458
600	830	1222	804	967	561
700	979	1461	946	1147	663
800	1130	1704	1093	1335	768
900	1281	1951	1243	1542	874
1000	1436	2202	1394	1725	984
1100	1595	2457	1545	1926	1096
1200	1754	2717	1695	2131	1206
1400	2076	3240	2009	2558	1571
1600	2403	3767	2323	3001	1830
1800	2729	4303	2642	3458	2184
2000	3064	4843	2964	3926	2512
2200	3399	5387	3290	4399	2760

Якщо приведена величина виносу золи з топки $(A^p \cdot a_{вз} / Q_н^p) \cdot 10^3 > 1{,}5$, то в формулу (2.3) додають величину ентальпії золи

$$I_{зл} = (c\vartheta)_{зл} \cdot A^p \cdot a_{вз} / 100. \qquad (2.4)$$

Розрахунки ентальпій продуктів згорання палива для різних значень α в газоходах котлоагрегату зводять в табл.2.5.

Таблиця 2.5 – Ентальпії продуктів згорання в газоходах котла, кДж/кг (кДж/м^3) (I-ϑ таблиця)

t, °С ϑ, °С	$I^o_{пв}$	$I^o_г$	$I_{зл}$	Коефіцієнти надлишку повітря в газоходах					
				$\alpha''_т$	α_I	α''_II	α''_III	α''_IV	α''_V
100									
200								-------	
300							--------		
400						--------			
500									------
600									
700					--------			-------	
800				--------					
900							--------		
1100						--------			
1200									
1400					--------				
1600									
1800									
2000									
2200				--------					

В табл.2.5 рисками позначені межі температур, для яких обчислюють значення ентальпій в даному газоході. Кількість газоходів повинна відповідати схемі котлоагрегату (див. рис.1.1 і 1.2).

За даними табл.2.5 на міліметровому папері в зручному масштабі будують I–ϑ діаграму (рис.2.1), за допомогою якої легко (без лінійної інтерполяції) визначаються температури або ентальпії в газоходах котла, а також питомі теплосприймання в поверхнях нагріву.

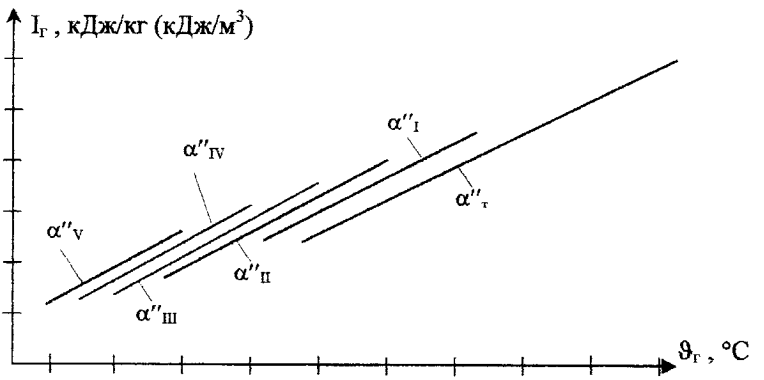

Рисунок 2.1 – I–ϑ діаграма продуктів згорання

3 ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС І ККД КОТЛОАГРЕГАТУ

Ефективність використання палива в котлоагрегаті залежить, в основному, від повноти згорання палива і міри охолодження продуктів згорання в поверхнях нагріву. Більша частина теплоти, яка вноситься в топку котлоагрегату витрачається на процес генерації пари. Ця теплота називається корисною. Решта теплоти втрачається через наявність різного роду втрат. Розподіл наявної теплоти на корисну і втрачену здійснюється шляхом складання теплового балансу.

В загальному вигляді рівняння теплового балансу для усталеного режиму роботи в розрахунку на 1 кг або 1 м^3 палива, що спалюється в топці, записується таким чином, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_н = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad , \qquad (3.1)$$

де $Q_н$ - наявна теплота, яка вноситься в котлоагрегат;

Q_1- корисна теплота, яка витрачена на генерацію пари;

Q_2 - втрати теплоти з відхідними газами, які видаляються з котлоагрегату;

Q_3 – втрата від хімічної неповноти згорання палива;

Q_4 – втрата від механічної неповноти згорання палива;

Q_5 – втрата теплоти від зовнішнього охолодження (через зовнішні поверхні) котлоагрегату;

Q_6 – втрата з фізичною теплотою шлаків, які видаляються з топки.

Якщо рівняння (3.1) поділити на $Q_н$, то рівняння теплового балансу може бути визначено в частках

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 , \qquad (3.2)$$

де $q_1 = Q_1 / Q_і$, $q_2 = Q_2 / Q_і$ і т.д.

Відношення корисної частки теплоти до наявної є коефіцієнт корисної дії котлоагрегату брутто (без урахування витрат теплоти і електроенергії на власні потреби), тобто

$$\eta_к^{бр} = q_1 . \qquad (3.3)$$

Визначення ККД за (3.2) з попереднім обчисленням всіх часток втрат теплоти називають розрахунком ККД за зворотним тепловим балансом

$$\eta_к^{бк} = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) . \qquad (3.4)$$

Саме таким чином він визначається під час теплових розрахунків котлоагрегату.

Наявна теплота котлоагрегату, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_н = Q_н^р + Q_{пал} + Q_{зпв} + Q_{фор} , \qquad (3.5)$$

де $Q_н^р$ – нижча теплота згорання палива, яка наведена в додатку А;

$Q_{пал} = C_{пал} \cdot t_{пал}$ – фізична теплота палива, яке попередньо підігрівається;

$C_{пал}$ – теплоємність палива;

$Q_{зпв} = \beta^I \cdot \left(\left(I^\circ_{пв} \right)' - I^\circ_{хп} \right)$ – теплота, яка вноситься в топку котлоагрегату з повітрям в разі його підігрівання ззовні котла;

$\beta' = \alpha''_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{спг} + \Delta\alpha_{пвп}$ – коефіцієнт надлишку повітря на вході в топку;

$\alpha''_т$ – коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки з табл.2.1;

$\Delta\alpha_т$ – частка присмоктувань в топці (табл.2.2);

$\Delta\alpha_{спг}$ – частка присмоктувань в системі пилоготування (табл.3.1);

$\Delta\alpha_{пвп}$ – частка присмоктувань в повітропідігрівнику (табл. 2.2);

$t_{пал}$ – температура палива перед топкою;

$Q_{фор} = G_п \cdot (h_п - 2510)$ – теплота, яка вноситься в топку з паровим розпиленням палива;

$G_п$, $h_п$ – витрата та ентальпія пари, що йде на розпилення палива.

Для мазуту теплоємність визначається за формулою, кДж/(кг·К)

$$C_{маз} = 1{,}74 + 2{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot t_{маз} \; ; \qquad (3.6)$$

Таблиця 3.1 – Значення присмоктувань в системі пилоготування

Характеристика пилосистеми	$\Delta\alpha_{сп}$
Шарові барабанні млини з проміжним бункером і сушкою гарячим повітрям	0,1
Шарові барабанні млини з проміжним бункером і сушкою сумішшю повітря з топковими газами	0,12
Молоткові млини та валкові млини, що працюють з розрідженням	0,04
Млинкові вентилятори з підсушкою	0,22

Частку втрат теплоти від хімічної неповноти згорання, а також частку втрат від механічної неповноти згорання приймають за середньостатистичними даними, які визначені в процесі експлуатації топкових пристроїв різних конструкцій (табл. 3.2 – 3.5).

Таблиця 3.2 – Характеристики шарових механізованих топок

Тип топки	Вид палива	Допустимі теплові напруги		Частки втрат теплоти		Частка виносу золи
		площі дзеркала горіння, q_R, кВт/м^2	Об'єм топки q_v, кВт/м^3	q_3	q_4	$a_{вн}$
1	2	3	4	5	6	7
З пневмомеханічними закидачами і з ланцюговою решіткою прямого ходу	Антрацит	930–1200	300–450	0,005	0,1–0,13	0,1
	Кам'яне вугілля	1200	300–450	0,015	0,04	0,1-0,2
Те ж, з решіткою зворотного ходу	Кам'яне вугілля	1200	300–450	0,025	0,05	0,12
	Буре вугілля	1600	300–450	0,045	0,065	0,1-0,2
Шахтно-ланцюгова	Торф ($A^п = 0{,}7$)	1850	300–450	0,01	0,02	–
Шахтна з похилою решіткою	Торф ($A^п = 0{,}6$)	1300	250–350	0,020	0,02	–

Частка теплоти, яка втрачається з відхідними газами, визначається за формулою

$$q_2 = \left(I_{вг} - \alpha_{вг} \cdot I^{o}_{хп}\right)\left(1 - q_4\right)/Q_н \,, \qquad (3.7)$$

де $I_{вг}$ – ентальпія відхідних газів, яка визначається за (2.3) для прийнятої температури відхідних газів $\vartheta_{вг}$ і надлишку повітря $\alpha_{вг}$ за (2.1).

Таблиця 3.3 – Характеристики камерних топок з твердим шлаковидаленням

Вид палива	Допустиме теплове напруження об'єму топки в залежності від паровидатності D, т/год q_v, кВт/м^3				Втрати, %					$a_{вн}$
					$q_4 = f(D)$				q_3	
	25	35	50	>50	25	35	50	>50		
Антрацит	80	170	150	140	7	7	6	6	0	0,95
Напівантрацит	200	180	170	150	5	5	4	4	0	0,95
Пісне вугілля	230	200	180	170	3	3	2	2	0	0,95
Кам'яне вугілля	250	210	190	180	5	3	2	3-5	0,5	0,95
Буре вугілля	280	250	210	190	3	2	2	1	0,5	0,95
Фрезерний торф	260	210	190	170	3	2	2	1	0,5	0,95

Таблиця 3.4 – Характеристики камерних відкритих і напіввідкритих топок з рідким шлаковидаленням

Величина	Відкриті топки				Напіввідкриті топки (з перегином)			
	Антрацит і напівантрацит	Пісне вугілля	Кам'яне вугілля	Буре вугілля	Антрацит і напівантрацит	Пісне вугілля	Кам'яне вугілля	Буре вугілля
Допустиме теплове напруження топкового об'єму, q_v, кВт/м^3	150	180	190	210	170	200	200	230
Втрата теплоти від хімічної неповноти згорання, q_3, %	0	0	0,5	0,5	0	0	0,5	0,5
Втрата теплоти від механічної неповноти згорання, q_4,%	4	1,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	4
Частка виносу золи з димовими газами	0,85	0,8	0,8	0,75	0,85	0,75	0,75	0,7

Таблиця 3.5 – Характеристики камерних топок для спалювання горючих газів та мазуту

Паливо	Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки, $\alpha''_т$	Допустиме теплове напруження об'єму топки, q_V, кВт/м^3	Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання палива, q_3, %
Мазут	1,1 – 1,15	290	0,5
Природний, супутній та коксовий гази	1,1 – 1,15	350 – 460	0,5
Доменний газ	1,1–1,15	230	1,4

Примітка до табл. 3.5: втрати теплоти від механічної неповноти згорання палива незначні і їх можна не враховувати.

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження визначають із рис.3.1.

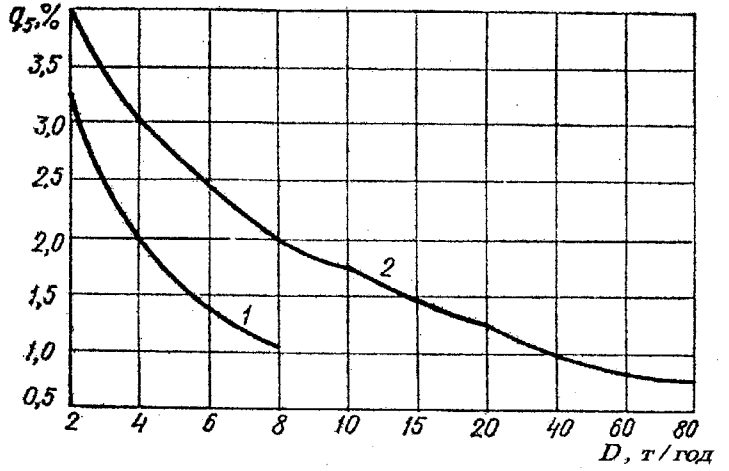

Рисунок 3.1 – Графік для визначення q_5: 1 – котел без хвостових поверхонь; 2 – котел з хвостовими поверхнями

Втрати теплоти зі шлаком обчислюються за формулою

$$q_6 = \left[(1 - a_{вн})(c\vartheta)_з \cdot 0{,}01 \cdot A^р\right] / Q_н \quad , \tag{3.8}$$

де $A^р$ – зольність палива, наведена в додатку А, а $(c\vartheta)_з$ – в табл.2.4.

Коефіцієнт збереження теплоти

$$\varphi = 1 - [q_5 / (\eta_к + q_5)] \quad , \tag{3.9}$$

де $\eta_к$ – ККД котлоагрегату, який визначається за (3.4).

Корисна потужність котлоагрегату, МВт

$$Q_к = Q_1 = \left[D_{пп}\left(h_{пп} - h'_{жв}\right) + D_{нп}\left(h_{нп} - h'_{жв}\right) + D_{пр}\left(h_{кв} - h'_{жв}\right)\right] \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

де $D_{пп}$, $D_{нп}$ – витрати перегрітої пари, насиченої пари відповідно, кг/с;

$G_{пр} = p\left(D_{пп} + D_{нп}\right)$ – витрата продувальної води, кг/с;

p – частка безперервної продувки;

$h_{пп}$, $h_{нп}$, $h_{кв}$, $h'_{жв}$ – ентальпія перегрітої пари, насиченої пари, води в барабані та живильної води, відповідно, кДж/кг.

Необхідна витрата робочого палива, кг/с ($м^3$/с)

$$B_р = Q_к\left(1 - q_4\right)/Q_н . \quad (3.11)$$

4 РОЗРАХУНКИ ТОПКОВОЇ КАМЕРИ

Для виконання перевірних розрахунків потрібно скласти розрахункову схему топки і визначити межі внутрішнього об'єму топкової камери, а також довжину і конструктивні характеристики поверхонь нагріву. За наявності екранів, які закриті вогнетривкими матеріалами, треба також визначити їх розміри та площу поверхні. Приклад схеми топкової камери наведений на рис.4.1.

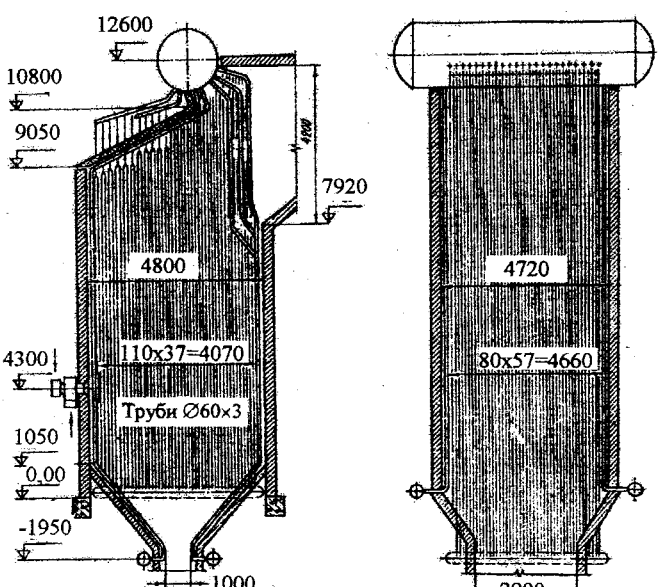

Рисунок 4.1 – Схема камерної топки котлоагрегату

За допомогою схеми топки обчислюють площу стін топкової камери $F_{ст}$, об'єм $V_т$, відкриту і закриту променеспримальну поверхню $F_в$ і $F_з$, відповідно, а також поверхню дзеркала горіння для шарових топок R. Розрахунки площ стін і об'єму топкової камери зводять в табл. 4.1.

Теплові напруження визначають за формулами, кВт/м^3, кВт/м^2

$$q_V = Q_н \cdot B_р / V_т, \qquad q_R = Q_н \cdot B_р / R. \tag{4.1}$$

У вихідному перерізі топки її об'єм обмежується поверхнею, що проходить через осі труб першого ряду фестону або трубного пучка. Нижньою межею топки є поверхня шару палива (для шарових топок), під газомазутних топок і топок з рідким шлаковидаленням, умовна площина середини холодної воронки для топок з твердим шлаковидаленням. Шар палива в шарових топках приймають рівним до 150 мм для антрациту, до 200 мм для кам'яного вугілля, до 300 мм для бурого вугілля і до 400 мм для торфу.

Якщо значення q_V і q_R, що обчислені за (4.1), перевищують рекомендовані значення в табл. 3.1 – 3.4, то необхідно прийняти їх максимальні табличні значення і внести зміни в конструкцію топки. Для камерних топок змінюють, як правило, висоту топки. Для шарових топок варіанти змін наведені в [3].

Таблиця 4.1 – Розрахункові конструктивні характеристики топкової камери

Найменування	Стіни топки				Вихідне вікно топки	Сумарне значення
	Фронтальна	Бокові	Задня	Під, холодна воронка		
Повна площа стіни і вихідного вікна, $F_{ст}$, м^2						
Зовнішній діаметр труб, d, м						
Крок труб, S, м						
Відстань від осі труб до стіни, e, м						
Відношення S/d						
Відношення e/d						
Освітлена довжина труб, l, м						
Відстань між осями крайніх труб, b, м						
Площа, яка зайнята променеспримальною поверхнею:						
відкрита, $F_в$, м^2,						
закрита, $F_з$, м^2,						
сумарна, F, м^2						
Площа променеспримальних поверхонь екранів:						
відкритих, $H_в$, м^2,						
закритих, $H_з$, м^2,						
сумарна, $H_{пр}$, м^2						
Ступінь екранування, χ						

Площа загальної променеспримальної поверхні дорівнює сумі таких поверхонь окремих ділянок, м^2

$$H_{пр} = \Sigma F_i \cdot x_i \,, \qquad (4.2)$$

де $F_i = b \cdot l$ – площа окремої променеспримальної поверхні, м^2;

x_i – кутовий коефіцієнт даної ділянки, який враховує відстань між трубами та від труб до стінки, тобто зворотне випромінювання від стін, і визначається із рис.4.2.

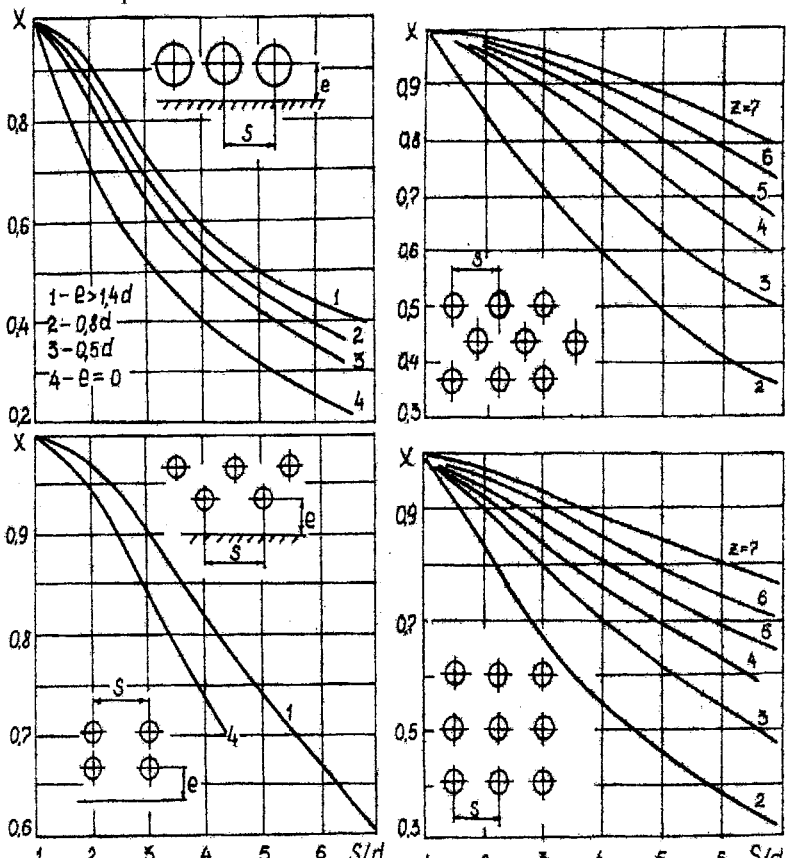

Рисунок 4.2 – Графіки для визначення кутових коефіцієнтів гладкотрубних екранів

Середню освітлену довжину труб екрана визначають за дійсною конфігурацією труб і розміром окремих ділянок даної конфігурації згідно з кресленням. Для екрана двобічного опромінювання $F = 2 \cdot b \cdot l$, із F виключають площі, які займають амбразури пальників, лазів та ін. Для плавцевих, обшипованих екранів, а також екранів закритих вогнетривкими мате-

ріалами x = 1. Таке саме значення кутового коефіцієнта приймають для визначення променеспримальної поверхні у вихідному вікні топки і поза ним (фестон, випарні пучки, ширми, пароперегрівник). Площа променеспримальної поверхні в перерізі вихідного вікна дорівнює добутку розмірів вікна $F = a \cdot b$, де за розрахункову ширину вікна приймають фактичну ширину, яка виміряна між площинами осі труб бокових екранів або боковими стінками топки, якщо бокові екрани відсутні в області вихідного вікна. Визначені площі променеспримальних поверхонь топки заносять в табл.4.1.

Відношення сумарної за (4.2) променеспримальної поверхні топки до загальної поверхні стін називають ступенем екранування

$$\chi = H_{пр} / F_{ст} . \qquad (4.3)$$

Внаслідок закриття ділянок екранів вогнетривкими матеріалами або забруднення відкритих ділянок їх теплосприймання зменшується. Середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів

$$\psi_{ср} = (H^{в}_{пр} \cdot \xi_{в} + H^{з}_{пр} \cdot \xi_{з}) / F_{ст}, \qquad (4.4)$$

де $H^{в}_{пр}$ і $H^{з}_{пр}$ – площа променеспримальної поверхні відкритих і закритих екранів, відповідно, які наведені в табл.4.1;

$\xi_{в}$ і $\xi_{з}$ – коефіцієнт забруднення відкритих і закритих екранів, що визначаються з табл.4.2.

Таблиця 4.2 – Умовні коефіцієнти забруднення екранів ξ

Тип екранів	Вид палива	Коефіцієнт
Відкриті гладкотрубні та плавцеві екрани	Газ	0,65
	Мазут	0,55
	Кам'яне вугілля	0,45
	Буре вугілля	0,55
	Вугілля СС	0,4
	Всі види палива при шаровому спалюванні	0,6
Екрани, що закриті вогнетривкими матеріалами	Всі види палива	0,2
Екрани, що закриті шамотною цеглою	Всі види палива	0,1

Товщина випромінювального шару, м

$$S = 3{,}6 \cdot V_{т} / F_{ст} . \qquad (4.5)$$

Відносний рівень розташування пальників

$$x_{п} = h_{п} / H_{т}, \qquad (4.6)$$

де $h_п$ і $H_т$ – висота розташування пальників від поду топки або від середини холодної воронки і загальна висота топки, відповідно, м.

Для шарових топок $x_п = 0,1$. Для камерних топок з горизонтальним розташуванням пальників в (4.6) вноситься поправка, яка враховує зміщення максимуму температури в топці відносно рівня розташування пальників

$$x_п = x_п + \Delta x \ , \qquad (4.7)$$

де $\Delta x = 0,1$ для прямотокових пальників;

$\Delta x = 0,15$ за наявності розсікачів, які спрямовують потік донизу.

Параметр, що характеризує характер розподілу температур в топці:

– – для газомазутних топок

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x \ ; \qquad (4.8)$$

– – для камерних і шарових топок

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x \ ; \qquad (4.9)$$

– – для камерних топок, в яких спалюються антрацити, напівантрацити, пісне вугілля

$$M = 0,56 - 0,5 \cdot x \ . \qquad (4.10)$$

Теплота, яка вноситься в топку з повітрям, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пв} = (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{спг})I^{o}_{гп} + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{спг})I^{o}_{хп} , \qquad (4.11)$$

де $I^{o}_{гп}$ та $I^{o}_{хп}$ - ентальпія гарячого (після повітропідігрівника) та холодного (присмоктувань) повітря відповідно, які визначаються з I–ϑ таблиці або I–ϑ діаграми для прийнятих температур гарячого і холодного повітря (див. табл.1.3).

Корисне тепловиділення в топці, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_т = Q_н(1 - q_3 - q_4 - q_6)/(1 - q_4) + Q_{пв} - Q_{зпв} , \qquad (4.12)$$

де $Q_{зпв}$ визначається за (3.5).

Теоретична або адіабатна температура горіння $\vartheta_а$ визначається з I–ϑ таблиці або I–ϑ діаграми за величиною $Q_т$. Далі із табл.4.3 орієнтовно приймають температуру на виході з топки $\vartheta''_т$ і за допомогою I–ϑ діаграми визначають ентальпію газів на виході з топки $I''_т$.

Середня сумарна теплоємність продуктів згорання, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Vc_{ср} = (Q_т - I''_т)/(\vartheta_а - \vartheta''_т) \ . \qquad (4.13)$$

Добуток, м · МПа

$$P_п S = P \cdot r_п \cdot S \ , \qquad (4.14)$$

де P – тиск в топці, МПа;

$r_п$ – частка триатомних газів та водяної пари, визначається з табл.2.3;

S – товщина випромінювального шару за (4.5).

Таблиця 4.3 – Орієнтовні значення температур на виході з топки

Вид палива	Температура $\vartheta_т''$, °С
Антрацити А, напівантрацити НА, газове Г, малоспікливе МС, пісне П вугілля	1050
Буре вугілля Б	950 – 1000
Мазут	1100 – 1150
Газ	1050 – 1100

Коефіцієнт послаблення променів топковим середовищем для спалювання твердого палива

$$K = K_{зл} \cdot \mu_{зл} + K_к \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 + K_г^0 \cdot r_п \,, \qquad (4.15)$$

де $K_{зл}$, $K_к$, $K_г^0$ – коефіцієнт ослаблення променів частинками золи, коксу і газами; χ_1, χ_2 – коефіцієнти, які враховують вплив концентрації коксових частинок у факелі; $\mu_{зл}$ – концентрація золи в газах (табл.2.3).

В розрахунках приймається $K_к = 10$; для антрациту, напівантрациту і пісного вугілля $\chi_1 = 1$; для інших видів палива $\chi_1 = 0{,}5$; для камерних топок $\chi_2 = 0{,}1$; для шарових топок $\chi_2 = 0{,}03$. Значення $K_г^0$ визначається із рис. 4.3.

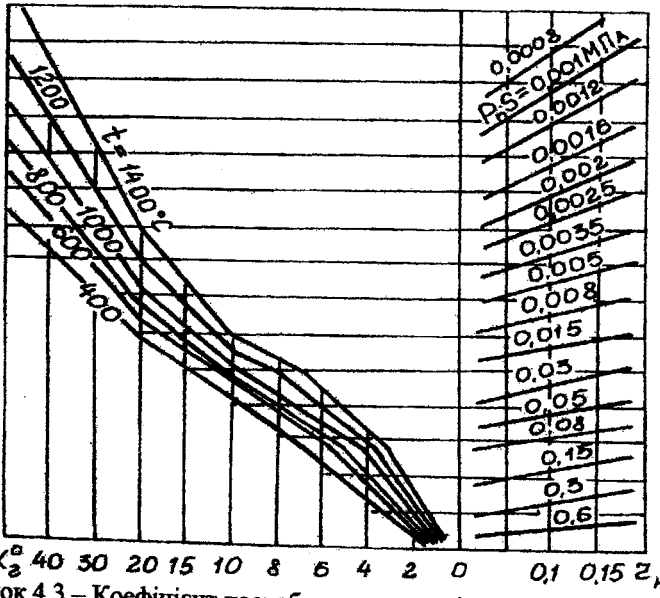

Рисунок 4.3 – Коефіцієнт послаблення променів триатомними газами

Величина $K_{зл}\mu_{зл}$ із формули (4.15) визначається за залежністю

$$K_{зл}\mu_{зл} = \frac{10^4 \cdot A_{зл}}{\sqrt[3]{\left(T_т''\right)^2}} \cdot \frac{\mu_{зл}}{1 + 1{,}2 \cdot \mu_{зл} \cdot S} \,, \qquad (4.16)$$

де $A_{зл}$ – коефіцієнт, який залежить від виду палива: для вугілля марки АШ $A_{зл} = 1{,}00$; для кам'яного та пісного – 0,80; для бурого – 0,75; для сланців – 0,75; для торфу – 0,6;

$T_т''$ – абсолютна температура на виході з топки, К.

Коефіцієнт ослаблення променів топковим середовищем для спалювання рідкого або газового палива

$$K = K_г^0 \cdot r_п + m \cdot K_с \,, \qquad (4.17)$$

де $K_с$ – коефіцієнт послаблення променів частинками сажі, $(м \cdot МПа)^{-1}$

$$K_с = \frac{1{,}2}{1 + \alpha_т''} \left(\frac{C^р}{H^р} \right)^{0,4} \left(1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot T_т'' - 0{,}5 \right) \,; \qquad (4.18)$$

m – коефіцієнт заповнення камери променистим полум'ям, який приймається для спалювання мазуту в газощільних котлах m = 0,3, в негазощільних m = 0,6, а при спалюванні газу m = 0,1;

$C^р / H^р = 0{,}12 \sum (m/n) C_m / H_п$ – коефіцієнт вмісту вуглецю та водню.

Сумарна оптична товщина топкових газів KPS

$$KPS = K \cdot P \cdot S \,. \qquad (4.19)$$

Міру чорноти факелу (продуктів згорання) $a_ф$ визначають за формулою $a_ф = 1 - e^{-KPS}$ або із рис.4.4 , а із рис.4.5 – міру чорноти топки $a_т$.

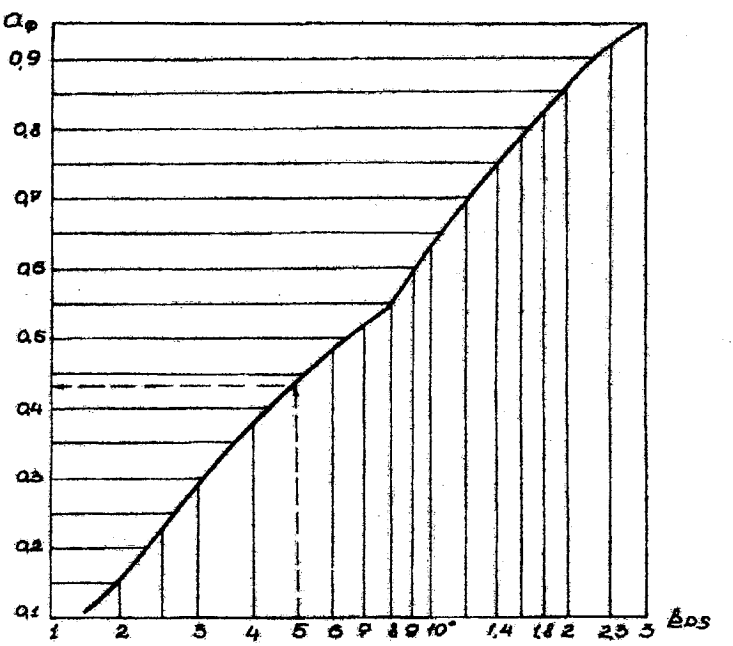

Рисунок 4.4 – Номограма для визначення $a_ф$

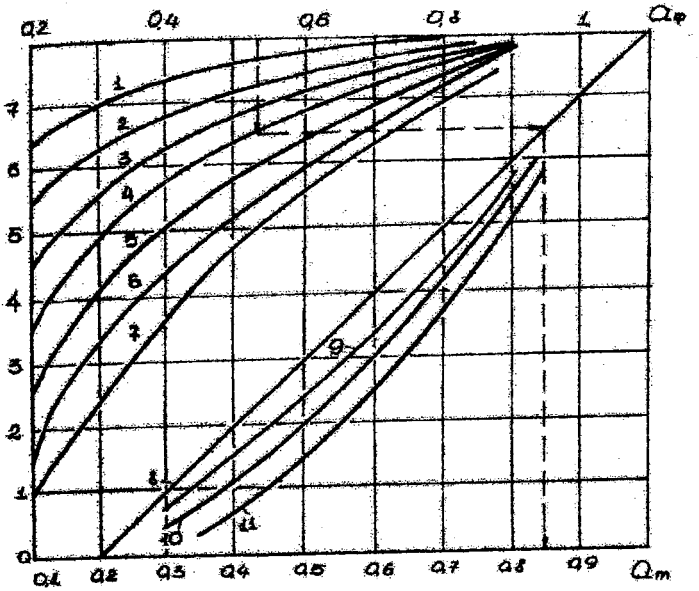

Рисунок 4.5 – Міра чорноти топки:
1 – $\psi = 0{,}05$; 2 – 0,1; 3 –0,15; 4 – 0,2; 5 – 0,3; 6 – 0,4;
7 – 0,6; 8 – $\rho = R/F_{ст} = 0$; 9 – 0,05; 10 – 0,1; 11 – 0,2.

Температуру газів на виході з топки визначають за формулою, °С

$$\vartheta_т'' = \frac{T_a}{M\left(\frac{5{,}67 \cdot \psi_{ср} \cdot F_{ст} \cdot a_т \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_р \cdot Vc_{ср}}\right)^{0{,}6} + 1} - 273. \qquad (4.19)$$

Якщо розбіжність між прийнятою і визначеною за (4.19) температурами $\vartheta_т''$ не перевищує ± 2%, то розрахунки не уточнюються.

В разі більших розбіжностей розрахунки уточнюються для прийнятого значення $\vartheta_т''$, яке наближене до значення, отриманого за (4.19).

Температуру газів на виході з топки можна також визначити із номограми, наведеної на рис.4.6.

Згідно з методикою, що наведена в [2] температуру газів на виході з топки можна визначити за залежністю

$$\vartheta_т'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot Bu^{0{,}3}\left(\frac{5{,}67 \cdot \psi_{ср} \cdot F_{ст} \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_р \cdot Vc_{ср}}\right)^{0{,}6} + 1} - 273, \qquad (4.20)$$

де критерій Бугера (Bu) визначається за залежністю

$$Bu = KPS; \qquad (4.21)$$

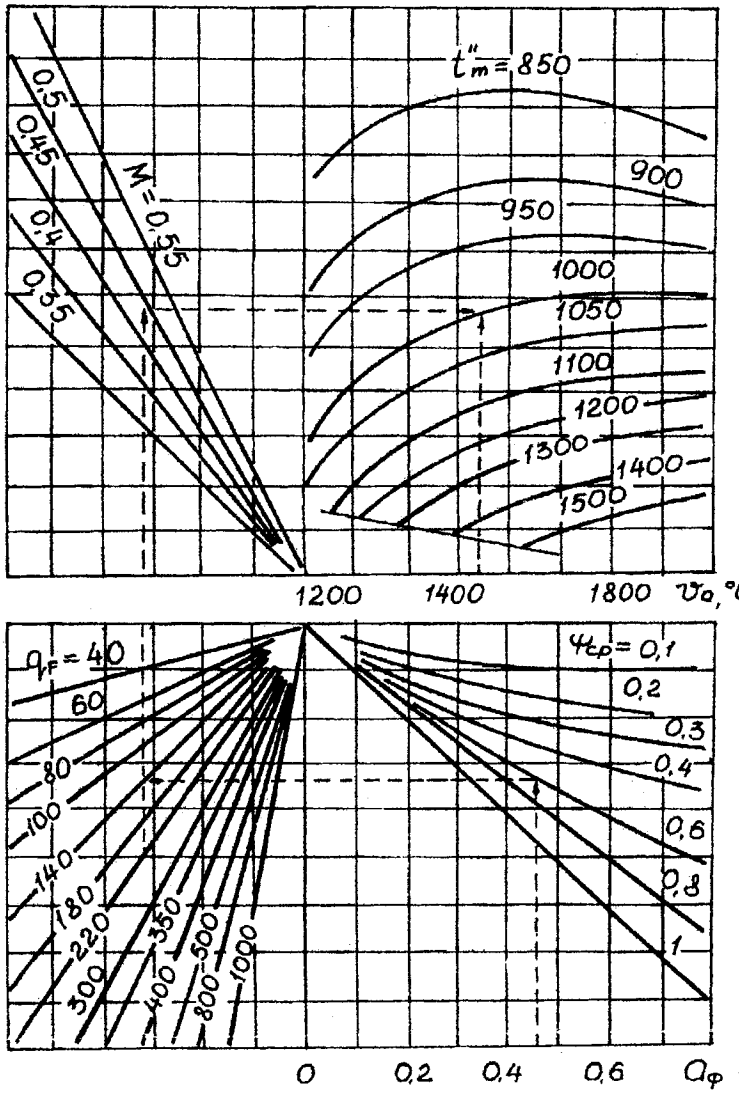

Рисунок 4.6 – Номограма для розрахунків теплообміну в камерних топках

M – параметр, який для камерних топок визначається за формулою

$$M = M_0 (1 - 0{,}4 x_{\text{п}}) \sqrt[3]{r_v} \ , \qquad (4.22)$$

а для шарових топок

$$M = M_0 (1 + \rho) \sqrt[3]{r_v} \ ; \qquad (4.23)$$

де M_0 – коефіцієнт, що приймається:

– для пиловугільних топок з твердим шлаковидаленням, зустрічним або тангенціальним розташуванням пальників $M_0 = 0{,}46$;

– те ж з фронтовим розташуванням пальників $M_0 = 0{,}42$;

– для пиловугільних топок з рідким шлаковидаленням $M_0 = 0{,}44$;

– для шарових топок $M_0 = 0{,}46$;

– для газомазутних топок з настінними пальниками $M_0 = 0{,}40$;

– для газомазутних топок з подовими пальниками $M_0 = 0{,}36$;

r_v – коефіцієнт забаластованості топкових газів, за відсутності рециркуляції газів приймається $r_V = V_г / (V^0_{N_2} + V_{RO_2})$, в іншому випадку використовується методика, що наведена в [2];

$\rho = R / F_{ст}$ – відношення площі дзеркала горіння до площі стін топки;

$B\tilde{u}$ – ефективне значення критерію Бугера, яке визначається

$$B\tilde{u} = 1{,}6 \cdot \ln\left(\frac{1{,}4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1{,}4 \cdot Bu^2 - Bu + 2}\right). \qquad (4.24)$$

Загальне променисте теплосприймання топки, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_T^{пр} = \varphi \cdot (Q_т - I_т''). \qquad (4.25)$$

Питоме навантаження поверхонь нагріву і стін топки, кВт/м^2

$$q_{пр} = B_р \cdot Q_т^{пр} / H_{пр}, \qquad (4.26)$$

$$q_F = B_р \cdot Q_т^{пр} / F_{ст}. \qquad (4.27)$$

В конструктивно-перевірних розрахунках визначають площу променесприймальних поверхонь. Для цього із рис.4.6 в зворотному порядку визначають середнє значення $\psi_{ср}$ для фіксованої температури $\vartheta_т''$.

Тоді сумарна ефективна площа променесприймальних поверхонь топки дорівнюватиме, м^2

$$\sum \xi \cdot H_{пр} = \psi_{ср} \cdot F_{ст} \quad . \qquad (4.28)$$

Якщо ця площа відрізняється від площі, що визначена в (4.2), то найбільш простим засобом корегування її величини є закриття ділянок екранів вогнетривкими матеріалами або зняття їх із закритих екранів. Іншим засобом корегування є коректування температури газів на виході з топки.

Поверхня стін із закритими екранами використовується як запалювальний пояс, який в разі правильного розташування створює сприятливі умови для займання палива, що разом з повітрям надходить із пальників.

Відповідно до цього треба, в першу чергу, закривати частину екранних труб навколо пальників.

5 РОЗРАХУНКИ ФЕСТОНА І ВИПАРНИХ ПУЧКІВ

Фестоном називають поверхню нагріву на виході з топки, яка утворена кількома рядами труб заднього екрана (рис. 5.1). Якщо за фестоном розташовані випарні пучки, то їх розрахунки виконуються разом із фестоном. Фестон і випарні пучки з'єднані з барабаном котлоагрегату і визначають компонувальну схему. Якщо перед фестоном або випарним пучком розташований ширмовий (радіаційно-конвективний) пароперегрівник, то його розрахунки виконують перед розрахунком випарних поверхонь.

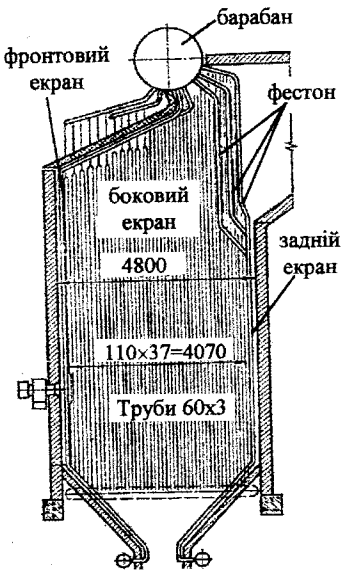

Рисунок 5.1 – Схема фестона

Спочатку складають розрахункову схему і визначають конструктивні характеристики поверхні (рис. 5.1): зовнішній діаметр труб d_3 ; кількість труб в одному ряді Z_1 ; кількість рядів Z_2 ; загальну кількість труб Z; середню довжину труб l ; розташування труб в пучку (коридорне або шахове); кроки між трубами S_1 і S_2 ; відносні кроки S_1/d і S_2/d ; розміри перерізу газоходу a і b ; повну площу поверхні нагріву $H_ф$; площу поверхонь труб, що належать до бокових екранів в зоні фестона, $H_е$.

Площа поверхні нагріву фестона, м^2

$$H_ф = \pi \cdot d \cdot \ell \cdot Z \,. \qquad (5.1)$$

Площа перерізу для проходу газів, м^2

$$F_г = a \cdot b - Z_1 \cdot d \cdot \ell \,. \qquad (5.2)$$

Температура і ентальпія газів на вході в фестон дорівнюють температурі та ентальпії газів на виході з топки, тобто $\vartheta_ф' = \vartheta_т''$, $I_ф' = I_т''$.

Температура газів на виході з фестона приймається з подальшим її уточненням: $\vartheta_ф'' = \vartheta_ф' - \Delta\vartheta$. Орієнтовні значення різниці температур $\Delta\vartheta$ можна приймати за рекомендаціями [1]: $\Delta\vartheta$ = 30...60 °С, якщо $Z_2 < 3$; $\Delta\vartheta$ = 40...80 °С, якщо $Z_2 > 3$; $\Delta\vartheta$ = 90...200 °С для фестона і випарного пучка, які розташовані перед пароперегрівником; $\Delta\vartheta$ = 150...600 °С для випарних труб, що розташовані поза пароперегрівником; $\Delta\vartheta$ = 500...700 °С

для котлоагрегатів, які не мають пароперегрівників. При цьому менші значення стосуються котлоагрегатів з розвинутими хвостовими поверхнями.

Для прийнятого значення $\Delta\vartheta$ визначають величину $\vartheta_ф''$, а також значення $I_ф''$ за допомогою I–ϑ діаграми або I–ϑ таблиці.

Теплосприймання фестона, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_ф = \varphi \cdot (I_ф' - I_ф'') . \qquad (5.3)$$

За допомогою таблиць води і водяної пари визначають температуру насичення $t_н$ для заданого тиску в барабані $P_б$. Середня різниця температур між теплоносіями для будь-яких компонувальних схем руху визначається як середньологарифмічна, °С

$$\Delta t_ф = (\Delta t_б - \Delta t_н)/\ln(\Delta t_б / \Delta t_н) , \qquad (5.4)$$

де $\Delta t_б$, $\Delta t_м$ – більша і менша різниця температур, °С, які складають

$$\Delta t_б = \vartheta_ф' - t_н , \quad \Delta t_м = \vartheta_ф'' - t_н . \qquad (5.5)$$

Середня температура газів, °С

$$\vartheta_{ср} = 0{,}5(\vartheta_ф' + \vartheta_ф'') . \qquad (5.6)$$

Середня швидкість газів, м/с

$$w_г = B_р \cdot V_г \cdot (\vartheta_{ср} + 273)/(273 \cdot F_г) , \qquad (5.7)$$

де $V_г$ вибирається з табл.2.3 для певного газоходу.

· Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби $\alpha_к$ визначається з номограм, наведених на рис.5.2 – 5.4 в залежності від характеристик пучків.

Ефективна товщина випромінювального шару, м

$$S = 0{,}9 \cdot d_з \cdot [4 \cdot S_1 \cdot S_2 /(\pi \cdot d_з^2) - 1] . \qquad (5.8)$$

Сумарна поглинальна властивість триатомних газів P_nS, м·МПа, визначається за формулою (4.14).

Далі з рис.4.3 визначають значення $K_г$ і за формулою (4.15) або (4.17) обчислюють коефіцієнт ослаблення променів K, сумарну оптичну товщину газового потоку KPS.

Після цього із рис.4.4 визначають міру чорноти випромінювального середовища $a_ф$.

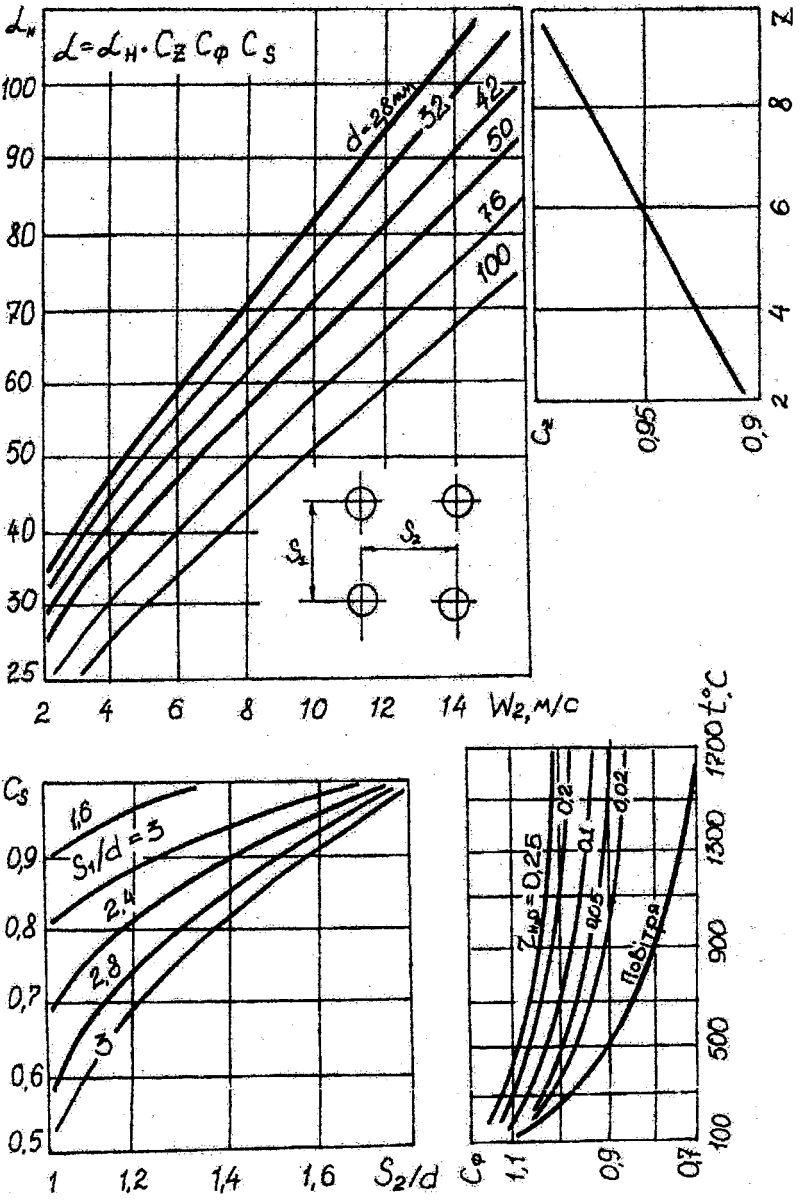

Рисунок 5.2 – Коефіцієнт тепловіддачі для поперечного обтікання коридорних пучків труб

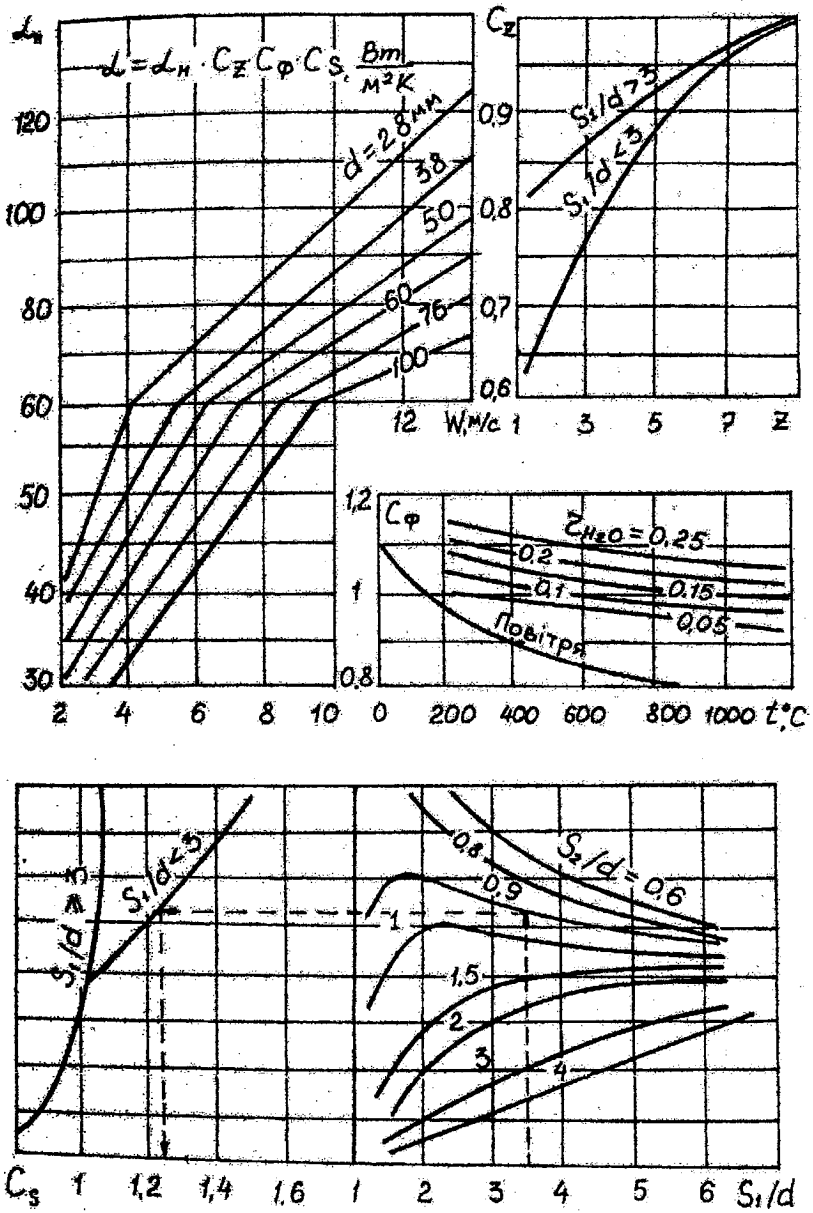

Рисунок 5.3 – Коефіцієнт тепловіддачі для поперечного обтікання шахових пучків труб

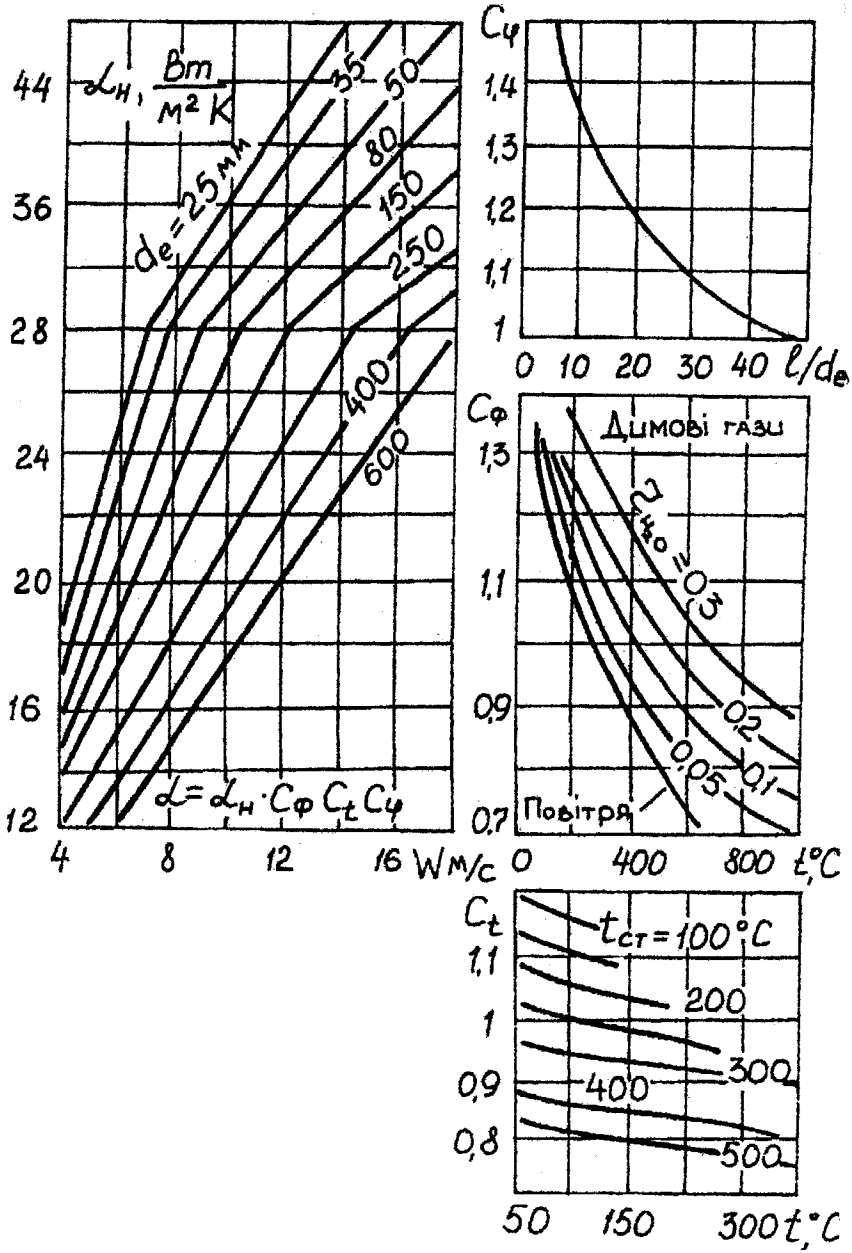

Рисунок 5.4 – Коефіцієнт тепловіддачі для повздовжнього обтікання пучків труб

Температура забрудненої стінки труби, °С

$$t_{ст} = t_н + \Delta t_з \ , \qquad (5.9)$$

де $\Delta t_з = 80$ °С для труб фестона і $\Delta t_з = 60$ °С для труб випарних пучків в разі спалювання твердих і рідких палив, в разі спалювання газового палива $\Delta t_з = 25$ °С.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газового потоку до стінки труби, Вт/(м^2 · К)

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр}) \ , \qquad (5.10)$$

де ξ – коефіцієнт використання поверхні нагріву: $\xi = 1$ для котлоагрегатів із П – подібною компоновкою; ξ = 0,9...0,95 для котлоагрегатів з горизонтальними газоходами (ДКВр, ДЕ, КЕ).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{пр}$ визначається з номограми, наведеної на рис.5.5.

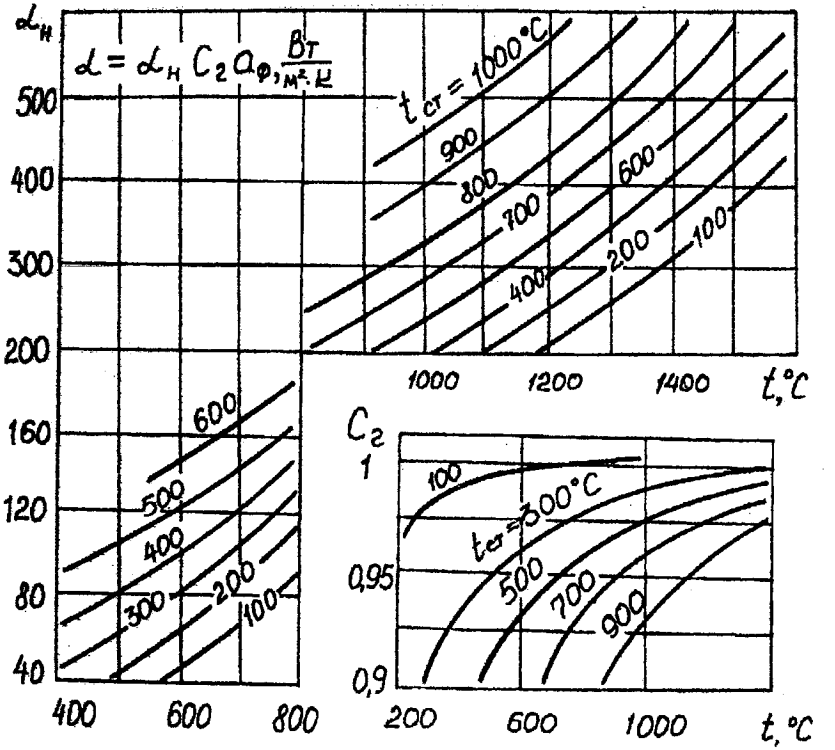

Рисунок 5.5 – Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

Коефіцієнт забруднення шахових пучків в процесі спалювання твердих палив, м^{2}К/Вт

$$\varepsilon = \varepsilon_o \cdot C_d \cdot C_{фр} + \Delta\varepsilon \ , \qquad (5.11)$$

де ε_o – початковий коефіцієнт забруднення, який визначається з рис.5.6;

C_d – поправка на діаметр труб;

$C_{фр}$ – поправка на фракційність, яка для вугілля складає $C_{фр} = 1{,}0$, для торфу $C_{фр} = 0{,}7$;

$\Delta\varepsilon$ – поправка, яка для фестонів, випарних пучків і пароперегрівників складає $\Delta\varepsilon = 0{,}04$.

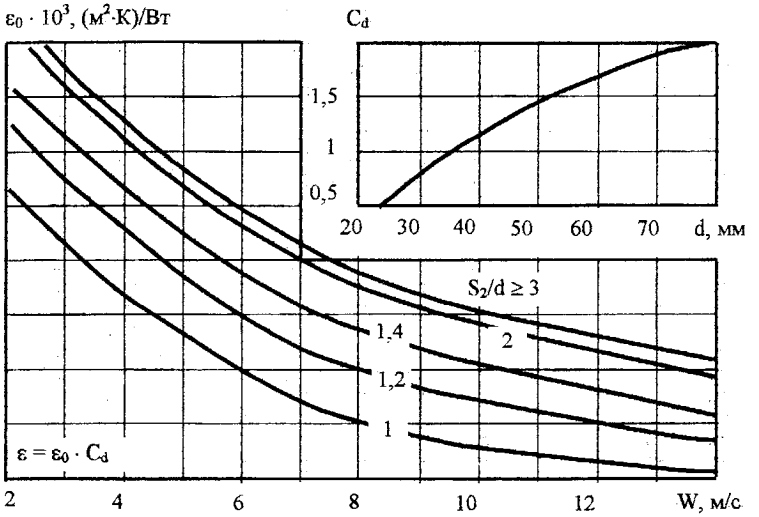

Рисунок 5.6 – Коефіцієнт забруднення поверхонь нагріву

Коефіцієнт теплопередачі в разі спалювання твердого палива та рідкого або газового палива, відповідно, Вт/(м^2·К)

$$K = \alpha_1 /(1 + \varepsilon \cdot \alpha_1) \ , \ K = \psi \cdot \alpha_1 , \qquad (5.12)$$

де ψ – коефіцієнт теплової ефективності, який визначається із табл.5.1 або рис. 5.7.

Теплосприймання фестона з рівняння теплопередачі, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_ф = (K_ф \cdot H_ф \cdot \Delta t_ф)/(B_р \cdot 10^3) \ . \qquad (5.13)$$

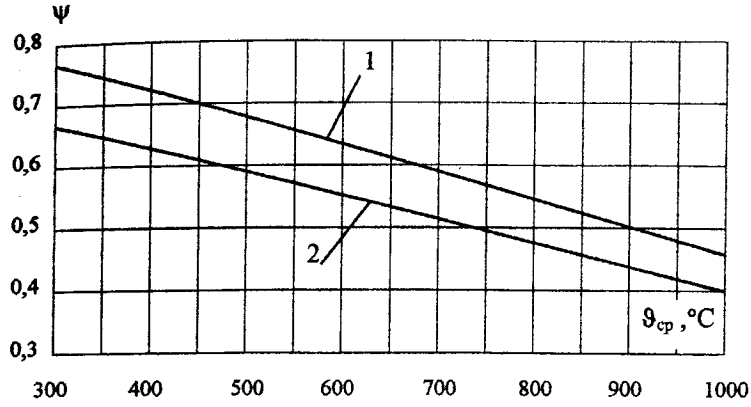

Рисунок 5.7 – Коефіцієнт теплової ефективності конвективних поверхонь нагріву котлів на твердому паливі: 1 – види палива, що помірно забруднюють поверхні; 2 – види палива, що сильно забруднюють поверхні

Таблиця 5.1 – Коефіцієнти теплової ефективності поверхонь

Найменування поверхні нагріву	Для котлів, що працюють на	
	мазуті	газі
Пароперегрівники, випарні пучки, фестони, перехідні зони з коридорним розташуванням	0,60	0,80
Те ж, з шаховим розташуванням	0,55	0,8
Перші ступені і одноступеневі економайзери, газоводяні підігрівники	0,60	0,85
Другі ступені економайзерів	0,60	0,80
Ширмоконвективні поверхні	0,60	0,75

Теплосприймання екранних труб в зоні фестона, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_e = (K_ф \cdot H_e \cdot \Delta t_ф)/(B_p \cdot 10^3) \ . \qquad (5.14)$$

Загальне теплосприймання фестона і додаткових екранних поверхонь, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_\Sigma = Q_ф + Q_e \ . \qquad (5.15)$$

Якщо розбіжність між значеннями $Q_ф$ за (5.3) і (5.15) не перевищує ±2,5%, то розрахунки фестона можна не уточнювати. В разі більших розбіжностей треба прийняти інше значення температури $\vartheta''_ф$ і повторити розрахунки.

6 РОЗРАХУНКИ ПАРОПЕРЕГРІВНИКІВ

Пароперегрівники сучасних котлоагрегатів можуть виконуватись із кількох частин з різним конструктивним оформленням (радіаційної, напіврадіаційної, ширмової, конвективної). Конструкції пароперегрівників (ПП) передбачають можливість зміни поверхонь нагріву в залежності від умов експлуатації. Тому, насамперед, перевірними розрахунками виявляють можливість використання типового ПП. Якщо використання його виявляється неможливим, то ПП потребує конструктивних змін. При цьому доцільно змінювати другий за рухом пари ступінь ПП. Тоді для першого ступеня виконують перевірний розрахунок, а для другого – конструктивний. Загальний порядок розрахунків залишається таким самим як і для фестона. В разі розташування пароохолодника «в розсічку» (між ступенями ПП), розрахунки виконуються окремо для кожного ступеня (частини).

Передусім визначають конструктивні розміри ПП: зовнішній $d_з$ і внутрішній $d_в$ діаметри труб; поперечний S_1 і повздовжній S_2 кроки між трубами; відносні кроки $S_1/d_з$ і $S_2/d_з$; кількість труб поперек газоходу Z_1; кількість рядів труб Z_2; середню довжину змійовика l_c ; загальну довжину труб $\sum \ell$; площу поверхні нагріву $H_{пп}$; площу перерізу для проходу пари $f_п$; площу перерізу для проходу газів на вході в газохід $F_г'$ і на виході з нього $F_г''$; кількість ширм n для ширмового ПП; висоту, ширину і довжину a, в, с відповідно камери, що утворена двома сусідніми ширмами.

6.1 Перевірний розрахунок радіаційного пароперегрівника

Радіаційний пароперегрівник (РПП) виконується у вигляді екрана, який монтується на стелі або на стінці топки. Конвективне теплосприймання його дуже мале і в розрахунках не береться до уваги.

Перевірний розрахунок РПП виконується в такій послідовності. За конструктивними характеристиками визначають його променесприймальну поверхню $H_{рпп}$ за аналогією з методикою для розрахунків топки.

Променисте теплосприймання пароперегрівника, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пр} = H_{рпп} \cdot q_{пр} \cdot \eta_в \cdot \eta_c / B_р \,, \qquad (6.1)$$

де $q_{пр}$ – питоме теплове навантаження променесприймальних поверхонь, що розташовані в топці, визначається за (4.26);

$\eta_в$, η_c – коефіцієнти розподілу теплосприймання, при цьому $\eta_в$ визначається з рис.6.1, а $\eta_c = 1{,}1$ для випадку розташування РПП на задній стінці топки з фронтовим розташуванням пальників і $\eta_c = 1$ для інших випадків.

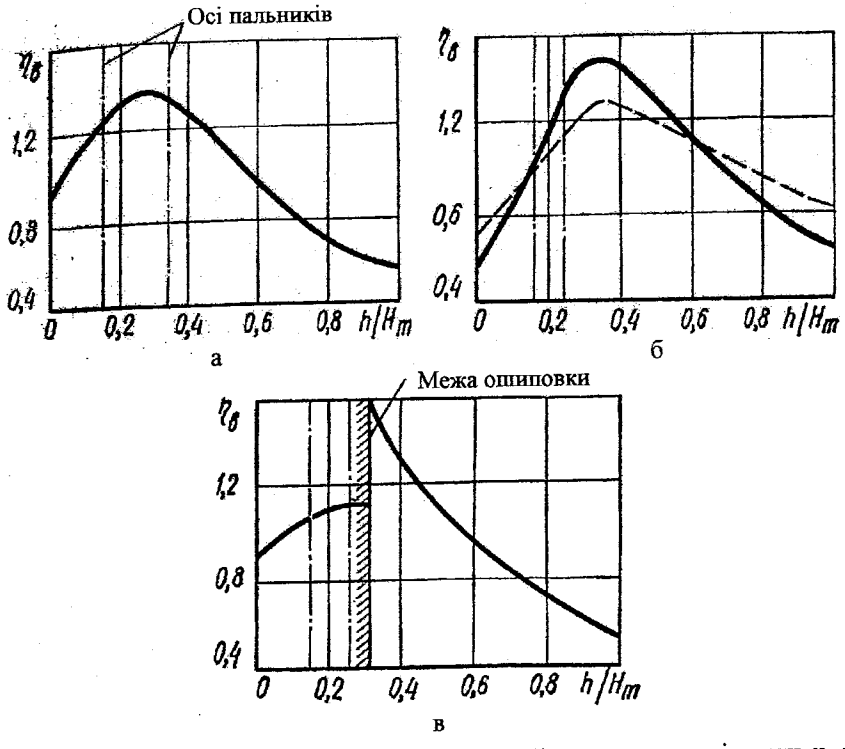

Рисунок 6.1 – Коефіцієнт розподілу теплосприймання по висоті топки $\eta_в$: а) газомазутні; б) топки з твердим шлаковидаленням; в) топки з рідким шлаковидаленням

Теплота, яка витрачається на перегрів пари, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_п = D \cdot (h''_п - h'_п)/B_р, \qquad (6.2)$$

де $h'_п$ і $h''_п$ – ентальпія пари на вході в РПП і на виході з нього, кДж/кг.

Ентальпія $h'_п$ завжди відома – це ентальпія сухої насиченої пари, яка надходить із барабана котлоагрегату. Прирівнюючи $Q_{рпп}$ і $Q_п$ визначають невідому ентальпію пари $h''_п$.

6.2 Перевірний розрахунок ширмового пароперегрівника

Ширмовий пароперегрівник (ШПП) є радіаційно-конвективною поверхнею нагріву. Ширми ПП установлюють у вихідному вікні топки перед фестоном. Температура газів перед ширмами дорівнює температурі на виході з топки $\vartheta'_ш = \vartheta''_т$. Перевірний розрахунок ШПП виконують в такій послідовності.

За конструктивними розмірами визначають повну площу поверхні нагріву, м^2

$$H_ш = \pi \cdot d_3 \cdot \ell \cdot n \cdot Z \,, \tag{6.3}$$

де Z – кількість труб; n – кількість ширм.

Ефективна товщина випромінювального шару, м

$$S = 1{,}8 \cdot (1/a + 1/b + 1/c) \,. \tag{6.4}$$

Швидкість пари в трубах, м/с

$$w_п = D \cdot \nu_п / f_п = D \cdot \nu_п / (0{,}785 \cdot d_в^2 \cdot n) \,, \tag{6.5}$$

де $\nu_п$ – питомий об'єм пари для середньої температури пари в ширмах $t_{ср}$ і тиску в барабані $P_б$; $\nu_п$ визначається з таблиць водяної пари.

Попередньо (з подальшим уточненням) приймають температуру газів за ширмами $\vartheta''_ш$, а з I–ϑ діаграми визначають ентальпію газів $I''_ш$. Теплота, яка віддана ширмам, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_ш = \varphi \cdot (I'_ш - I''_ш) \,. \tag{6.6}$$

Якщо в зоні розташування ширм є додаткові поверхні нагріву, то визначають їх площу $H_д$. Температурні напори між газами і парою в ширмах $\Delta t_ш$ визначаються як середньоарифметичні. Теплота, яку отримують ширми конвекцією, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_k = Q_ш \cdot [H_ш \cdot \Delta t_ш / (H_ш \Delta t_ш + H_д \cdot \Delta t_д)], \tag{6.7}$$

де $\Delta t_д$ – температурний напір в додаткових поверхнях нагріву, який визначається подібно до (5.4).

Площа променесприймальної поверхні вхідного перерізу ширм $H'_{пр}$ дорівнює площі вхідного перерізу перед ширмами. Промениста теплота на вході в ширми, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q''_{пр} = q_{пр} \cdot H''_{пр} \cdot \beta / B_р \,, \tag{6.8}$$

де $q_{пр}$ визначається за (4.26);

β – коефіцієнт, який враховує взаємний теплообмін між топкою і ширмами: β = 0,95...0,98 для твердого палива; β = 0,8...0,9 для мазуту; β = 0,6...0,7 для газоподібного палива.

Площа променесприймальної поверхні за ширмами $H''_{пр}$ дорівнює відповідній площі перерізу газоходу. Промениста теплота на виході з ширм, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q''_{пр} = Q'_{пр}(1 - a_г) \cdot \varphi_ш / B_р + 5{,}7 \cdot 10^{-11} a_г \cdot H''_{пр} \cdot T_{ср} \cdot \xi_п / B_р \,, \tag{6.9}$$

де $a_г$ – міра чорноти газів, яка визначається з рис.4.4 для середньої температури газів;

$T_{ср}$ – абсолютна середня температура газів, К;

$\varphi_ш = [(с/в)^2 - 1]^{0,5}$ - с/в – коефіцієнт, що враховує геометрію ширми;

$\xi_п$ – коефіцієнт, який залежить від виду палива, $\xi_п = 0,5$ для твердих і рідких палив; $\xi_п = 0,7$ для газоподібних палив.

Промениста теплота, яку отримують ширми, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пр} = Q'_{пр} - Q''_{пр} . \qquad (6.10)$$

Сумарне теплосприймання ширм, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_с = Q_{пр} + Q_к . \qquad (6.11)$$

Із рівняння балансу теплоти з боку пари, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_с = D \cdot (h'_ш - h''_ш) , \qquad (6.12)$$

де $h''_ш$, $h'_ш$ – ентальпія пари на вході і виході з ШПП, кДж/кг.

Використовуючи (6.12) визначають невідому ентальпію пари на виході з ширм $h''_ш$, причому, $h'_ш$ відома виходячи з компоновки пароперегрівників.

Температура забрудненої стінки ШПП, °С :

$$t_с = t_{ср} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\frac{B_р}{H_ш} Q_с \cdot 10^3 , \qquad (6.13)$$

де $t_{ср}$ – середня температура пари, °С;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі з боку пари, Вт/(м^2·К), попередньо задається, а потім уточнюється, використовуючи рис.6.2;

ε – коефіцієнт забруднення, який для ширмових поверхонь котлів на твердому паливі визначається за рис.7.15 [2] і складає $\varepsilon = (7...11)\cdot 10^{-3}$ (м^2·К)/Вт, для котлів на мазуті – $\varepsilon = 0,005$ (м^2·К)/Вт, на газу $\varepsilon = 0,0015$ (м^2·К)/Вт.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку газів, Вт/(м^2 · К)

$$\alpha_1 = \xi \cdot [\alpha_к \cdot \pi \cdot d_3 / (2 \cdot S_2 \cdot x + \alpha_{пр})] , \qquad (6.14)$$

де $\xi = 0,8...0,85$ – коефіцієнт використання ширмових поверхонь;

x – кутовий коефіцієнт, що визначається з рис.4.2;

$\alpha_к$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, який визначається з рис.5.2-5.4;

S_2 – крок між трубами в ширмах, м;

$\alpha_{пр}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, який визначається з рис.5.5.

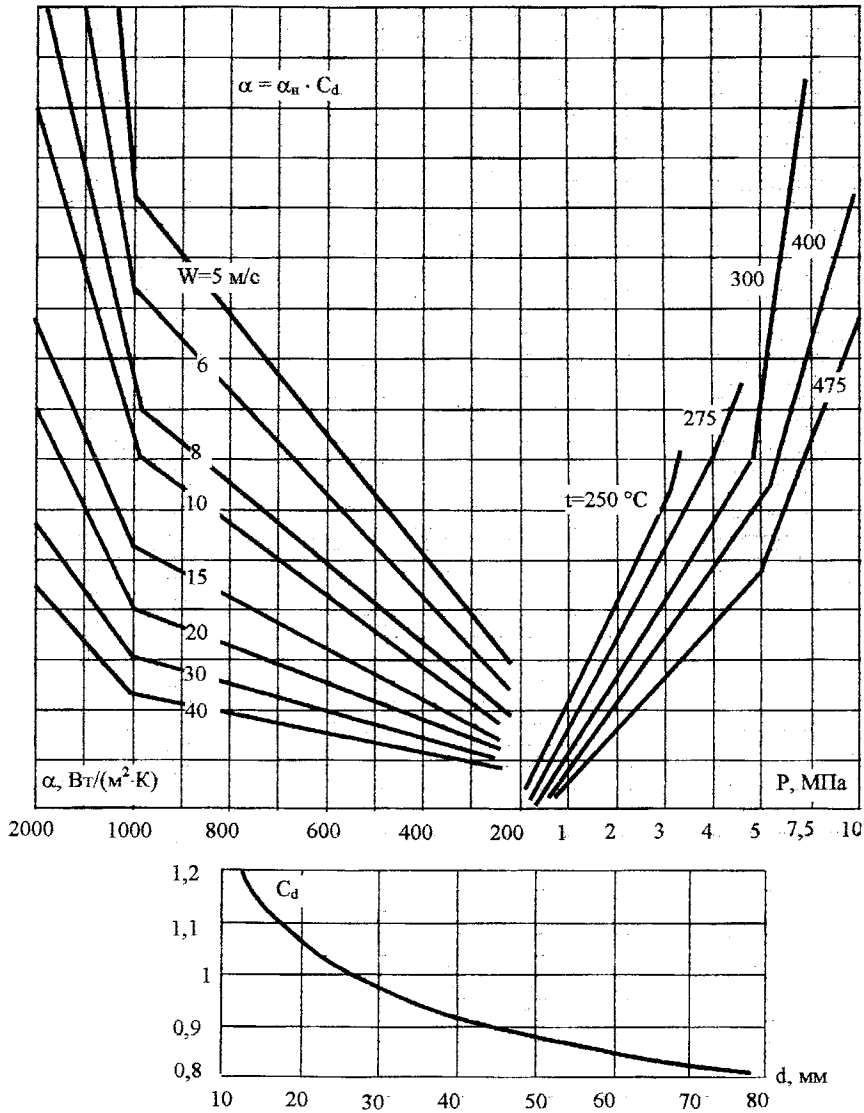

Рисунок 6.2 – Коефіцієнт тепловіддачі до перегрітої пари

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K = \alpha_1 \left[1 + \left(1 + \frac{Q_{пр}}{Q_c} \right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1 \right]^{-1}, \qquad (6.15)$$

Конвективне теплосприймання ШПП, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_к = \left(K \cdot H_ш \cdot \overline{\Delta t_ш}\right)/\left(B_р \cdot 10^3\right). \qquad (6.16)$$

Далі порівнюють значення $Q_к$, що обчислені за (6.7) і (6.16). Якщо вони відрізняються менше ніж на ±2,5%, то перевірний розрахунок уточнювати не треба. У протилежному разі приймають інше значення температури газів за ширмами $\vartheta''_ш$ і повторюють розрахунки до досягнення необхідної точності.

6.3 Розрахунки конвективних пароперегрівників

Конвективні пароперегрівники (КПП) можуть складатися з двох ступенів. Для другого ступеня, як правило, здійснюється перевірний розрахунок, а для першого – конструктивний. Зменшення тиску пари в кожному ступені приймається в межах 0,2...0,25 МПа.

6.3.1 Перевірний розрахунок другого ступеня КПП

Спочатку визначаються конструктивні розміри і характеристики КПП: зовнішній та внутрішній діаметр труб $d_з$ і $d_в$, відповідно; кількість труб в одному ряду поперек газоходу Z_1; кількість рядів труб за рухом газів Z_2; крок труб поперечний S_1 і повздовжний S_2; відносні кроки $S_1/d_з$; $S_2/d_з$; середня довжина змійовика l ; сумарна довжина труб Σl ; площа поверхні нагріву $H_ш$; площа перерізу для проходу газів на вході F′ і на виході F″, відповідно; кількість паралельно включених змійовиків n; площа перерізу для проходу пари $f_п$.

Температуру пари на вході в ступінь t′ приймають з наступним уточненням. Для комбінованих пароперегрівників з ШПП і КПП можливе різне їх компонування [4], в залежності від якого може бути визначена температура t′. Температура t″ і тиск P″ приймається за паспортними даними котлоагрегату. З урахуванням зменшення тиску пари в ступені визначають тиск пари на вході P′. Із таблиць водяної пари визначають ентальпії пари на вході в ступінь h′ і на виході з нього h″.

Теплосприймання ступеня з боку пари, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_ш = D \cdot \left(h'' - h'\right)/B_р \,. \qquad (6.17)$$

Променисте теплосприймання ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пр} = q_{пр} \cdot \left(1 - x\right) \cdot F'/B_р, \qquad (6.18)$$

де $q_{пр}$ визначено за (4.26);

x – кутовий коефіцієнт, який визначається з рис. 4.2.

Конвективне теплосприймання ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_к = Q_ш - Q_{пр}. \qquad (6.19)$$

Ентальпія газів на виході зі ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$I''_{ш} = I'_{ш} - Q_k / \varphi + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^{\circ}_{хп}, \qquad (6.20)$$

де $I'_{ш}$ – ентальпія газів на вході в ступінь із розрахунків фестона;

$\Delta\alpha_{прс}$ – частка присмоктувань в газохід;

$I^{\circ}_{хп}$ – ентальпія холодного повітря, кДж/кг (кДж/м^3).

За допомогою I–ϑ діаграми або I–ϑ таблиці визначають температуру газів на виході зі ступеня $\vartheta''_{ш}$.

Середня температура газів, $^{\circ}$C

$$\vartheta_{ср} = 0{,}5 \cdot (\vartheta'_{ш} + \vartheta''_{ш}), \qquad (6.21)$$

Середня швидкість газів, м/с

$$w_г = B_р \cdot V_г (273 + \vartheta_{ср}) / (F_{ср} \cdot 273), \qquad (6.22)$$

де $F_{ср} = 0{,}5\ (F' + F'')$ – середня площа перерізу для проходу газів, м^2.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі від газів до стінки труби $\alpha_к$ визначається з рис.5.2 – 5.4.

Середня температура пари, $^{\circ}$C

$$t_{ср} = 0{,}5 \cdot (t' + t''). \qquad (6.23)$$

Середня швидкість пари визначається за (6.5), коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до пари – з рис.6.2, товщина випромінювального шару за (5.8), а за формулою (4.15) або (4.17) обчислюють коефіцієнт ослаблення променів K, сумарну оптичну товщину газового потоку KPS.

Після цього із рис.4.4 визначають міру чорноти випромінювального середовища $a_ф$.

Температура забрудненої стінки труби, $^{\circ}$C

$$t_c = t_{ср} + \left[\frac{1}{\psi} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) - \frac{1}{\alpha_1} \right] \cdot B_р \cdot Q_{ш} \cdot 10^3 / H_{ш}, \qquad (6.24)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від газів, попередньо задається, а потім перевіряється за формулою (6.25);

ψ – коефіцієнт теплової ефективності, який визначається із табл.5.1 або із рис.5.7.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{пр}$ визначається із рис.5.5. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки, Вт/(м^2·К)

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_1 + \alpha_{пр}), \qquad (6.25)$$

де коефіцієнт використання поверхонь для всіх конвективних поверхонь приймається $\xi = 1{,}0$.

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2·К)

$$K = \psi \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2) . \qquad (6.26)$$

Температурний напір для протитечії, °С

$$\Delta t_{прт} = (\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м) , \qquad (6.27)$$

де $\Delta t_б = \vartheta'_{пп} - t''$ – більша різниця температур, °С ;

$\Delta t_м = \vartheta''_{пп} - t'$ – менша різниця температур, °С .

Перепади температур, °С

$$\tau_1 = \vartheta' - \vartheta'' , \quad \tau_2 = t' - t'' . \qquad (6.28)$$

Параметри

$$P = \tau_2 / (\vartheta' - t'), \quad R = \tau_1 / \tau_2 . \qquad (6.29)$$

Коефіцієнт

$$A = H_{прм} / H_{пп} , \qquad (6.30)$$

де $H_{прм}$ – частка поверхні пароперегрівника, що знаходиться в зоні прямотечії, м^2.

Коефіцієнт переходу для складних схем теплопередачі $\psi_п$ визначається з рис.6.3 – 6.5.

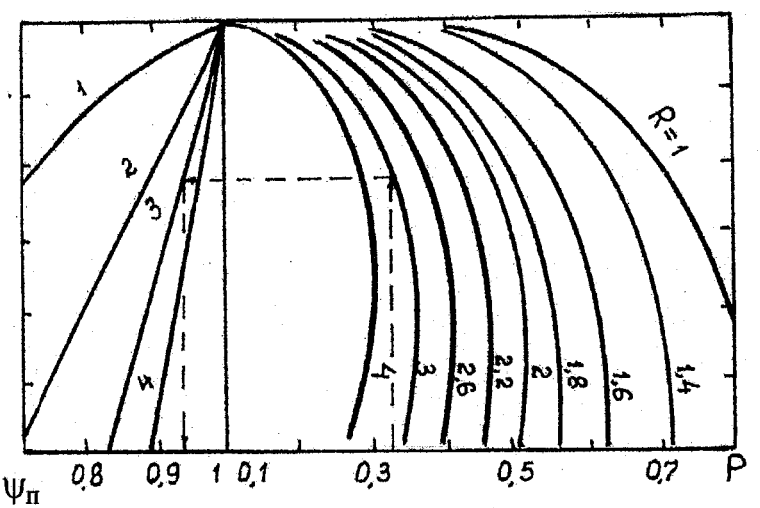

Рисунок 6.3 – Значення $\psi_п$ для перехресної течії теплоносіїв: 1 – однократний перехрест; 2 – двократний; 3 – трикратний; 4 – чотирикратний

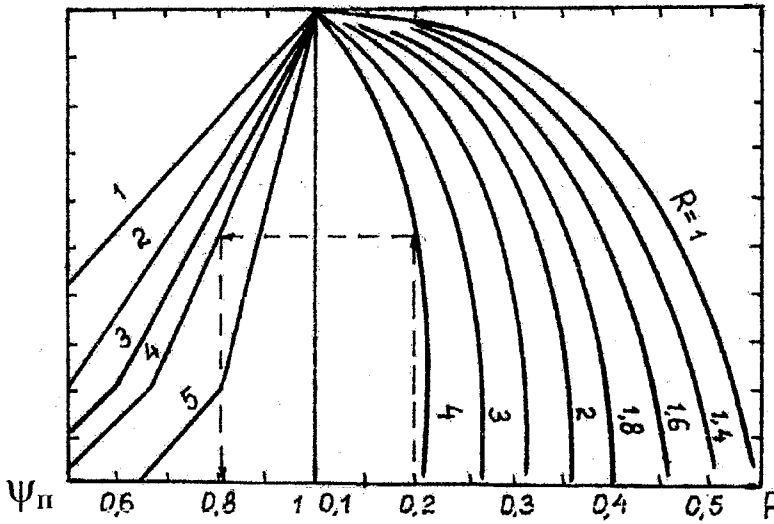

Рисунок 6.4 – Коефіцієнт переходу для паралельно-змішаної течії теплоносіїв: 1 – обидва ходи прямотечійні; 2 – два прямотечійні та один протитечійний; 3 – один прямотечійний і один протитечійний; 4 – два протитечійні і один прямотечійний; 5 – всі протитечійні

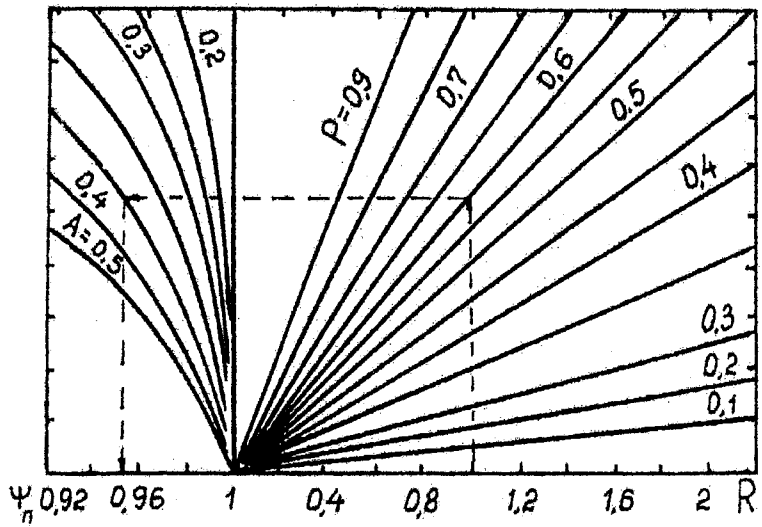

Рисунок 6.5 – Значення $\psi_п$ для послідовно змішаної течії теплоносіїв

Загальний температурний перепад, °С

$$\overline{\Delta t} = \psi_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{прт}} \ . \qquad (6.31)$$

Теплосприймання ступеня за рівнянням теплопередачі, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{\text{пп}} = K \cdot H_{\text{пп}} \cdot \overline{\Delta t} \cdot 10^{-3} / B_{\text{р}} \ . \qquad (6.32)$$

Якщо розбіжність значень $Q_{\text{пп}}$ за (6.19) і (6.32) не перевищує ± 2,5%, то розрахунки не уточнюються при іншому значенні t'.

6.4 Конструктивний розрахунок першого ступеня КПП

Так само, як і для другого ступеня КПП визначають деякі геометричні характеристики: діаметри труб, габарити газоходу та інші. Далі визначають параметри пари на вході в ступінь: P', t', x', h'. Параметри пари на виході зі ступеня визначені за результатами розрахунків другого ступеня КПП. Приймається величина теплосприймання пароохолодника $\Delta h_{\text{по}}$ в межах 50...80 кДж/кг.

Теплосприймання ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{\text{пп}} = D \cdot (h'' - h' + \Delta h_{\text{по}}) / B_{\text{р}} \ . \qquad (6.33)$$

Ентальпія газів на виході зі ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$I'' = I' - Q/\varphi + \Delta\alpha_{\text{прс}} \cdot I^{\circ}_{\text{хп}} \ . \qquad (6.34)$$

Температура газів на виході зі ступеня визначається з I-9 діаграми або I-9 таблиці. Середня температура і середня швидкість газів визначаються за (6.21), (6.22). Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до стінки труби визначається з рис.5.2 – 5.4. Далі розрахунки виконують за формулами (6.23) – (6.31).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням з урахуванням випромінювання об'єму перед пучком, Вт/(м^2·К)

$$\alpha'_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр}} \left[1 + A_* \cdot \left(T' \cdot 10^{-3} \right)^{0,25} \cdot \ell_*^{0,07} \right], \qquad (6.35)$$

де $\alpha_{\text{пр}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, що визначається із рис. 5.5;

A_* – коефіцієнт, який складає: $A_* = 0,3$ для газомазутних топок; $A_* = 0,4$ для кам'яновугільних топок; $A_* = 0,5$ для спалювання бурого вугілля;

T' – абсолютна температура газів перед ступенем, К;

$\ell_* = \ell_{\text{п}} / \ell_{\text{об}}$ – відношення глибини за рухом газів пучка і об'єму перед ступенем, відповідно.

Площа поверхні нагріву ступеня, м^2

$$H_{пп} = B_р \cdot Q_{пп} \cdot 10^3 / \left(K \cdot \overline{\Delta t}\right) , \qquad (6.36)$$

де $Q_{пп}$ визначено в (6.33).

Визначену площу порівнюють з існуючою площею ступеня в типовому котлоагрегаті. Якщо вони відрізняються менше, ніж на ± 3%, то поверхню залишають незмінною. Якщо розбіжність перевищує зазначену величину, то в ступінь вносять певні конструктивні зміни. Якщо треба зменшити площу поверхні нагріву, то це досягається за рахунок демонтажу крайніх петель пучка або укорочення довжини всіх труб. Якщо площу поверхні нагріву треба збільшити, то надійним і легко здійсненим засобом її збільшення є установлення додаткового радіаційного пароперегрівника [1,2].

6.5 Конструктивний розрахунок радіаційного пароперегрівника

Якщо паровидатність котлоагрегату не змінюється, то установлення радіаційного пароперегрівника (РПП) майже не впливає на теплосприймання конвективної частини. Отже, попереднє значення температури після конвективної частини пароперегрівника можна прийняти за паспортними даними. РПП, який додатково розміщують на стінках або на стелі топки, являє собою однорядний або дворядний екран із труб діаметром 38/32 мм, з'єднаний з колекторами. Масову швидкість пари в трубах $\rho W_п$ приймають в межах 250...300 кг/(м^2·с).

Ентальпію пари на виході з РПП визначають з таблиць водяної пари, яку уточнюють після розрахунків. Розрахунки виконують в такій послідовності. За формулою (6.2) визначають теплоту, що необхідна для перегріву пари в частині РПП.

Променесприймальну поверхню обчислюють за співвідношенням

$$H_{пр} = Q_{пп} \cdot B_р / q_{пр} , \qquad (6.37)$$

де питому величину $q_{пр}$ можна приймати в межах 75...80 кВт/м^2.

Променесприймальна поверхня додаткового РПП повинна враховуватись в розрахунках топки. Після розрахунків топки за (4.19), (4.20) визначають дійсне значення $q_{пр}$, а потім за (6.37) дійсне значення $H_{пр}$. Якщо остання величина відрізняється від попередньо обчисленої більше ніж на ± 3%, то розрахунки уточнюють для нового значення $q_{пр}$ в (6.37).

Остаточно визначену площу променесприймальної поверхні РПП треба розмістити в топці. Площу стіни (стелі), яку будуть займати труби РПП обчислюють за формулою

$$F_{ст} = H_{пр} / x , \qquad (6.38)$$

де кутовий коефіцієнт x визначають з рис.4.2.

7 РОЗРАХУНКИ ХВОСТОВИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ

Для даного котлоагрегату складають розрахункову схему хвостових поверхонь (економайзера і повітропідігрівника). На рис. 7.1 для прикладу показана найбільш складна схема компонування хвостових поверхонь "в розсічку", яка складається з двох ступенів повітропідігрівника і двох ступенів економайзера, з'єднаних за рухом газу почергово. На схемі показують температури та ентальпії теплоносіїв як відомі, так і ті, що розраховуються, а також напрямки їх руху. Порядок розрахунків залежить від компонування хвостових поверхонь. Для типових хвостових поверхонь із креслень та технічної документації визначають технічні характеристики і виконують перевірні розрахунки, на підставі яких уточнюють їх відповідність технічним характеристикам, а, якщо необхідно, здійснюють їх реконструкцію. Якщо компонування і конструктивні розміри та характеристики не задовольняють умовам технічної експлуатації, то здійснюють конструктивні розрахунки хвостових поверхонь.

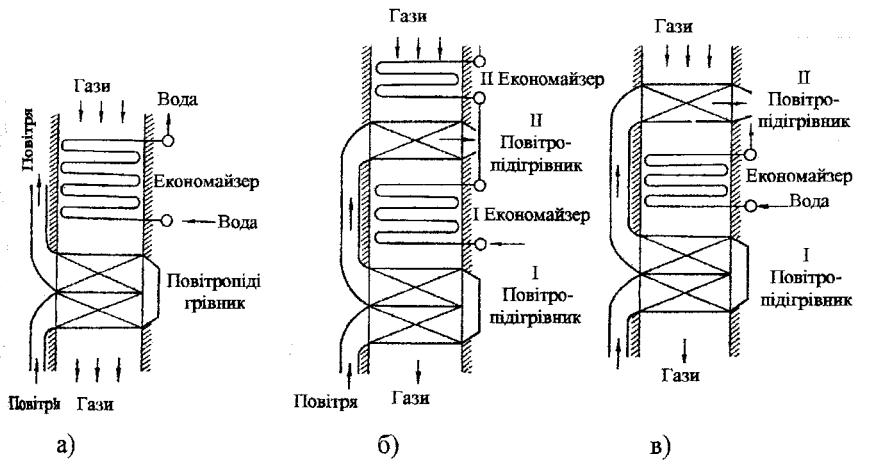

Рисунок 7.1 – Схема компонування хвостових поверхонь нагріву: а) – одноступенева схема; б), в) – схема "в розсічку"

Перед виконанням розрахунків хвостових поверхонь доцільно оцінити їх загальне теплосприймання за відомими температурами газів на вході та на виході з них. Далі орієнтовно можна розподілити це теплосприймання між економайзером і повітропідігрівником. При цьому треба мати на увазі, що з техніко-економічних міркувань [4] мінімальна різниця температур між теплоносіями не повинна бути менше ніж 50 °С для повітропідігрівника і 100 °С для економайзера. Крім того, підігрів повітря в першому ступені повітропідігрівника (ПВП) повинен складати не менше 40% від загальної величини підігріву.

Тип економайзера (ЕК) визначають за значенням питомої ентальпії води на виході з нього. Для економайзерів некиплячого типу, які виготовляються із чавунних ребристих труб, різниця між ентальпією котлової води в барабані та ентальпією води на виході з ЕК має бути більше 125 кДж/кг, тобто $(h_{кв}-h''_{ек})\geq 125$. Якщо ця умова не виконується, то економайзер цілком або верхня його частина, виготовляється із сталевих труб (економайзер киплячого типу). Для такого ЕК обчислюють міру сухості пари на виході за відомою формулою: $x=(h''_{ек}-h_{кв})/r$, де r – теплота пароутворення для певного тиску пари в барабані котлоагрегату. Конструктивні характеристики економайзерів і повітропідігрівників наведені в додатках Б і В.

Для двоступінчастого компонування хвостових поверхонь "в розсічку" (рис.7.1) умови роботи ПВП і ЕК повинні відповідати нормативним рекомендаціям [1,2]. Температура газів на вході в ПВП має бути не більше 500...510°С, а температура газів перед першим ступенем ПВП повинна перевищувати температуру живильної води на 20°С. Розрахунки хвостових поверхонь зручніше виконувати проти руху димових газів. Методика конструктивного і перевірного розрахунків має загальну основу і базується на рівняннях теплового балансу і теплопередачі. Порядок розрахунків подібний до тих, що викладені в попередньому розділі.

7.1 Розрахунки першого ступеня повітропідігрівника

Відомими даними для розрахунків є: конструктивні та геометричні характеристики ступеня повітропідігрівника (ПВП); температура відхідних газів $\vartheta_{вг}$, температура повітря на вході в ступінь t' , яка дорівнює температурі холодного повітря в приміщенні котельного залу. Спочатку приймають орієнтовну температуру повітря на виході зі ступеня t'' , яка в залежності від температури живильної води та температури відхідних газів визначається за формулою

$$t'' = t_{жв} + 40 + 0{,}7\cdot(\vartheta_{вг} - 20)\,. \qquad (7.1)$$

Теплосприймання ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пвпI} = \left(\beta'' + 0{,}5\cdot\Delta\alpha_{пвпI}\right)\left(I''_{пв} - I'_{пв}\right), \qquad (7.2)$$

де $I'_{пв}$, $I''_{пв}$ – ентальпія теоретичного об'єму повітря на вході в ступінь і на виході з нього, відповідно, кДж/кг (кДж/м^3);

$\Delta\alpha_{пвпI}$ – частка присмоктувань в ступінь, яка визначається з табл.2.2;

$\beta''_I = \alpha''_т - \Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{спг} + \Delta\alpha_{пвпI}$ – коефіцієнт надлишку повітря.

Ентальпія газів на вході в ступінь, кДж/кг (кДж/м^3)

$$I'_{пвпI} = I_{вг} + Q_{пвпI}/\varphi + \Delta\alpha_{пвпI}\cdot I^{\circ}_{хп}\,. \qquad (7.3)$$

Температура газів на вході в ступінь визначається за допомогою I–ϑ діаграми або I–ϑ таблиці. Після цього визначаються середні температури газів $\vartheta_{ср}$ і повітря $t_{ср}$ в ступені. Швидкість повітря, м/с

$$w_{пов} = \left(\beta_т^* + 0{,}5 \cdot \Delta\alpha_{пвпі}\right) \cdot B_р \cdot V^\circ \left(t_{ср} + 273\right) / \left(F_{пов} \cdot 273\right), \qquad (7.4)$$

де V° – теоретичний об'єм повітря, $м^3/кг$ ($м^3/м^3$);

$F_{пов} = \left(S_1 - d_3\right)\left(Z_1 + 1\right) \cdot b$ – площа перерізу для проходу повітря, $м^2$;

Z_1 – кількість труб в ряді поперек ходу повітря;

b – середня висота ходу, яка дорівнює відношенню довжині труб до кількості ходів повітря, м.

Зауважимо, що швидкість газів не повинна перевищувати 11 м/с в разі спалювання твердих палив і 13 м/с в разі спалювання рідких і газоподібних палив.

Із рис.5.2 і 5.3 визначається коефіцієнт тепловіддачі до повітря α_2 , а із рис.5.4 – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби α_1 .

Коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$

$$K = \psi \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 / \left(\alpha_1 + \alpha_2\right), \qquad (7.5)$$

де ψ – коефіцієнт теплової ефективності поверхні нагріву визначається із табл.7.1.

Для першого ступеня ПВП коефіцієнт тепловіддачі від газів випромінюванням можна не враховувати. Температурний напір для протитечії визначається як середньологарифмічний за (6.27). В залежності від схем руху теплоносіїв із рис.6.3 – 6.5 визначається коефіцієнт переходу $\psi_п$, а за (6.31) – загальний температурний напір.

Таблиця 7.1 – Значення коефіцієнта теплової ефективності поверхонь нагріву повітропідігрівників

Вид палива	Вид повітропідігрівників		
	трубчастий	пластинчастий	чавунний ребристий
Антрацити	0,75...0,90	0,85	0,75
Мазут	0,85...0,90	0,70	0,70
Всі інші види палива (крім газу)	0,90	0,85	0,80
Газ	0,95	0,90	0,85

Площа поверхні нагріву ступеня, $м^2$

$$H_{пвпі} = Q_{пвпі} \cdot B_р \cdot 10^3 / \left(K \cdot \overline{\Delta t}\right). \qquad (7.6)$$

Якщо розбіжність між існуючою і обчисленою площами не перевищує ±2%, то розрахунки не уточнюються. В разі більших розбіжностей приймають нове значення t'' і розрахунки повторюють.

7.2 Розрахунки першого ступеня економайзера

Відомими для розрахунків є: тип економайзера (ЕК) і його геометричні та конструктивні характеристики; температура і ентальпія газів на вході в ступінь, що дорівнюють відповідним показникам на виході з I ступеню повітропідігрівника, $\vartheta''_{екI} = \vartheta'_{пвпI}$, $I''_{екI} = I'_{пвпI}$; температура живильної води $t_{жв}$.

Орієнтовна температура живильної води на виході зі ступеня ЕК, °С

$$t''_{екI} = t_{жв} + (40...50) \ . \tag{7.7}$$

Теплосприймання ступеня, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{екI} = (D + G_{пр})(h''_{екI} - h_{жв})/B_p \ , \tag{7.8}$$

де $G_{пр} = (0{,}02...0{,}05)\cdot D$ – витрата продувальної води, більші значення якої відповідають котлоагрегатам меншої паровидатності, кг/с;

$h_{жв}$ – ентальпія живильної води, кДж/кг.

Ентальпія газів на вході в ступінь, кДж/кг (кДж/м^3)

$$I'_{екI} = I''_{екI} + Q_{екI}/\varphi + \Delta\alpha_{ек}\cdot I^{\circ}_{хп} \ . \tag{7.9}$$

Далі за допомогою I–ϑ діаграми або I–ϑ таблиці визначають температуру газів на вході в ступінь $\vartheta'_{екI}$, після чого обчислюють середню температуру газів $\vartheta_{ср}$ і води $t_{ср}$.

Швидкість газів обчислюють за (6.22), а швидкість води в трубах за формулою

$$w_в = (D + G_{пр})\cdot v_в / f_в, \tag{7.10}$$

де $v_в$ – питомий об'єм води для середньої температури, м^3/кг;

$f_в$ – площа перерізу для проходу води, м^2.

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб α_1 визначають із рис.5.2 – 5.4, коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням із рис.5.5, а коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки за (6.25). Коефіцієнт теплопередачі сталевого змійовикового економайзера, Вт/(м$^2\cdot$ К)

$$K = \psi\cdot\alpha_1 \ , \tag{7.11}$$

де коефіцієнт ψ визначається з табл.5.1.

Для чавунного економайзера конструкції „ВТИ" або „ЦККБ" коефіцієнт теплопередачі визначається із рис.7.2.

Економайзерні труби ВТИ мають діаметр 76/60 мм і поперечні квадратні ребра 150×150 мм з кроком 25 мм, труба „ЦККБ" має діаметр 120/100 мм і поперечні ребра 243×288 мм з кроком 25 мм.

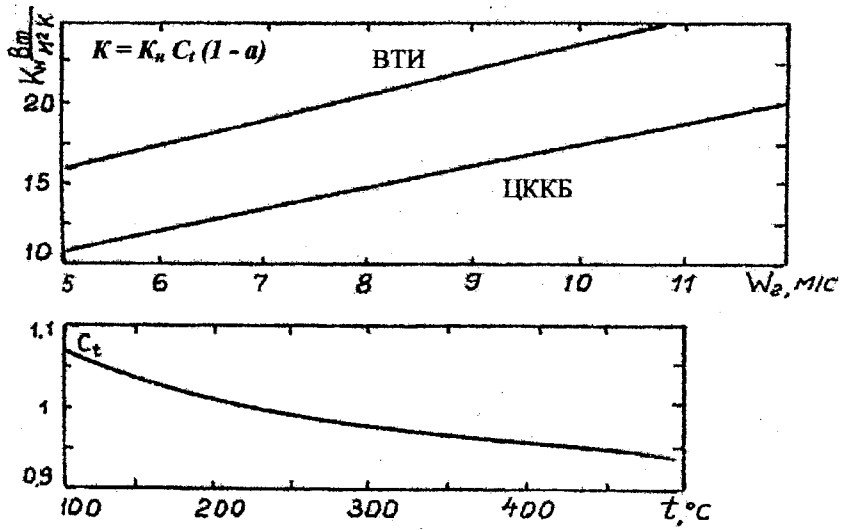

Рисунок 7.2 – Коефіцієнт теплопередачі чавунних економайзерів

Коефіцієнт *а* складає: для газоімпульсного очищення економайзера при спалюванні мазуту 0,2; при шаровому спалюванні 0,05; для парових обдувальних апаратів при спалюванні мазуту 0,25; при шаровому спалюванні 0,1.

Конструктивні характеристики чавунних економайзерних труб наведені в табл.7.2.

Таблиця 7.2 – Характеристики чавунних економайзерних труб

Характеристика труби	Труба ВТИ				Труба з додатковими повздовжніми ребрами		Труба ЦККБ
Довжина, мм	1500	2000	2500	3000	2000	3000	1990
Поверхня нагріву з боку газів, $м^2$	2,18	2,95	3,72	4,49	3,14	4,78	5,5
Живий переріз для проходу газів, $м^2$	0,088	0,120	0,152	0,184	0,120	0,184	0,21

Температурний напір $\overline{\Delta t}$ визначається за (6.27), тоді теплосприймання ступеня економайзера, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{екI} = H_{екI} \cdot K \cdot \overline{\Delta t} \cdot 10^{-3} / B_p . \qquad (7.12)$$

Якщо розбіжність в розрахунках теплосприймання за (7.8) і (7.12) перевищує ±2,5%, то приймають нове значення температури $t''_{екI}$ і розрахунки уточнюють.

7.3 Розрахунки другого ступеня повітропідігрівника

Необхідними даними для розрахунків є: геометричні та конструктивні характеристики поверхні нагріву ПВП; температура гарячого повітря на виході зі ступеня t'' , яка визначена з табл.1.3, і його ентальпія $I''_{пв}$; температура t' і ентальпія $I'_{пв}$ на вході в ступінь, які визначені за розрахунками першого ступеня ПВП; температура $\vartheta''_{пвпII}$ і ентальпія $I''_{пвпII}$ димових газів на виході зі ступеня, які визначені за розрахунками першого ступеня економайзера.

Перевірні розрахунки другого ступеня ПВП виконуються так само як і перевірні розрахунки першого ступеня (див.п.7.1). В процесі визначення швидкостей газів і повітря треба мати на увазі, що швидкість останнього не повинна перевищувати 0,55 від рекомендованої швидкості газів (див.табл.7.3).

В процесі конструктивних розрахунків визначають площу поверхні нагріву ступеня, яка є основною для його конструювання. Основні величини, які необхідні для конструювання сталевих трубчастих повітропідігрівників вибирають з табл.7.3.

Таблиця 7.3 – Конструктивні характеристики трубчастих повітропідігрівників

Величина	Діаметри труб, мм		
	33×1,5	40×1,5	51×1,5
Відносний крок:			
поперек ходу,	1,3...1,5	1,25...1,4	1,2...1,3
за ходом теплоносія	1...1,1	0,95...1,0	0,9...0,95
Швидкість газів, м/с	10...13	10...13	10...13

Менші значення швидкості приймаються в разі спалювання твердих палив. Загальна довжина труб між трубними дошками, м

$$L = H_{пвпII} / (n \cdot d_3 \cdot Z) \ , \qquad (7.13)$$

де Z – загальна кількість труб, яка визначається з рівняння витрати проду-

ктів згорання для прийнятої швидкості газів

$$Z = B_p \cdot V_г (\vartheta_{ср} + 273)/[w_г \cdot (\pi \cdot d_в^2/4) \cdot 273] \quad . \qquad (7.14)$$

Кількість труб в поперечному перерізі газоходу

$$Z_1 = (a_г - S_1)/S_1 \, , \qquad (7.15)$$

де $a_г$ – ширина газоходу, м.

Висота одного ходу повітря (до перегородки), м

$$L_п = F_{пов}/(a_г - Z_1 \cdot d_3) \, , \qquad (7.16)$$

де $F_{пов}$ – площа перерізу для проходу повітря, визначається за (7.4).

Відношення $L / L_п$ має бути цілим числом , тому визначене значення округлюють і уточнюють конструктивні характеристики ступеня.

7.4 Розрахунки другого ступеня економайзера

Для розрахунків відомими даними є: тип і конструктивні характеристики ступеня, температури та ентальпії газів на вході в ступінь $\vartheta'_{екII}$, $I'_{екII}$ і на виході з нього $\vartheta''_{екII}$, $I''_{екII}$, температура і ентальпія живильної води на вході в ступінь $t'_{екII}$, $h'_{екII}$, які визначені за розрахунками першого ступеня ЕК.

Теплосприймання ступеня, кДж /кг (кДж/м^3)

$$Q_{екII} = \varphi \cdot (I'_{екII} - I''_{екII} + \Delta\alpha_{ек} \cdot I^{o}_{хп}) \, . \qquad (7.17)$$

Ентальпія води на виході зі ступеня, кДж/кг

$$h''_{екII} = h'_{екII} + Q_{екII}/[\varphi \cdot (D + G_{пр})] \quad . \qquad (7.18)$$

За величиною $h''_{екII}$ і тиском в барабані $P_б$ з таблиць води і водяної пари визначають температуру води на виході зі ступеня $t''_{екII}$. При цьому слід пам'ятати, що температура води не може бути вища, ніж температура насичення $t_н$ в барабані котлоагрегату для заданого номінального тиску. Якщо за розрахунками виходить, що $t''_{екII} > t_н$, це свідчить, що в ступені виникає часткове випаровування, а міра сухості дорівнює

$$x = (h''_{екII} - h_{жв})/r \, . \qquad (7.19)$$

Далі визначають середні температури води і газів, а також їх швидкості за (7.10) і (6.22), відповідно.

Температура забрудненої стінки труби визначається за формулою (6.24), але складову $1/\alpha_2$ виключають.

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби визначають із рис.5.2 – 5.4, а із рис.5.5 визначають коефіцієнт тепловіддачі

випромінюванням. Далі розрахунки здійснюють за (6.25) – (6.29). Величину $\alpha'_{пр}$ обчислюють за (6.35), а температурний напір за (6.31).

Розрахункова площа поверхні ступеня, м^2

$$H_{екП} = Q_{екП} \cdot B_р \cdot 10^3 / \left(K \cdot \overline{\Delta t}\right) . \qquad (7.20)$$

Якщо розбіжність між існуючою і розрахунковою площею поверхні теплообміну перевищує ±2,5%, то здійснюють конструктивні розрахунки і визначають розміри економайзера з розрахунковою площею поверхні.

8 РОЗРАХУНОК ВІДХИЛУ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ КОТЛОАГРЕГАТУ

За результатами розрахунків перевіряють тепловий баланс котлоагрегату, використовуючи отримані дані: частки теплових втрат і коефіцієнт корисної дії котлоагрегату; коефіцієнт збереження теплоти; витрату робочого палива; коефіцієнт надлишку повітря в топці та частки присмоктувань повітря в газовий тракт; променисте і конвективне теплосприймання поверхонь нагріву.

Теплота, яка вноситься гарячим повітрям в топку, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пв} = (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{спг}) \cdot I^o_{пв} + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{спг}) I^o_{хпв} , \qquad (8.1)$$

де значення ентальпії гарячого повітря $I^o_{пв}$ визначається з I–ϑ таблиці для температури повітря після повітропідігрівника.

Корисне тепловиділення в топці, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_т = Q_н \cdot (1 - q_3 - q_4 - q_6)/(1 - q_4) + Q_{пв} . \qquad (8.2)$$

Променисте теплосприймання топки, кДж/кг (кДж/м^3)

$$Q_{пр} = (Q_т - I''_т) \cdot \varphi . \qquad (8.3)$$

Відхил теплового балансу, кДж/кг, (кДж/м^3)

$$\Delta Q = Q_н \cdot \eta_к - (Q_{пр} + Q_ф + Q_{кп} + Q_{пп} + Q_{ск}) \cdot (1 - q_4) , \qquad (8.4)$$

де $Q_{пр}$, $Q_ф$, $Q_{кп}$, $Q_{пп}$, $Q_{ск}$ – теплосприймання топки, фестону, кип'ятильних пучків, пароперегрівника і економайзера, кДж/кг (кДж/м^3).

Відсотковий відхил теплового балансу котлоагрегату, %

$$\delta Q = \Delta Q \cdot 100 / Q_н . \qquad (8.5)$$

Якщо значення δQ перевищує ± 0,5%, то розрахунки котлоагрегату підлягають уточненню.

9 ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОГЕНЕРАТОРА БМ – 35М

Початкові дані

Паливо – природний газ, суха маса якого складає: CH_4 - 98,5%; C_2H_6 – 0,2%; C_3H_8 – 0,1%; C_4H_{10} – 0; C_5H_{12} – 0; N_2 – 1%; CO_2 – 0,2%.

Робочі параметри котла:

- паровидатність D = 35 т/год = 9,72 кг/с;
- тиск в барабані котла $P_б$ = 44 ата = 4,4 МПа;
- тиск перегрітої пари $P_{пп}$ = 3,8 МПа;
- температура перегрітої пари $t_{пп}$ = 445 ^{0}C;
- температура живильної води $t_{жв}$ = 100 ^{0}C;
- температура холодного повітря $t_{хп}$ = 30 ^{0}C;
- температура відхідних газів $\vartheta_{вг}$ = 130 ^{0}C;
- коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_т'$ = 1,1;
- частка безперервної продувки p = 2 %.

Розрахунок об'ємів повітря та продуктів згорання

Теплота згорання палива, кДж/м^3

$$Q_н^р = 108\cdot H + 126\cdot CO + 234\cdot H_2S + 358\cdot CH_4 + 591\cdot C_2H_4 + 638\cdot C_2H_6 + 860\cdot C_3H_6 + 913\cdot C_3H_8 + 1135\cdot C_4H_8 + 1187\cdot C_4H_{10} + 1461\cdot C_5H_{12} + 1403\cdot C_6H_6 = 108\cdot 0 + 126\cdot 0 + 234\cdot 0 + 358\cdot 98,5 + 591\cdot 0 + 638\cdot 0,2 + 860\cdot 0 + 913\cdot 0,1 + 1135\cdot 0 + 1187\cdot 0 + 1461\cdot 0 + 1403\cdot 0 = 35482.$$

Теоретичний об'єм повітря, м^3/м^3

$$V^0 = 0,0476\cdot[0,5\cdot(H + CO) + 1,5\cdot H_2S + \Sigma(m + n/4)\cdot C_mH_n - O] = 0,0476\cdot[0,5\cdot(0 + 0) + 1,5\cdot 0 + (1+4/4)\cdot 98,5 + (2 + 6/4)\cdot 0,2 + (3 + 8/4)\cdot 0,1 + (4 + 10/4)\cdot 0 + (5 + 12/4)\cdot 0 - 0] = 9,43.$$

Теоретичний об'єм триатомних газів, м^3/м^3

$$V_{RO_2} = 0,01\cdot[CO + H_2S + \Sigma(m\cdot C_mH_n) + CO_2] = 0,01\cdot[0 + 0 + 1\cdot 98,5 + 2\cdot 0,2 + 3\cdot 0,1 + 4\cdot 0 + 5\cdot 0 + 0,2] = 0,994.$$

Теоретичний об'єм азоту, м^3/м^3

$$V^o_{N_2} = 0,01\cdot N + 0,79\cdot V^0 = 0,01\cdot 1 + 0,79\cdot 9,43 = 7,46.$$

Теоретичний об'єм водяної пари, м^3/м^3

$$V^o_{H_2O} = 0,01\cdot[H + H_2S + \Sigma(n/2)\cdot C_mH_n + 0,124\cdot d_г] + 0,0161\cdot V^0 = 0,01\cdot[0 + 0 + (4/2)\cdot 98,5 + (6/2)\cdot 0,2 + (8/2)\cdot 0,1 + (10/2)\cdot 0 + (12/2)\cdot 0 + 0,0124\cdot 10] + 0,0161\cdot 9,43 = 2,133.$$

Подальші розрахунки наведені в табл.9.1–9.9.

Таблиця 9.1 – Значення присмоктувань повітря в газоходах і коефіцієнта надлишку повітря на виході з газоходів

Ділянки газового тракту	$\Delta\alpha_{пр}$	α''
Топка, фестон	0,05	1,15
2-й ступінь пароперегрівника	0,03	1,18
1-й ступінь пароперегрівника	0,02	1,2
Економайзер	0,06	1,26
Повітропідігрівник	0,08	1,34

Таблиця 9.2 – Середні характеристики продуктів згорання в газоходах

Найменування величини	Розмірність	Найменування газоходів				
		топка, фестон	пароперегрівник II ступінь	пароперегрівник I ступінь	економайзер	повітропідігрівник
Коефіцієнт надлишку повітря за газоходом α''	---	1,15	1,18	1,2	1,26	1,34
Коефіцієнт надлишку повітря середній $\alpha_{ср}$	---	1,125	1,165	1,19	1,23	1,3
Об'єм водяної пари, $V^{o}_{H_2O}$	$м^3/м^3$	2,152	2,158	2,162	2,168	2,179
Об'єм димових газів, $V_г$	$м^3/м^3$	11,79	12,17	12,41	12,79	13,46
Об'ємна частка триатомних газів, $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_г$	---	0,084	0,082	0,08	0,078	0,074
Об'ємна частка водяної пари, $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_г$	---	0,183	0,177	0,174	0,169	0,162
Сумарна частка триатомних газів, $r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	---	0,267	0,259	0,254	0,247	0,236

Таблиця 9.3 – Ентальпії повітря і продуктів згорання (I – ϑ таблиця)

ϑ , °C	$I^0_г$, кДж/м³	$I^0_{пов}$, кДж/м³	Ентальпії газів в газоходах, кДж/м³ $I_г = I_г^0 + (\alpha - 1) \cdot I^0_{пов}$				
			топка, фестон $\alpha_т'' = 1,15$	пароперегрівник II ступінь, $\alpha'' = 1,18$	пароперегрівник I ступінь $\alpha'' = 1,2$	економайзер, $\alpha'' = 1,26$	повітро-підігрівник, $\alpha'' = 1,34$
100	1459,9	1244,8					1883,1
200	2942,9	2508,4				3595,1	3795,7
300	4467,5	3800,3				5455,6	5759,6
400	6034,0	5111,1			7056,3	7362,9	7771,8
500	7637,1	6450,1			8927,1	9314,1	
600	9275,1	7826,9		10684,0	10840,5		
700	10955,9	9232,0		12617,7	12802,3		
800	12695,1	10655,9		14613,2	14826,3		
900	14462,8	12079,8	16274,7	16637,1			
1000	16267,5	13541,5	18298,7	18704,9			
1200	19890,8	16540,2	22371,9				
1400	23663,9	19576,7	26600,4				
1600	27475,1	22660,3					
1800	31362,4	25734,5					
2000	35299,5	28893,5					
2200	39281,1	32052,6					

Таблиця 9.4 – Тепловий баланс і витрата палива

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула або спосіб визначення		
Наявна теплота палива	$Q_н$	$Q_н^P$	кДж/м^3	35482
Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання	q_3	Із таблиці 3.5	%	0,5
Втрати теплоти від механічної неповноти згорання	q_4	Те ж	%	0
Температура відхідних газів	$\vartheta_{вг}$	Згідно із завданням	°С	120
Ентальпія відхідних газів	$I_{вг}$	Із I – ϑ - таблиці	кДж/м^3	2266
Ентальпія повітря в котельній	$I^0_{хп}$	Те ж	Те ж	368
Втрати теплоти з відхідними газами	q_2	$(I_{вг} - \alpha_{вг} \cdot I^0_{хп}) \cdot (100 - q_4) / Q_н$	%	$(2266 - 1{,}34 \cdot 368) \times$ $\times (100 - 0) / 35482 = 5{,}0$
Втрати теплоти через обмурівку котла	q_5	Із рис. 3.1	%	1,07
Сума теплових втрат	$\sum q$	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5$	%	5,0 + 0,5 + 0 + 1,07 = 6,57
ККД котлоагрегату	$\eta_{пг}$	$100 - \sum q$	%	100 – 6,57 = 93,43
Коефіцієнт збереження теплоти	φ	$1 - q_5 / (\eta_{пг} + q_5)$	---	1 – 1,07/(93,43 + 1,07) = 0,989
Паровидатність агрегату	D	Номінальна	кг/с	9,72
Тиск пари в барабані	$P_б$	Згідно із завданням	МПа	4,4

Продовження таблиці 9.4

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула або спосіб визначення		
Температура перегрітої пари Ентальпія перегрітої пари	$t_{пп}$ $h_{пп}$	Згідно із завданням Із H–S діаграми	°С кДж/кг	440 3308
Температура живильної води Ентальпія живильної води	$t_{жв}$ $h_{жв}$	Згідно із завданням Із таблиць води в стані насичення	°С кДж/кг	100 422
Ентальпія котлової води	$h_{кв.}$	Із таблиць води в стані насичення	кДж/кг	1116
Частка безперервної продувки	p	Згідно із завданням	%	2
Повна теплота, яка корисно витрачена в агрегаті	$Q_{пг}$	$D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + p \cdot D \cdot (h_{кв} - h_{жв})$	кВт	$9{,}72 \cdot (3308 - 422) +$ $+ 0{,}02 \cdot 9{,}72 \cdot (1116 - 422) = 28190$
Повна витрата палива	B	$Q_{пг} / (Q_н \cdot \eta_{пг})$	кг/с	$28190 / (35482 \cdot 0{,}9343) = 0{,}850$
Розрахункова витрата палива	$B_р$	$B \cdot (100 - q_4) / 100$	кг/с	$0{,}85 \cdot (100 - 0)/100 = 0{,}85$

Перевірний розрахунок теплообміну в топці

Об'єм топкової камери $V_т = 147$ м^3.

Теплова напруга об'єму топки $q_V = B_р \cdot Q_н / V_т = 0{,}857 \cdot 35482 / 147 = 206{,}9$ кВт/м^3.

Величина q_V не перевищує допустиму величину, що наведена в табл.3.5.

Інші конструктивні характеристики топкової камери зведені в табл.9.5.

Таблиця 9.5 – Конструктивні характеристики топки

Величина			Стінки топки			Вихідне вікно	Сумарна площа
Найменування	Позначення	Розмірність	Фронтова + під	Бокова	Задня		
Сумарна площа стін і вікна топки	$F_{ст}$	$м^2$	55+17,6	39	31,3	18,3	200,2
Площа, яка зайнята променесприймальною поверхнею	$F_{пр}$	$м^2$	43,7+0	32,4	21,8	15,6	145,9
Зовнішній діаметр екранних труб	d	мм	60	60	60		
Крок екранних труб	s	мм	110	110	80		
Відстань від осі екранних труб до кладки	e	мм	60	60	60		
Відношення	s/d	-	1,83	1,83	1,33		
Відношення	e/d	-	1	1	1		
Кутовий коефіцієнт екранів	x	-	0,93	0,93	0,98	1	
Площа променесприймальної поверхні	$H_{пр}$	$м^2$	40,6	30,1	21,15	15,6	137,6
Коефіцієнт забруднення екранної поверхні	ξ		0,65	0,65	0,65	1	

Таблиця 9.6 – Тепловий розрахунок топки

Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення	Розмірність	Розрахунок
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_т''$	Із таблиці 9.2	---	1,15
Присмоктування повітря в топці	$\Delta\alpha_т$	Те ж	---	0,05
Температура гарячого повітря	$t_{гп}$	За попереднім вибором	°С	120
Ентальпія гарячого повітря	$I^0_{гп}$	Із таблиці 9.3	кДж/м³	1497
Кількість теплоти, яка вноситься в топку з повітрям	$Q_{пов}$	$(\alpha_т'' - \Delta\alpha_т)\cdot I^o_{г.п.} + \Delta\alpha_т \cdot I^o_{прс}$	кДж/м³	$(1,15 - 0,05)\cdot 1497 + 0,05\cdot 368 =$ $= 1665$
Корисне тепловиділення в топці	$Q_т$	$Q_н \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_{пов}$	кДж/м³	$35482\cdot(100 - 0,5 - 0)/(100 - 0) +$ $+ 1665 = 36970$
Адіабатна температура горіння	$\vartheta_а$	Із I - ϑ таблиці	°С К	1879 2152
Температура газів на виході з топки	$\vartheta_т''$	За попереднім вибором	°С	1040
Ентальпія газів на виході з топки	$I_т''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/м³	19113
Променисте теплосприймання топки	$Q_т^{пр}$	$\varphi\cdot(Q_т - I_т'')$	кДж/м³	$0,989\cdot(36970 - 19113) = 17661$
Середня сумарна теплоємність продуктів згорання	$V_{ср}$	$\frac{Q_т - I_т''}{\vartheta_а - \vartheta_т''}$	$\frac{кДж}{м^3\cdot °С}$	$(36970 - 19113)/(1879 - 1040) =$ $= 21,28$
Ефективна товщина випромінювального шару	s	$3,6\cdot V_т / F_{ст}$	м	$3,6\cdot 147 / 202,2 = 2,64$

Продовження таблиці 9.6

Найменування	Величина: Позначення	Величина: Розрахункова формула, спосіб визначення	Розмірність	Розрахунок
Ступінь екранування топки	$\chi_т$	$H_{пр} / F_{ст}$	---	137,6 / 200,2 = 0,687
Середній коефіцієнт теплової ефективності екранів	$\psi_{ср}$	$\Sigma(H_{пр} \cdot \xi) / F_{ст}$	---	(40,6·0,65+2·30,1·0,65+21,15·0,65 + + 15,6·1)/200,2 = 0,474
Сумарна об'ємна частка триатомних газів	$r_п$	Із таблиці 9.2	---	0,267
Добуток $p \cdot r_п \cdot s$	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м · МПа	0,1 · 0,267 · 2,64 = 0,0713
Об'ємна частка водяної пари	r_{H_2O}	Із таблиці 9.2	---	0,183
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 6,5$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	6,5 · 0,267 = 1,736
Співвідношення вуглець-водень	$C^р/H^р$	$0,12 \cdot \Sigma(m/n) \cdot C_mH_n$	---	0,12 · [(1/4)·98,5 + (2/6)·0,2 + + (3/8)·0,1] = 2,97
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1,2 \cdot (C^р/H^р)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_г'' + 273) - 0,5) / (1 + \alpha_т''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 2,97^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (1040 + + 273) - 0,5)] / (1 + 1,15^2) = 1,3$
Коефіцієнт заповнення топки	m	Формула (4.17)	---	0,1
Коефіцієнт ослаблення променів в топці	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/(м·МПа)	1,736 + 0,1 · 1,3 = 1,866
Критерій Бугера	Bu	$K \cdot P \cdot S$	---	1,866 · 0,1 · 2,64 = 0,49
Відносна висота розташування пальників до висоти топки	$x_п$	$H_п / H_т$	---	2,08 / 9,55 = 0,218

Продовження таблиці 9.6

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Параметр М	M	Формула (4.22)	---	$0{,}40 \cdot (1 - 0{,}4 \cdot 0{,}218) \cdot (1)^{1/3} = 0{,}365$
Ефективне значення критерію Бугера	$B\tilde{u}$	Формула (4.24)	---	$1{,}6 \cdot \ln\left(\frac{1{,}4 \cdot 0{,}49^2 + 0{,}49 + 2}{1{,}4 \cdot 0{,}49^2 - 0{,}49 + 2}\right) = 0{,}682$
Температура газів на виході з топки	$\vartheta_т''$	Формула (4.20)	°С	$\frac{2152}{1 + 0{,}365 \cdot 0{,}682^{0{,}3} \cdot \left(\frac{5{,}67 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}474 \cdot 200{,}2 \cdot 2152^3}{0{,}989 \cdot 0{,}85 \cdot 21{,}28}\right)^{0{,}6}} - 273 = 1048$
Ентальпія газів на виході з топки	$I_т''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/м^3	19276
Променисте теплосприймання топки	$Q_т^{пр}$	$\varphi \cdot (Q_т - I_т'')$	кДж/м^3	$0{,}989 \cdot (36970 - 19276) = 17499$
Середнє теплове навантаження променесприймальної поверхні	$q_{пр}^{ср}$	$\frac{B_р \cdot Q_т^{пр}}{H_{пр}}$	кВт/м^2	$0{,}85 \cdot 17661 / 137{,}6 = 109$
Розбіжність променистого теплосприймання	$\varepsilon(\vartheta_т'')$	$(\vartheta_т'' - \vartheta_т'') / \vartheta_т''$	---	$(1040 - 1048) / 1040 = 0{,}0076$ або 0,76 %

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2 %, то перерахунку не потребується, а температуру газів на виході з топки приймаємо $\vartheta_т'' = 1040\ ^0$С.

Таблиця 9.7 – Перевірний розрахунок фестону

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Діаметр труб	d	За розмірами	м	0,060
Середня довжина труб	L	Те ж	м	4,75
Кількість труб	Z_1	–"–	шт	47
Кількість рядів	Z_2	–"–	шт	3
Середній крок труб :		–"–		
поперечний,	s_1		м	0,24
повздовжній	s_2		м	0,330
Відносний крок труб:				
поперечний,	σ_1	S_1 / d	---	4,0
повздовжній	σ_2	S_2 / d	---	5,5
Розташування труб у пучку	-	Із завдання	---	Шахове
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,060 \cdot 4,75 \cdot 47 = 42$
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot L_1 - Z_1 \cdot d \cdot L_1$	$м^2$	$4,4 \cdot 3,74 - 16 \cdot 0,06 \cdot 3,74 = 12,86$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,06 \cdot (4 \cdot 4,0 \cdot 5,5 / 3,14 - 1) = 1,46$
Температура газів перед фестоном	$\vartheta_ф'$	Із розрахунку топки	°C	1040
Ентальпія газів перед фестоном	$I_ф'$	Те ж	$кДж/м^3$	19113
Температура газів за фестоном	$\vartheta_ф''$	Прийнята попередньо	°C	910
Ентальпія газів за фестоном	$I_ф''$	Із I – ϑ таблиці	$кДж/м^3$	16477

Продовження таблиці 9.7

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Теплосприймання фестона	$Q_Б$	$\varphi \cdot (I_ф' - I_ф'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/м^3	$0,989 \cdot (19113 - 16477 + 0,025 \cdot 368) = 2616$
Температура кипіння при тиску в барабані	$t_{кип}$	Із табл. води чи пари в стані насичення	°С	256
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5\ (\vartheta' + \vartheta'')$	°С	$0,5\ (1040 + 910) = 975$
Середній температурний напір	Δt	$\vartheta_{ср} - t_{кип}$	°С	$975 - 256 = 719$
Середня швидкість газів	$w_г$	$V_г \cdot B_р \cdot (\vartheta_{ср}+273)/(F_г \cdot 273)$	м/с	$11,785 \cdot 0,85 \cdot (975+273) / (12,86 \cdot 273) = 3,56$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$40 \cdot 0,89 \cdot 0,92 \cdot 1,02 = 33,4$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо прийнято	Вт/(м^2·К)	90
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із таблиці 5.1	---	0,80
Температура забруднення стінки труби	$t_з$	$t_{кип} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_Б \cdot 10^3 / H$	°С	$256 + [(1/90)/0,8 - 1/90] \cdot 0,85 \times \times 2616 \cdot 10^3 / 42 = 403$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	$0,1 \cdot 0,267 \cdot 1,46 = 0,039$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 7,8$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$7,8 \cdot 0,267 = 2,08$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	$K_с$	$1,2 \cdot (C^р/H^р)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_{ср}+273) - 0,5)/(1+\alpha_т''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 2,97^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (975 + + 273) - 0,5)/(1 + 1,15^2) = 1,2$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,1

Продовження таблиці 9.7

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/(м·МПа)	$2,08 + 0,1 \cdot 1,2 = 2,20$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$2,20 \cdot 0,1 \cdot 1,46 = 0,322$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0.322} = 0,276$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2 · К)	$215 \cdot 0,97 \cdot 0,276 = 57,6$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м^2 · К)	$1 \cdot (33,4 + 57,6) = 91$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м^2 · К)	$0,80 \cdot 91 = 72,8$
Теплосприймання фестона за рівнянням теплопередачі	$Q_т$	$K \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/м^3	$72,8 \cdot 42 \cdot 719 \cdot 10^{-3} / 0,85 = 2586$
Розбіжність розрахункових теплосприймань	ΔQ	$\frac{Q_Б - Q_т}{Q_Б} \cdot 100$	%	$(2616 - 2586) \cdot 100 / 2616 = 1,1$

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2,5 % перерахунок не здійснюємо.

Таблиця 9.8 – Конструктивні характеристики пароперегрівника

Величина			Розмір-ність	Ступені	
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		I	II
Діаметр труб	d	За розмірами	мм	38 × 3	38 × 3
Кількість змійовиків поперек ходу газів	Z_1	Те ж	шт	40	40
Середній крок труб : поперечний, повздовжній	s_1 s_2	–"–	м м	0,110 0,133	0,110 0,090
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	σ_1 σ_2	S_1 / d S_2 / d	--- ---	2,89 3,5	2,89 2,37
Середня довжина змійовика в зоні омивання	L	За розмірами	м	17,6	20,9
Розташування труб у пучку	-	Те ж	---	Коридорне	Коридорне
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot h_г - Z_1 \cdot h_г \cdot d$	$м^2$	$4,44 \cdot 1,2 - 40 \cdot 1,1 \times$ $\times \cdot 0,038 = 3,66$	$4,44 \cdot 2,7 - 40 \cdot 2,6 \times$ $\times 0,038 = 8,04$
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,038 \cdot 17,6 \cdot 40 =$ $= 84,2$	$3,14 \cdot 0,038 \cdot 20,9 \cdot 40 =$ $= 99,8$
Кількість паралельно включених змійовиків	$n_п$	За розмірами	шт	40	40
Площа живого перерізу для проходу пари	$F_п$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n_п / 4$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 40/4 =$ $= 0,0322$	$3,14 \cdot 0,032^2 \cdot 40 / 4 =$ $= 0,0322$
Глибина об'єму перед пучком	$L_{об}$	За розмірами	м	2,3	1,1
Глибина пучка	$L_п$	Те ж	м	1,14	0,7

Таблиця 9.9 – Перевірний розрахунок II ступеня пароперегрівника

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура пари на вході в ступінь	$t_{пп2}'$	Приймаємо	°С	330
Тиск пари на вході в ступінь	$P_{пп2}'$	$0,5 \cdot (P_{ш} + P_{б})$	МПа	$0,5 \cdot (4,4 + 4,0) = 4,2$
Ентальпія пари на вході в ступінь	$h_{пп2}'$	Із табл. перегрітої пари або H-S діаграми	кДж/кг	3037
Температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника	$t_{пп}$	Згідно із завданням	°С	440
Ентальпія перегрітої пари на виході з пароперегрівника	$h_{пп}$	Із таблиці 9.4	кДж/кг	3308
Теплосприймання з боку пари (за балансом)	$Q_{б}$	$D \cdot (h_{пп} - h_{пп2}') / B_{р}$	кДж/м^3	$9,72 \cdot (3308 - 3037) / 0,85 = 3099$
Температура газів перед ступенем	$\vartheta_{пп2}'$	Із розрахунку фестону	°С	910
Ентальпія газів перед ступенем	$I_{пп2}'$	Те ж	кДж/м^3	16477
Ентальпія газів на виході зі ступеня	$I_{пп2}''$	$I_{пп2}' - Q_{б} / \varphi + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^{0}_{хп}$	кДж/м^3	$16477 - 3099/0,989 + 0,03 \cdot 368 = 13355$
Температура газів на виході зі ступеня	$\vartheta_{пп2}''$	Із I – ϑ таблиці	°С	734
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{пп2}' + \vartheta_{пп2}'')$	°С	$0,5 \cdot (910 + 734) = 822$
Середня температура пари	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t_{пп2}' + t_{пп})$	°С	$0,5 \cdot (330 + 440) = 385$
Середня швидкість газів в ступені	$w_{г}$	$\frac{B_{р} \cdot V_{г} \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_{г}}$	м/с	$0,85 \cdot 12,168 \cdot (273+822)/(273 \cdot 8,04) = 5,16$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів конвекцією	$\alpha_{к}$	Із рис. 5.2 $\alpha_{н} \cdot c_{s} \cdot c_{z} \cdot c_{ф}$	Вт/м^2·К	$48 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1,01 = 46,5$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із таблиці 5.1	---	0,8

Продовження таблиці 9.9

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Об'єм пари при середній температурі	$v_п$	Із табл. перегрітої пари або H–S діаграмою	$м^3/кг$	0,067
Середня швидкість пари	$w_п$	$D \cdot v_п / F_п$	м/с	$9,72 \cdot 0,067 / 0,0322 = 20,22$
Коефіцієнт тепловіддачі до пари	α_2	Із рис. 6.2	$Вт/(м^2 \cdot К)$	$1300 \cdot 0,95 = 1235$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо задано	$Вт/(м^2 \cdot К)$	80
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)/\psi - 1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	^0C	$385+[(1/80+1/1235)/0,8-1/80] \cdot 0,85 \times 3099 \cdot 10^3 / 99,8 = 494$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,038 \cdot (4 \cdot 2,89 \cdot 2,37/3,14 - 1) = 0,264$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	$0,1 \cdot 0,259 \cdot 0,264 = 0,0068$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 23$ (із рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$23 \cdot 0,259 = 5,96$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	$K_с$	$1,2 \cdot (C^р/H^р)^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \times (\vartheta_{ср}+273) - 0,5)]/(1+\alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 2,97^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (822 + 273) - 0,5)]/(1 + 1,18^2) = 0,97$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,1
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_с$	1/(м·МПа)	$5,96 + 0,1 \cdot 0,97 = 6,06$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$6,06 \cdot 0,1 \cdot 0,264 = 0,16$

Продовження таблиці 9.9

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0,16} = 0,15$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в пароперегрівнику	$\alpha_{цр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2·К)	$170 \cdot 0,95 \cdot 0,15 = 24,3$
Те ж, з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м^2·К)	$24,3 \cdot \left[1 + 0,3\left(\frac{910+273}{1000}\right)^{0,25}\left(\frac{1,7}{0,7}\right)^{0,07}\right] = 32,3$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки пароперегрівника	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр}')$	Вт/(м^2·К)	$1,0 \cdot (46,5 + 32,3) = 78,8$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1 / (1 + \alpha_1 / \alpha_2)$	Вт/(м^2·К)	$0,8 \cdot 78,8 / (1 + 78,8/1235) = 59,3$
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta_{пп2}' - t_{пп}$ $\vartheta_{пп2}'' - t_{пп2}'$	°С °С	$910 - 440 = 470$ $734 - 330 = 404$
Температурний напір для протитечії	$\Delta t_{прт}$	$0,5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м)$	°С	$(470 + 404) \cdot 0,5 = 437$
Параметри :	$\tau_б$ $\tau_м$ P R	$\vartheta_{пп2}' - \vartheta_{пп2}''$ $t_{пп} - t_{пп2}'$ $\tau_м / (\vartheta_{пп2}' - t_{пп2}')$ $\tau_б / \tau_м$	°С °С	$910 - 734 = 176$ $440 - 330 = 110$ $110/ (910 - 330) = 0,19$ $176 / 110 = 1,6$
Площа прямотечійної частини	$H_{пр}$	За розмірами	м^2	48,0
Коефіцієнт	A	$H_{пр} / H$	---	$48,0 / 99,8 = 0,48$

Продовження таблиці 9.9

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт переходу до складної схеми	ψ	Із рис. 6.5	---	0,996
Температурний напір для пароперегрівника	Δt	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$	°С	$0,996 \cdot 437 = 435$
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H \cdot K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/м^3	$99,8 \cdot 59,3 \cdot 435 \cdot 10^{-3} / 0,85 = 3028$
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	$(3099 - 3028) \cdot 100 / 3099 = 2,3$

Розбіжність розрахунків за теплосприйманням складає менше 2,5%, тому перерахунок не проводимо.

Таблиця 9.10 – Перевірний розрахунок I ступеня пароперегрівника

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура пари на вході в ступінь	$t_{вп}$	Із табл. для насиченої пари при $P_б = 4,4$ МПа	°С	256
Ентальпія пари на вході в ступінь	$h_{вп}$	Те ж	кДж/кг	2797
Температура перегрітої пари на виході зі ступеня	$t_{пп1}''$	Із розрахунку II ступеня	°С	330
Ентальпія перегрітої пари на виході зі ступеня	$h_{пп1}''$	Те ж	кДж/кг	3037
Теплосприймання з боку пари (за балансом)	$Q_б$	$D \cdot (h_{пп1}'' - h_{вп}) / B_р$	кДж/м^3	$9,72 \cdot (3037 - 2797) / 0,85 = 2744$

Продовження таблиці 9.10

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура газів перед ступенем	$\vartheta_{пп1}'$	Із розрахунку II ступеня	°С	734
Ентальпія газів перед ступенем	$I_{пп1}'$	Те ж	кДж/м^3	13355
Ентальпія газів на виході із ступеня	$I_{пп1}''$	$I_{пп1}' - Q_б/\varphi + \Delta\alpha_{пр} \cdot I^0_{хп}$	кДж/м^3	13355 – 2744/0,989 + 0,02 · 368 = = 10588
Температура газів на виході із ступеня	$\vartheta_{пп1}''$	Із I – ϑ таблиці	°С	587
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{пп1}' + \vartheta_{пп1}'')$	°С	0,5 · (734 + 587) = 661
Середня температура пари	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t_{нп} + t_{пп1}'')$	°С	0,5 · (256 + 330) = 293
Середня швидкість газів в ступені	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	0,85·12,408·(273 + 661)/(273·3,66) = = 9,85
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	$\alpha_к$	Із рис. 5.2 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	76 · 1 · 1 · 1,01 = 76,8
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із таблиці 5.1	---	0,8
Об'єм пари при середній температурі	$v_п$	Із табл. перегрітої пари або H – S діаграми	м^3/кг	0,057
Середня швидкість пари	$w_п$	$D \cdot v_п / F_п$	м/с	9,72 · 0,057 / 0,0322 = 17,2
Коефіцієнт тепловіддачі до пари	α_2	Із рис. 6.2	Вт/(м^2·К)	1220 · 0,95 = 1159
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо приймаємо	Вт/(м^2·К)	100
Температура забрудненої стінки пароперегрівника	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	°С	293+[(1/100+1/1159)/0,8–1/100] × × 0,85 · 2744 · 10^3/ 84,2 = 392
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	0,9 · 0,038 · (4 · 2,89 · 3,5/3,14–1) = = 0,406

Продовження таблиці 9.10

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Сумарна поглинальна здатність	$pr_n s$	$p \cdot r_n \cdot s$	м ·МПа	$0,1 \cdot 0,254 \cdot 0,406 = 0,01$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_n$, $K_г^0 = 19$ (із рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$19 \cdot 0,254 = 4,83$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1,2 \cdot (C^p/H^p)^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_{ср}+273)-0,5)]/(1+\alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 2,97^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (661 + + 273) - 0,5)]/(1 + 1,2^2) = 0,76$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,1
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/м·МПа	$4,83 + 0,1 \cdot 0,76 = 4,9$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$4,9 \cdot 0,1 \cdot 0,406 = 0,2$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0,2} = 0,18$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в пароперегрівнику	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м²·К)	$111 \cdot 0,95 \cdot 0,18 = 19$
Те ж, з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м²·К)	$19 \cdot \left[1 + 0,3\left(\frac{734+273}{1000}\right)^{0,25}\left(\frac{2,3}{1,14}\right)^{0,07}\right] = 25$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки пароперегрівника	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр}')$	Вт/(м²·К)	$1,0 \cdot (76,8 + 25) = 101,8$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1 / (1 + \alpha_1 / \alpha_2)$	Вт/(м²·К)	$0,8 \cdot 101,8 / (1 + 101,8/1159) = 74,9$

Продовження таблиці 9.10

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Різниця температур: більша, менша	 $\Delta t_б$ $\Delta t_м$	 $\vartheta_{пп1}' - t_{пп1}''$ $\vartheta_{пп1}'' - t_{нп}$	 °С °С	 734 – 330 = 404 587 – 256 = 331
Температурний напір для протитечії	$\Delta t_{прт}$	$0,5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м)$	°С	$(404 + 331) \cdot 0,5 = 368$
Параметри:	$\tau_б$ $\tau_м$ P R	$\vartheta_{пп1}' - \vartheta_{пп1}''$ $t_{пп1}'' - t_{нп}$ $\tau_м / (\vartheta_{пп1}' - t_{нп})$ $\tau_б / \tau_м$	°С °С	734 – 587 = 147 330 – 256 = 74 74 / (734 – 256) = 0,155 147 / 74 = 1,98
Площа прямотечійної частини	$H_{пр}$	За розмірами	$м^2$	41,5
Коефіцієнт	A	$H_{пр} / H$	---	41,5 / 84,2 = 0,49
Коефіцієнт переходу до складної схеми	ψ	Із рис. 6.5	---	0,996
Температурний напір	Δt	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$	°С	$0,996 \cdot 368 = 367$
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H \cdot K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/$м^3$	$84,2 \cdot 74,9 \cdot 367 \cdot 10^{-3} / 0,85 = 2723$
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	$(2744 – 2723) \cdot 100 / 2744 = 0,77$

Розбіжність розрахунків за теплосприйманням складає менше 2,5%, тому перерахунків не потребується.

Таблиця 9.11 – Перевірний тепловий розрахунок сталевого економайзера

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Зовнішній діаметр труб	d	За розмірами	М	0,032
Внутрішній діаметр труб	$d_{вн}$	Те ж	М	0,026
Кількість труб в ряді	Z_1	–"–	шт	18
Кількість рядів труб	Z_2	–"–	шт	68
Середня довжина труби	L	–"–	М	4,34
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1 \cdot Z_2 + H_{міжпак}$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,032 \cdot 18 \cdot 4,25 \cdot 68 + 4,0 = 526$
Кількість паралельних змійовиків	$n_{зм}$	За розмірами	шт	2
Середній крок труб: поперечний, повздовжній	 s_1 s_2	Те ж	 м м	 0,080 0,060
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	 σ_1 σ_2	 S_1 / d S_2 / d	 --- ---	 2,5 1,88
Розташування труб у пучку	-	За конструкцією	---	шахове
Глибина: газового об'єму перед пучком, економайзерного пучка	 $L_{об}$ $L_п$	Те ж	 м м	 3,54 4,9
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot B_ш - A_{тр} \cdot Z_1 \cdot d$	$м^2$	$4,4 \cdot 1,49 - 4,18 \cdot 18 \cdot 0,032 = 4,15$
Площа живого перерізу для проходу води	$F_в$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n_{зм} \cdot Z_1 / 4$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,026^2 \cdot 2 \cdot 18 / 4 = 0,0191$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,032 \cdot (4 \cdot 2,5 \cdot 1,88 / 3,14 - 1) = 0,144$

Продовження таблиці 9.11

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура газів перед економайзером	$\vartheta_{ек}'$	Із розрахунку I ступеня пароперегрівника	°C	587
Ентальпія газів перед економайзером	$I_{ек}'$	Те ж	кДж/м^3	10588
Витрата води в економайзері	$D_{ек}$	$D + G_{пр}$	кг/с	9,72 + 0,194 = 9,914
Температура живильної води	$t_{жв}$	Згідно із завданням	°C	100
Ентальпія живильної води	$h_{жв}$	Із таблиці 9.4	кДж/кг	422
Розрахункова ентальпія води на виході з економайзера	$h'_{жв}$	$[(D \cdot h_{нп} + G_{пр} \cdot h_{кв} - (Q_т^{пр} + Q_ф) \cdot B_р] D_{ек}$	кДж/кг	$[9,72 \cdot 2797 + 0,194 \cdot 1116 - (17661 + 2616) \times 0,85] / 9,914 = 1026$
Температура живильної води на виході з економайзера	$t'_{жв}$	Із табл. води в стані насичення при $P_б$	°C	238
Теплосприймання з боку води	$Q_б$	$D_{ек} \cdot (h''_в - h_{жв}) / B_р$	кДж/м^3	$9,914 \cdot (1026 - 422) / 0,85 = 7044$
Ентальпія газів за економайзером	$I_{ек}''$	$I_{ек}' - Q_б / \varphi + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп}$	кДж/м^3	$10588 - 7044 / 0,989 + 0,06 \cdot 368 = 3488$
Температура газів за економайзером	$\vartheta_{ек}''$	Із I – ϑ таблиці	°C	209
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{ек}' + \vartheta_{ек}'')$	°C	$0,5 \cdot (587 + 209) = 398$
Середня температура води	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t'_{жв} + t_{жв})$	°C	$0,5 \cdot (238 + 100) = 169$
Середня швидкість газів	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	$0,85 \cdot 12,791 \cdot (273 + 399) / (273 \cdot 4,15) = 6,4$

Продовження таблиці 9.11

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$72 \cdot 0{,}9 \cdot 1 \cdot 1{,}04 = 67$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл.5.1	---	0,8
Питомий об'єм води для середньої температури	$v_в$	Із табл. води в стані насичення	м^3/кг	0,001073
Середня швидкість води	$w_в$	$D_{ек} \cdot v_в / F_в$	м/с	$9{,}914 \cdot 0{,}001073 / 0{,}0191 = 0{,}56$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо задано	Вт/(м^2·К)	75
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1]\cdot B_р \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$169 + [(1/75)/0{,}8 - 1/75] \cdot 0{,}85 \times \times 7044 \cdot 10^3 / 526 = 208$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_п s$	$p \cdot r_п \cdot s$	1/(м ·МПа)	$0{,}1 \cdot 0{,}247 \cdot 0{,}144 = 0{,}00356$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 35$ (із рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$35 \cdot 0{,}247 = 8{,}6$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	$K_с$	$1{,}2\cdot(C^р/H^р)^{0{,}4} \cdot (1{,}6\cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_{ср}+273)-0{,}5)/(1+\alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1{,}2 \cdot 2{,}97^{0{,}4} \cdot (1{,}6\cdot 10^{-3} \cdot (398 + + 273) - 0{,}5)/(1 + 1{,}26^2) = 0{,}44$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,1
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_с$	1/(м·МПа)	$8{,}6 + 0{,}1 \cdot 0{,}44 = 8{,}64$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$8{,}64 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}144 = 0{,}12$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0{,}12} = 0{,}11$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2·К)	$38 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}11 = 3{,}9$

Продовження таблиці 9.11

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням випромінювання об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м^2·К)	$3{,}9\cdot\left[1+0{,}3\cdot\left(\frac{587+273}{1000}\right)^{0{,}25}\cdot\left(\frac{3{,}54}{4{,}9}\right)^{0{,}07}\right]=4{,}8$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	1
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi\cdot(\alpha_к+\alpha_{пр})$	Вт/(м^2·К)	$1\cdot(67+4{,}8)=71{,}8$
Коефіцієнт теплопередачі	К	$\psi\cdot\alpha_1$	Вт/(м^2·К)	$0{,}8\cdot71{,}8=57$
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta'_{ек}-t'_{жв}$ $\vartheta''_{ек}-t_{жв}$	°С °С	$587-238=348$ $209-100=109$
Температурний напір для протитечії	$\Delta t_{прт}$	$(\Delta t_б-\Delta t_м)/\ln(\Delta t_б/\Delta t_м)$	°С	$(348-109)/\ln(348/109)=205$
Теплосприймання економайзера	$Q_т$	$(К\cdot Н\cdot\Delta t\cdot10^{-3})/B_р$	м^2	$(57\cdot526\cdot205\cdot10^{-3})/0{,}85=7230$
Розбіжність в теплосприйманні	εQ	$(Q_б-Q_т)\cdot100/Q_б$	%	$(7044-7230)\cdot100/7230=2{,}5$

Розбіжність розрахунків за теплосприйманням складає не більше 2,5%, тому розрахунок не повторюється.

Таблиця 9.12 – Перевірний тепловий розрахунок повітропідігрівника

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Зовнішній діаметр труб	$d_{зов}$	За розмірами	м	0,04
Внутрішній діаметр труб	d	Те ж	м	0,0368
Кількість труб поперек ходу	Z_1	–"–	шт	60
Кількість рядів труб	Z_2	–"–	шт	34
Середня довжина труби	L	–"–	м	3,39
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1 \cdot Z_2 + H_{міжпяк}$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,0368 \cdot 3,39 \cdot 60 \cdot 34 = 800$
Середній крок труб: поперечний, повздовжній	 s_1 s_2	За розмірами	 м м	 0,056 0,044
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	 σ_1 σ_2	 $S_1 / d_{зов}$ $S_2 / d_{зов}$	 --- ---	 1,4 1,1
Розташування труб у пучку	-	За конструкцією	---	шахове
Глибина : газового об'єму перед пучком, економайзерного пучка	 $L_{об}$ $L_п$	Те ж	 м м	 1,16 3,4
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot Z_1 \cdot Z_2 / 4$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,0368^2 \cdot 60 \cdot 34 / 4 = 2,17$
Площа живого перерізу для проходу повітря	$F_{пов}$	$A_г \cdot B_ш - A_ш \cdot Z_1 \cdot d$	$м^2$	$1,7 \cdot 3,4 - 1,7 \cdot 60 \cdot 0,04 = 1,7$

Продовження таблиці 9.12

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,0368 = 0,033$
Температура газів перед повітропідігрівником	$\vartheta_{повп}'$	Із розрахунку економайзера	°С	209
Ентальпія газів перед повітропідігрівником	$I_{повп}'$	Те ж	кДж/м^3	3488
Температура газів за повітропідігрівником	$\vartheta_{повп}''$	Згідно із завданням	°С	120
Ентальпія газів за повітропідігрівником	$I_{повп}''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/м^3	2266
Теплосприймання з боку газів	$Q_б$	$\varphi \cdot (I_{повп}' - I_{повп}'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/м^3	$0,989 \cdot (3488 - 2266 + 0,08 \cdot 368) = 1238$
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{повп}' + \vartheta_{повп}'')$	°С	$0,5 \cdot (210 + 120) = 165$
Температура холодного повітря	$t_{хп}$	Згідно із завданням	°С	30
Ентальпія холодного повітря	$I^0_{хп}$	Із I – ϑ таблиці	кДж/м^3	368
Ентальпія повітря на виході з повітропідігрівника	$I^0_{гп}$	$I^0_{хп} + Q_б / (\alpha_т'' - \Delta\alpha_т + \alpha_{прс} / 2)$	кДж/м^3	$368+1238/(1,15 - 0,05 + 0,08 / 2)=1453$
Температура гарячого повітря	$t_{гп}$	Із I – ϑ таблиці	°С	117
Середня температура повітря	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t_{хп} + t_{гп})$	°С	$0,5 \cdot (30 + 117) = 74$

Продовження таблиці 9.12

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Середня швидкість газів	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	$0,85 \cdot 13,462 \cdot (273 + 165)/(273 \cdot 2,17) = 8,4$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.4 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$22 \cdot 1,22 \cdot 1 = 26,8$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із таблиці 5.1	---	0,8
Коефіцієнт	β	$\alpha_т'' - \Delta\alpha_т + \alpha_{прс}/2$	---	$1,15 - 0,05 + 0,08/2 = 1,14$
Середня швидкість повітря	$W_{пов}$	$\frac{B_р \cdot V^0 \cdot \beta \cdot (273 + t_{ср})}{273 \cdot F_{пов}}$	м/с	$0,85 \cdot 9,43 \cdot 1,14 \cdot (273+74)/(273 \cdot 1,7) = 6,8$
Коефіцієнт тепловіддачі до повітря	α_2	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$68 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 0,97 = 64$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо задано	Вт/(м^2·К)	35
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$74 + [(1/35 + 1/67)/0,8 - 1/35] \times \times 0,85 \cdot 1238 \cdot 10^3/800 = 108$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_п s$	$p \cdot r_п \cdot s$	М·МПа	$0,1 \cdot 0,236 \cdot 0,033 = 0,00078$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 85$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$85 \cdot 0,236 = 20$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	$K_с$	$1,2 \cdot (C^р/H^р)^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_{ср} + 273) - 0,5)]/(1 + \alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 2,97^{0,4} \cdot [1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (165 + + 273) - 0,5)]/(1 + 1,34^2) = 0,13$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,1
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_с$	1/(м·МПа)	$20 + 0,1 \cdot 0,13 = 20,01$

Продовження таблиці 9.12

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$20{,}01 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}033 = 0{,}066$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0{,}066} = 0{,}064$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м²·К)	$10 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}064 = 0{,}6$
Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м²·К)	$0{,}6 \cdot \left[1 + 0{,}3 \cdot \left(\frac{210+273}{1000}\right)^{0{,}25} \cdot \left(\frac{1{,}16}{3{,}4}\right)^{0{,}07}\right] = 0{,}8$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	1
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м²·К)	$1 \cdot (26{,}8 + 0{,}8) = 27{,}6$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\xi_{вп} \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2)$	Вт/(м²·К)	$0{,}8 \cdot 27{,}6 \cdot 64 / (27{,}6 + 64) = 15{,}4$
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta'_{повп} - t_{гп}$ $\vartheta''_{повп} - t_{хп}$	°C °C	$209 - 117 = 92$ $120 - 30 = 90$
Температурний напір для протитечії	$\Delta t_{прт}$	$0{,}5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м)$	°C	$0{,}5 \cdot (92 + 90) = 91$
Параметри :	$\tau_б$ $\tau_м$ P R	$\vartheta'_{повп} - \vartheta''_{повп}$ $t_{гп} - t_{хп}$ $\tau_м / (\vartheta_{повп}' - t_{хп})$ $\tau_б / \tau_м$	°C °C	$209 - 120 = 89$ $117 - 30 = 87$ $87 / (209 - 30) = 0{,}2$ $89 / 87 = 1{,}03$

Продовження таблиці 9.12

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт переходу до складної схеми	ψ	Із рис. 6.3	---	0,96
Температурний напір для протитечії	Δt	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$	°C	$0,96 \cdot 91 = 87$
Теплосприймання поверхні	$Q_т$	$(K \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}) / B_р$	кДж/м^3	$(15,4 \cdot 800 \cdot 87 \cdot 10^{-3}) / 0,85 = 1260$
Розбіжність в теплосприйманні	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	$(1238 - 1260) \cdot 100 / 1238 = 1,77$

Таблиця 9.13 – Відхил теплового балансу

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Сприйнята теплота	ΣQ	$Q_{пр}^{т} + Q_ф + Q_{пі2} + Q_{пі1} + Q_{ек}$	кДж/м^3	$17661 + 2616 + 3099 + 2744 + 7044 = 33164$
Відхил балансу	$\varepsilon(Q)$	$[Q_н \cdot \eta_{пг} - \Sigma Q \cdot (1 - q_4/100)]/Q_н$	---	$[35482 \cdot 0,9343 - 33164 \cdot (1 - 0/100)]/35482 = 0,00037 = 0,037$ %

10 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОГЕНЕРАТОРА Е–12–1,4–250 ДВ

Початкові дані.

Робоче паливо – лушпиння. Елементарний склад палива, % : $W^p = 15$ %; $A^p = 2,4$ %; $S^p = 0,2$ %; $C^p = 42,5$ %; $H^p = 4,9$ %; $N^p = 0,4$ %; $O^p = 34,6$ %.

Робочі параметри котла:

- паровидатність D = 12 т/год = 3,33 кг/с;
- тиск в барабані котла $P_б = 1,4$ МПа;
- тиск перегрітої пари $P_{пп} = 1,33$ МПа;
- температура живильної води $t_{жв} = 105\ ^0C$;
- температура перегрітої пари $t_{пп} = 255\ ^0C$;
- температура холодного повітря $t_{хп} = 30\ ^0C$;
- температура відхідних газів $\vartheta_{вг} = 175\ ^0C$;
- нижча теплота згорання палива $Q_н^p = 15400$ кДж/кг;
- коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки $\alpha_т'' = 1,5$;
- частка виносу золи $a_{вин} = 0,95$;
- втрати теплоти від хімічної неповноти згорання $q_3 = 1,0$ %;
- втрати теплоти від механічної неповноти згорання $q_4 = 3,0$%;
- частка безперервної продувки p = 5 %.

Розрахунок об'ємів повітря та продуктів згорання

Теоретичний об'єм повітря, $м^3/кг$

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p =$$
$$= 0,0889 \cdot (42,5 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 4,9 - 0,0333 \cdot 34,6 = 3,93 .$$

Теоретичний об'єм триатомних газів, $м^3/кг$

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) = 0,01866 \cdot (42,5 + 0,375 \cdot 0,2) = 0,794.$$

Теоретичний об'єм азоту, $м^3/кг$

$$V^o_{N_2} = 0,79 \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^p = 0,79 \cdot 3,93 + 0,008 \cdot 0,4 = 3,109.$$

Теоретичний об'єм водяної пари, $м^3/кг$

$$V^o_{H_2O} = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V^0 =$$
$$= 0,111 \cdot 4,9 + 0,0124 \cdot 15 + 0,0161 \cdot 3,93 = 0,793 .$$

Теоретично необхідний об'єм повітря, $м^3/кг$

$$V_0 = 0,115 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,342 \cdot H^p - 0,0431 \cdot O^p =$$
$$= 0,115 \cdot (42,5 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,342 \cdot 4,9 - 0,0431 \cdot 34,6 = 5,081.$$

Таблиця 10.1 – Значення присмоктувань повітря в газоходах і коефіцієнта надлишку повітря на виході з газоходів

Ділянки газового тракту	$\Delta\alpha$	α''
Топка	0,1	1,5
Фестон	0,025	1,525
Пароперегрівник	0,05	1,575
Котельний пучок	0,025	1,6
Економайзер	0,1	1,7

Таблиця 10.2 – Середні характеристики продуктів згорання в газоходах

Найменування величини	Розмірність	Найменування газоходів				
		топка	фестон	пароперегрівник	котельний пучок	економайзер
Коефіцієнт надлишку повітря за газоходом α''	---	1,5	1,525	1,575	1,6	1,7
Коефіцієнт надлишку повітря середній $\alpha_{ср}$	---	1,45	1,512	1,550	1,587	1,650
Об'єм водяної пари, V_{H_2O}	$м^3/м^3$	0,822	0,826	0,828	0,830	0,834
Об'єм димових газів, $V_г$	$м^3/м^3$	6,489	6,736	6,888	7,036	7,287
Об'ємна частка триатомних газів, $r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г$	---	0,122	0,117	0,115	0,112	0,108
Об'ємна частка водяної пари, $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_г$	---	0,127	0,123	0,120	0,118	0,114
Сумарна частка триатомних газів, $r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	---	0,249	0,240	0,235	0,230	0,222
Маса димових газів, $G_г$	кг/кг	8,418	8,736	8,931	9,121	9,444
Концентрація золи, $\mu_{зл} = 10 \cdot A^р \cdot a_{вин} / V_г$	---	0,0027	0,0026	0,00255	0,0025	0,0024

Таблиця 10.3 – Ентальпії повітря і продуктів згорання (I – ϑ таблиця)

ϑ , °C	$I^0_г$, кДж/кг	$I^0_{пов}$, кДж/кг	Ентальпії газів в газоходах $I_г = I_г^0 + (\alpha - 1) \cdot I^0_{пов}$				
			топка, $\alpha'' = 1,5$	фестон, $\alpha'' = 1,525$	пароперегрівник, $\alpha'' = 1,575$	котельний пучок, $\alpha'' = 1,6$	економайзер, $\alpha'' = 1,700$
100	657,4	518,8					1021,2
200	1331,4	1045,4				1960,1	2064,6
300	2027,5	1583,8			2940,4	2980,0	3138,4
400	2744,7	2130,1			3972,6	4025,9	
500	3480,9	2688,1		4896,1	5030,5	5097,7	
600	4231,8	3261,9		5949,2	6112,3	6193,9	
700	5004,9	3847,5	6934,5	7030,6	7223,0	7319,2	
800	5803,0	4440,9	8030,2	8141,2	8363,3		
900	6614,3	5034,3	9139,3	9265,1	9516,9		
1000	7441,5	5643,5	10272,0	10413,1			
1200	9106,1	6893,2	12563,5	12735,9			
1400	10834,1	8158,7	14926,4				
1600	12577,9	9443,8	17314,9				
1800	14355,5	10725,0	19735,2				
2000	16154,4	12041,5	22194,5				
2200	17972,7	13358,1	24673,3				

Таблиця 10.4 – Тепловий баланс і витрата палива

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула або спосіб визначення		
Наявна теплота палива	$Q_н$	$Q_н^р$	кДж/кг	15400
Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання	q_3	Згідно із завданням	%	1,0
Втрати теплоти від механічної неповноти згорання	q_4	Те ж	%	3
Температура відхідних газів	$\vartheta_{вг}$	-"-	°С	175
Ентальпія відхідних газів	$I_{вг}$	Із I – ϑ - таблиці	кДж/м^3	1804
Температура холодного повітря	$t_{хп}$	Згідно із завданням	°С	30
Ентальпія повітря в котельній	$I^0_{хп}$	$V^0 \cdot (c \cdot t)_{хп}$	кДж/кг	3,93·39 = 153
Втрати теплоти з відхідними газами	q_2	$(I_{вг} - \alpha_{вг} \cdot I^0_{хп}) \cdot (100 - q_4) / Q_н$	%	(1804 – 1,7·153) × × (100 – 3) / 15400 = 9,72
Втрати теплоти через обмурівку котла	q_5	Характеристики обмурівки котла	%	1,3
Сума теплових втрат	$\sum q$	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5$	%	9,72 + 1 + 3 + 1,3 = 15,1
ККД котлоагрегату	$\eta_{пг}$	$100 - \sum q$	%	100 – 15,1 = 84,9
Коефіцієнт збереження Теплоти	φ	$1 - q_5 / (\eta_{пг} + q_5)$	---	1 – 1,3/(84,9 + 1,3) = 0,985
Паровидатність агрегату	D	Номінальна	кг/с	3,33
Тиск пари в барабані	$P_б$	Згідно із завданням	МПа	1,4

Продовження таблиці 10.4

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула або спосіб визначення		
Температура перегрітої пари	$t_{пп}$	Згідно із завданням	°С	255
Ентальпія перегрітої пари	$h_{пп}$	Із H–S діаграми	кДж/кг	2941
Температура живильної води	$t_{жв}$	Згідно із завданням	°С	105
Ентальпія живильної води	$h_{жв}$	Із таблиць води в стані насичення	кДж/кг	440
Ентальпія котлової води	$h_{кв.}$	Із таблиць води в стані насичення	кДж/кг	822
Продувки котла	$G_{пр}$	D·p (згідно із завданням p = 0,05)	кг/с	3,33·0,05 = 0,1665
Повна теплота, яка корисно витрачена в агрегаті	$Q_{пг}$	$D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + p \cdot D \cdot (h_{кв} - h_{жв})$	кВт	3,3·(2941 – 440) + + 0,1665·(882 – 440) = 8391
Повна витрата палива	B	$Q_{пг} / (Q_н \cdot \eta_{пг})$	кг/с	8391 / (15400·0,849) = 0,642
Розрахункова витрата палива	$B_р$	$B \cdot (100 - q_4) / 100$	кг/с	0,642· (100 – 3)/100 = 0,623

Перевірний розрахунок теплообміну в топці

Об'єм топкової камери $V_т = 49,5$ м^3.

Теплове напруження об'єму топки $q_V = B_р \cdot Q_н^р / V_т = 0,623 \cdot 15400 / 49,5 = 193,8$ кВт/м^3.

Інші конструктивні характеристики топкової камери зведені в табл.10.5.

Таблиця 10.5 – Конструктивні характеристики топки

Величина			Стінки топки			Вихідне вікно	Сумарна площа
Найменування	Позначення	Розмірність	фронтова + під	Бокова	Задня		
Сумарна площа стін і вікна топки	$F_{ст}$	$м^2$	21+10,5	17,2	16		81,9
Площа, яка зайнята променеспринмальною поверхнею	$F_{пр}$	$м^2$	14,3+0	15,4	13,6	2,6	61,3
Зовнішній діаметр екранних труб	d	мм	51	51	51		
Крок екранних труб	s	мм	55	55	80		
Відстань від осі екранних труб до кладки:	e	мм	80	80	50		
відношення	s/d	-	1,08	1,08	1,57		
відношення	e/d	-	1,57	1,57	0,98		
Кутовий коефіцієнт екранів	x	-	0,98	0,98	1	1	
Площа променеспринмальної поверхні	$H_{пр}$	$м^2$	14,01	15,09	13,6	2,6	60,4
Коефіцієнт забруднення екранної поверхні	ξ		0,65	0,65	0,65	1	

Таблиця 10.6 – Тепловий розрахунок топки

Найменування	Величина: Позначення	Величина: Розрахункова формула, спосіб визначення	Розмірність	Розрахунок
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_т''$	Із таблиці 10.1	---	1,5
Присмоктування повітря в топці	$\Delta\alpha_т$	Те ж	---	0,1
Ентальпія холодного повітря	$I^0_{хп}$	Із табл.10.5	кДж/кг	153
Теплота, яка вноситься в топку з повітрям	$Q_{пов}$	$(\alpha_т'' - \Delta\alpha_т)\cdot I^o_{г.п.} + \Delta\alpha_т \cdot I^o_{пр}$	кДж/кг	$(1,5 - 0,1)\cdot 153 + 0,1\cdot 153 = 229,5$
Корисне тепловиділення в топці	$Q_т$	$Q_н \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_{пов}$	кДж/кг	$15400\cdot(100 - 1 - 3)/(100 - 3) + 229,5 = 15470$
Адіабатна температура горіння	$\vartheta_а$	Із I - ϑ таблиці	°С К	1446 1720
Температура газів на виході з топки	$\vartheta_т''$	За попереднім вибором	°С	830
Ентальпія газів на виході з топки	$I_т''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	8363
Променисте теплосприймання топки	$Q_т^{пр}$	$\varphi\cdot(Q_т - I_т'')$	кДж/кг	$0,985\cdot(15470 - 8363) = 7000$
Середня сумарна теплоємність продуктів згорання	$Vc_{ср}$	$\frac{Q_т - I_т''}{\vartheta_а - \vartheta_т''}$	кДж/(кг·°С)	$(15470 - 8363)/(1446 - 830) = 11,5$
Ефективна товщина випромінювального шару	s	$3,6\cdot V_т / F_{ст}$	м	$3,6\cdot 49,5 / 81,9 = 2,176$
Ступінь екранування топки	$\chi_т$	$H_{пр} / F_{ст}$	---	$60,4 / 81,9 = 0,737$
Середній коефіцієнт теплової ефективності екранів	$\psi_{ср}$	$\Sigma(H_{пр}\cdot\xi) / F_{ст}$	---	$(14,01\cdot 0,65 + 2\cdot 15,09\cdot 0,65 + 13,6\cdot 0,65) / 81,9 = 0,46$

Продовження таблиці 10.6

Найменування	Величина: Позначення	Величина: Розрахункова формула, спосіб визначення	Розмірність	Розрахунок
Сумарна об'ємна частка триатомних газів	$r_п$	Із табл.10.2	---	0,249
Добуток $p \cdot r_п \cdot s$	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м · МПа	0,1 · 0,249 · 2,176 = 0,0542
Об'ємна частка водяної пари	r_{H_2O}	Із табл.10.2	---	0,127
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 8$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	8 · 0,249 = 1,99
Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками	$K_{зл}\mu_{зл}$	Формула (4.16)	1/(м·МПа)	$\frac{10^4 \cdot 0,7}{\sqrt[3]{(850+273)^2}} \cdot \frac{0,0027}{1+1,2 \cdot 0,0027 \cdot 2,1776} = 0,18$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками коксу	$K_К$	Згідно із розділом 4	1/(м·МПа)	10
Вплив концентрації коксових частинок та способу спалювання	χ_1 χ_2	Те ж	--- ---	0,5 0,03
Коефіцієнт ослаблення променів	K	Формула (4.15)	1/(м·МПа)	0,18 + 10 · 0,5 · 0,03 + + 1,99 = 2,32
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	2,32 · 0,1 · 2,176 = 0,51
Параметр забаластованості топкової камери	r_V	Формула (4.22)	$м^3/м^3$	6,489 / (3,109 + 0,794) = 1,66
Параметр M	M	Формула (4.22)	---	$0,42 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0) \cdot (1,66)^{1/3} = 0,497$

Продовження таблиці 10.6

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ефективне значення критерію Бугера	$B\tilde{i}$	Формула (4.24)	---	$1{,}6 \cdot \ln\left(\frac{1{,}4 \cdot 0{,}51^2 + 0{,}51 + 2}{1{,}4 \cdot 0{,}51^2 - 0{,}51 + 2}\right) = 0{,}71$
Температура газів на виході з топки	$\vartheta_т''$	Формула (4.20)	°С	$\frac{1720}{1 + 0{,}497 \cdot 0{,}71^{0{,}3} \cdot \left(\frac{5{,}67 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}46 \cdot 81{,}9 \cdot 1720^3}{0{,}985 \cdot 0{,}623 \cdot 11{,}5}\right)^{0{,}6}} - 273 = 815$
Ентальпія газів на виході з топки	$I_т''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	8197
Загальне теплосприймання топки	$Q_т^{пр}$	$\varphi \cdot (Q_т - I_т^*)$	кДж/кг	$0{,}985 \cdot (15470 - 8197) = 7164$
Середнє теплове навантаження променесприймальної поверхні	$q_{пр}^{ср}$	$\frac{B_р \cdot Q_т^{пр}}{H_{пр}}$	кВт/м^2	$0{,}623 \cdot 7164 / 60{,}4 = 73{,}9$
Розбіжність променистого теплосприймання	$\varepsilon(\vartheta_т'')$	$(\vartheta_т'' - \vartheta_т'') / \vartheta_т''$	---	$(830 - 815) / 815 = 0{,}018$ або 1,8 %

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2 %, то перерахунок не проводимо і приймаємо температуру газів на виході з топки $\vartheta_т'' = 815\ ^0$С.

Таблиця 10.7 – Перевірний розрахунок фестона

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Діаметр труб	d	За розмірами	м	0,051
Довжина труб, що обігріваються: перший ряд, другий ряд	 L_1 L_2	Те ж	 м м	 2 2,15
Кількість труб: в першому ряді, в другому ряді	 Z_1 Z_2	-"-	шт	 9 8
Середній крок труб : поперечний, повздовжній	 s_1 s_2	-"-	 м м	 0,16 0,375
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	 σ_1 σ_2	 S_1 / d S_2 / d	 --- ---	 3,14 7,35
Розташування труб у пучку	-	За конструкцією	---	шахове
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi d(L_1 \cdot Z_1 + L_2 \cdot Z_2)$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,051 \cdot (2 \cdot 9 + 2,15 \cdot 8) = 5,64$
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot L_1 - Z_1 \cdot d \cdot L_1$	$м^2$	$2,87 \cdot 2 - 9 \cdot 0,051 \cdot 2 = 4,82$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,051 \cdot (4 \cdot 3,14 \cdot 7,35/3,14 - 1) = 1,3$
Температура газів перед фестоном	$\vartheta_ф'$	Із розрахунків топки	°C	815
Ентальпія газів перед фестоном	$I_ф'$	Те ж	кДж/кг	8197

Продовження таблиці 10.7

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура газів за фестоном	$\vartheta_ф''$	Прийнята попередньо	°С	788
Ентальпія газів за фестоном	$I_ф''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	8008
Теплосприймання фестона	$Q_Б$	$\varphi \cdot (I_ф' - I_ф'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	$0{,}985 \cdot (8197 - 8008 + 0{,}025 \cdot 153) = 190$
Температура кипіння в барабані	$t_{кип}$	Із табл. води і пари в стані насичення	°С	195,0
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0{,}5\,(\vartheta' + \vartheta'')$	°С	$0{,}5\,(815 + 788) = 802$
Середній температурний напір	Δt	$\vartheta_{ср} - t_{кип}$	°С	$802 - 195 = 607$
Температура забрудненої стінки труби	$t_{ст}$	$t_{кип} + \Delta t$, $\Delta t = 60\ ^0C$	°С	$195 + 60 = 255$
Середня швидкість газів	w_o	$V_г \cdot B_р \times (\vartheta_{ср}+273) / (F_г \cdot 273)$	м/с	$6{,}736 \cdot 0{,}623 \cdot (802+273)/(4{,}82 \cdot 273) = 3{,}4$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$42{,}5 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}98 = 30{,}44$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м·МПа	$0{,}1 \cdot 0{,}24 \cdot 1{,}3 = 0{,}0312$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 10$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$10 \cdot 0{,}24 = 2{,}4$
Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками	$K_{зл}\mu_{зл}$	Формула (4.16)	1/(м·МПа)	$\frac{10^4 \cdot 0{,}7}{\sqrt[3]{(802+273)^2}} \cdot \frac{0{,}0026}{1+1{,}2 \cdot 0{,}0026 \cdot 1{,}3} = 0{,}17$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками коксу	$K_К$	Із розділу 4	1/(м·МПа)	10

Продовження таблиці 10.7

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Вплив концентрації коксових частинок та способу спалювання	χ_1 χ_2	Із розділу 4	--- ---	0,5 0,03
Коефіцієнт послаблення променів	K	Формула (4.15)	1/(м·МПа)	$0,17 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03 + 2,4 = 2,72$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$2,72 \cdot 0,1 \cdot 1,3 = 0,353$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0.353} = 0,297$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2·К)	$125 \cdot 0,99 \cdot 0,297 = 36,7$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	0,95
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м^2·К)	$0,95 \cdot (30,44 + 36,7) = 63,8$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із рис. 5.7	---	0,54
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м^2·К)	$0,54 \cdot 63,8 = 34,5$
Теплосприймання фестона за рівнянням теплопередачі	$Q_т$	$K \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	$34,5 \cdot 5,64 \cdot 607 \cdot 10^{-3} / 0,623 = 189,6$
Розбіжність розрахункових теплосприймань	ΔQ	$\frac{Q_Б - Q_т}{Q_Б} \cdot 100$	%	$(190 - 189,6) \cdot 100 / 190 = 0,21$

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2,5 %, то перерахунків не потребується. Температуру газів на виході з фестону остаточно приймаємо $\vartheta_ф'' = 788\ ^0C$.

Таблиця 10.8 – Конструктивний розрахунок пароперегрівника

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Діаметр труб	$d/d_{вн}$	За розмірами	м	0,032/0,026
Кількість змійовиків поперек ходу газів	Z_1	Те ж	шт	6
Кількість спарених труб	Z_2	-"-	шт	3
Середній крок труб :		-"-		
поперечний,	s_1		м	0,110
повздовжній	s_2		м	0,080
Відносний крок труб:				
поперечний,	σ_1	S_1 / d	---	3,44
повздовжній	σ_2	S_2 / d	---	2,5
Довжина змійовика в зоні омивання	L	За розмірами	м	8,3
Розташування труб у пучку	-	Те ж	---	Коридорне
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot h_г - Z_1 \cdot h_г \cdot d$	$м^2$	$0,77 \cdot 2 - 6 \cdot 2 \cdot 0,032 = 1,16$
Додаткова поверхня нагріву з поперечним омиванням ∅ 51 мм	$H_{дод}$	За розмірами	$м^2$	7,0
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,032 \cdot (4 \cdot 3,44 \cdot 2,5/3,14–1)=0,286$
Температура пари на вході в пароперегрівник	$t_{пп}$	Із табл. насиченої пари при тиску P_6	°C	195
Ентальпія пари на вході в пароперегрівник	$h_{пп}$	Те ж	кДж/кг	2788

Продовження таблиці 10.8

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника	$t_{пп}$	Згідно із завданням	°С	255
Ентальпія перегрітої пари на виході з пароперегрівника	$h_{пп}$	Із табл.10.4	кДж/кг	2941
Теплосприймання з боку пари (за балансом)	$Q_{пп}$	$D \cdot (h_{пп} - h_{нп}) / B_р$	кДж/кг	$3,33 \cdot (2941 - 2788) / 0,623 = 817,8$
Температура газів перед пароперегрівником	$\vartheta_{пп}'$	Із розрахунку фестона	°С	788
Ентальпія газів перед пароперегрівником	$I_{пп}'$	Те ж	кДж/кг	8008
Температура газів на виході з пароперегрівника	$\vartheta_{пп}''$	Прийнята попередньо	°С	670
Ентальпія газів на виході з пароперегрівника	$I_{пп}''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	6890
Теплосприймання з боку газів	$Q_б$	$\varphi \cdot (I_{пп}' - I_{пп}'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	$0,985 \cdot (8008 - 6890 + 0,05 \cdot 153) = 1109$
Частка теплоти, що сприйнята пароперегрівником	$K_{пп}$	$Q_{пп} / Q_б$	---	$817,8 / 1109 = 0,737$
Теплосприймання додаткових поверхонь	$Q_{б\,дод}$	$Q_б - Q_{пп}$	кДж/кг	$1109 - 817,8 = 291,2$
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{пп}' + \vartheta_{пп}'')$	°С	$0,5 \cdot (788 + 670) = 729$
Середня температура пари	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	°С	$0,5 \cdot (195 + 255) = 225$

Продовження таблиці 10.8

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Середня швидкість газів в пароперегрівнику	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	$0,623 \cdot 6,888 \cdot (273+729) / (273 \cdot 1,16) = 13,6$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	$\alpha_к$	Із рис. 5.2 $\alpha_н \cdot C_s \cdot C_z \cdot C_ф$	Вт/(м^2·К)	$98 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 90,2$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією додаткової поверхні	$\alpha_{к\,доп}$	Те ж	Вт/(м^2·К)	$82 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 75,5$
Об'єм пари для середньої температури пари	$v_п$	Із табл. перегрітої пари або H – S діаграми	м^3/кг	0,16
Середня швидкість пари	$w_п$	$4 \cdot D \cdot v_п / (\pi \cdot (d_{вн})^2 \cdot Z_1 \cdot Z_2)$	м/с	$4 \cdot 3,33 \cdot 0,16 / (3,14 \cdot 0,026^2 \cdot 3 \cdot 6) = 55,8$
Коефіцієнт тепловіддачі до пари	α_2	Із рис. 6.2	Вт/(м^2·К)	$1200 \cdot 0,99 = 1188$
Коефіцієнт тепловіддачі з боку газів; площа поверхні пароперегрівника	α_1 H	Попередньо приймаємо	Вт/(м^2·К) м^2	100 20
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із рис. 5.7	---	0,58
Температура забрудненої стінки пароперегрівника	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)/\psi - 1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_{лп} \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$225 + [(1/100 + 1/1188)/0,58 - 1/100] \times \times 0,623 \cdot 817,8 \cdot 10^3 / 20 = 446$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м · МПа	$0,1 \cdot 0,235 \cdot 0,286 = 0,0067$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 22$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$22 \cdot 0,235 = 5,17$
Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками	$K_{зл}\mu_{зл}$	Формула (4.16)	1/(м·МПа)	$\frac{10^4 \cdot 0,7}{\sqrt[3]{(729+273)^2}} \cdot \frac{0,00255}{1+1,2 \cdot 0,00255 \cdot 0,286} = 0,178$

Продовження таблиці 10.8

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт ослаблення променів	K	Формула (4.15)	1/(м·МПа)	0,178 + 10·0,5·0,03 + 5,17 = 5,49
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	5,49 · 0,1 · 0,286 = 0,157
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0,152} = 0,145$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в пароперегрівнику	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2·К)	150 · 0,94 · 0,145 = 20,4
Температура забрудненої стінки додаткових поверхонь	$t_з$	$t_{ср} + 80\ ^0C$	^0C	195 + 80 = 275
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в додаткових поверхнях	$\alpha_{пр\ дод}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2·К)	102 · 0,97 · 0,145 = 14,3
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	0,95
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки пароперегрівника	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м^2·К)	0,95 · (90,2 + 20,4) = 105,1
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до додаткових поверхонь	$\alpha_{1\ дод}$	$\xi \cdot (\alpha_{к\ дод} + \alpha_{пр\ дод})$	Те ж	0,95 · (75,5 + 14,3) = 85,3
Коефіцієнт теплопередачі пароперегрівника	K	$\psi \cdot \alpha_1 / (1 + \alpha_1 / \alpha_2)$	-"-	0,58 · 105,1 / (1 + 105,1/1188) = 56
Коефіцієнт теплопередачі додаткових поверхонь	$K_{дод}$	$\psi \cdot \alpha_{1\ дод}$	-"-	0,58 · 85,3 = 49,5
Різниця температур перехресної течії: більша, менша	 $\Delta t_б$ $\Delta t_м$	 $\vartheta' - t_{пл}$ $\vartheta'' - t_{нл}$	 ^oC ^oC	 788 – 255 = 533 670 – 195 = 475

Продовження таблиці 10.8

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$0,5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м)$	°С	$(533 + 475) \cdot 0,5 = 504$
Параметри	$\tau_б$ $\tau_м$ P R	$\vartheta' - \vartheta''$ $t_{пп} - t_{нп}$ $\tau_м / (\vartheta'' - t_{нп})$ $\tau_б / \tau_м$	°С °С	$788 - 670 = 118$ $255 - 195 = 60$ $60 / (670 - 195) = 0,126$ $118 / 60 = 1,97$
Коефіцієнт переходу до складної схеми	ψ	Із рис. 6.3	---	0,999
Температурний напір для пароперегрівника	Δt	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$	°С	$0,99 \cdot 504 = 499$
Температурний напір для додаткових поверхонь	$\Delta t_{дод}$	$\vartheta_{ср} - t_{кип}$, $t_{кип}$ вибрано з табл.10.7	°С	$729 - 195 = 534$
Теплосприймання додаткових поверхонь з рівняння теплопередачі	$Q_{т\,дод}$	$K_{дод} \cdot H_{дод} \cdot \Delta t_{дод} \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	$49,5 \cdot 7,0 \cdot 534 \cdot 10^{-3} / 0,623 = 297$
Розрахункова площа поверхні нагріву пароперегрівника	H	$(Q_б - Q_{т\,дод}) \cdot B_р / (K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3})$	$м^2$	$(1109 - 297) \cdot 0,623 / (56 \cdot 499 \cdot 10^{-3}) = 18,1$
Загальне теплосприймання з рівняння теплопередачі	ΣQ	$Q_{пп} + Q_{т\,дод}$	кДж/кг	$817,8 + 297 = 1114,8$
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_б - \Sigma Q) \cdot 100 / Q_б$	%	$(1109 - 1114,8) \cdot 100 / 1109 = 0,5$
Розрахункова довжина змійовика	L	$H / (\pi \cdot d \cdot Z_1 \cdot Z_2)$	м	$18,1 / (3,14 \cdot 0,032 \cdot 6 \cdot 3) = 10,0$

Розбіжність розрахунків за теплосприйманням складає менше 2,5%, тому перерахунку не потрібно.

Таблиця 10.9 – Тепловий розрахунок першого конвективного пучка

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Діаметр труб	d	За розмірами	м	0,051
Кількість труб в ряді	Z_1	Те ж	м	20
Кількість рядів труб	Z_2	-"-	шт	17
Середній крок труб: поперечний, повздовжній	 s_1 s_2	За розмірами	 м м	 0,110 0,090
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	 σ_1 σ_2	 S_1 / d S_2 / d	 --- ---	 2,16 1,76
Середня довжина труби	L	За розмірами	м	2,52
Розташування труб у пучку	-	Те ж	---	Коридорне
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г'$ $F_г''$ $F_г$	За розмірами $0,5 \cdot (F_г' + F_г'')$	$м^2$	2,51 1 $0,5 \cdot (2,51 + 1) = 1,755$
Повна площа поверхня нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot Z_1 \cdot Z_2 \cdot L$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,051 \cdot 20 \cdot 17 \cdot 2,52 = 137,3$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,032 \cdot (4 \cdot 2,16 \cdot 1,76/3,14 - 1) = 0,177$
Температура газів перед 1-м конвективним пучком	$\vartheta_{кп1}'$	Із розрахунків пароперегрівника	°C	670
Ентальпія газів перед 1-м конвективним пучком	$I_{кп1}'$	Те ж	кДж/кг	6890
Температура газів за 1-м конвективним пучком	$\vartheta_{кп1}''$	Прийнято попередньо	°C	370

Продовження таблиці 10.9

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ентальпія газів за І-м конвективним пучком	$I_{кп1}''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	3712
Теплосприймання з боку газів	$Q_б$	$\varphi \cdot (I_{кп1}' - I_{кп1}'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	0,985·(6890–3712+0,0125 · 153) = 3132
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{кп1}' + \vartheta_{кп1}'')$	°С	0,5 · (670 + 370) = 520
Середня швидкість газів	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	0,623·7,036·(273+520)/(273 · 1,755) = = 7,3
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.2 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м²·К)	67 · 0,99 · 1 · 1,01 = 67
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із рис. 5.7	---	0,66
Коефіцієнт тепловіддачі з боку газів	α_1	Попередньо задаємо	Вт/(м²·К)	70
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{кип} + [(1/\alpha_1)/\psi - 1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_{кп1} \cdot 10^3 / H$	°С	195 + [(1/70)/0,66 – 1/70] · 0,623 × × 3132 · 10^3/ 137,3 = 300
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	0,1 · 0,23 · 0,177 = 0,0041
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 34$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	34 · 0,23 = 7,82
Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками	$K_{зл}\mu_{зл}$	Формула (4.16)	1/(м·МПа)	$10^4 \cdot 0,7 \cdot 0,0025 / [(520 + 273)^{2/3} \cdot (1 + + 1,2 \cdot 0,0025 \cdot 0,177)]$ = 0,2
Коефіцієнт ослаблення променів	K	Формула (4.15)	1/(м·МПа)	0,2 + 10 · 0,5 · 0,03 + 7,82 = 8,17
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	8,17 · 0,1 · 0,177 = 0,145

Продовження таблиці 10.9

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0.145} = 0,135$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_т \cdot a$	Вт/(м^2·К)	$68 \cdot 0,95 \cdot 0,135 = 8,72$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула 5.10	---	0,95
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м^2·К)	$0,95 \cdot (67 + 8,72) = 71,9$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м^2·К)	$0,66 \cdot 71,9 = 47,5$
Різниця температур: більша , менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta' - t_{кип}$ $\vartheta'' - t_{кип}$	°С °С	$670 - 195 = 475$ $370 - 195 = 175$
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$(\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м)$	°С	$(475 - 170) / \ln(475/175) = 300$
Теплосприймання пучка з рівняння теплопередачі	$Q_т$	$K \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	$47,5 \cdot 137,3 \cdot 300 \cdot 10^{-3} / 0,623 = 3140$
Розбіжність в теплосприйманні	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	$(3132 - 3140) \cdot 100 / 3132 = 0,26$

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше 2,5%, тому перерахунок не здійснюємо.

Таблиця 10.10 – Тепловий розрахунок другого конвективного пучка

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Діаметр труб	d	За розмірами	М	0,051
Кількість труб в ряді	Z_1	Те ж	м	20
Кількість рядів труб	Z_2	-"-	шт	11
Середній крок труб: поперечний, повздовжній	 s_1 s_2	-"-	 м м	 0,110 0,090
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	 σ_1 σ_2	 S_1 / d S_2 / d	 --- ---	 2,16 1,76
Середня довжина труби	L	За розмірами	м	2,52
Розташування труб у пучку	-	Те ж	---	Коридорне
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г'$ $F_г''$ $F_г$	За розмірами Те ж $0,5 \cdot (F_г' + F_г'')$	$м^2$	1,48 0,87 $0,5 \cdot (1,48 + 0,87) = 1,175$
Повна площа поверхня нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot Z_1 \cdot Z_2 \cdot L$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,051 \cdot 20 \cdot 11 \cdot 2,52 = 88,8$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,032 \cdot (4 \cdot 2,16 \cdot 1,76/3,14–1)=0,177$
Температура газів перед 2-м конвективним пучком	$\vartheta_{кп2}'$	Із розрахунку 1-го конвективного пучка	$°C$	370
Ентальпія газів перед 2-м конвективним пучком	$I_{кп2}'$	Те ж	кДж/кг	3712

Продовження таблиці 10.10

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура газів за 2-м конвектив-ним пучком	$\vartheta_{кп2}''$	Прийнято попередньо	°С	285
Ентальпія газів за 2-м конвектив-ним пучком	$I_{кп2}''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	2827
Теплосприймання з боку газів	$Q_б$	$\varphi \cdot (I_{кп2}' - I_{кп2}'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	0,985 · (3712 – 2827 + 0,0125 · 153) = 874
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{кп2}' + \vartheta_{кп2}'')$	°С	0,5 · (370 + 285) = 328
Середня швидкість газів	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	0,623·7,036·(273 + 328)/(273 · 1,175) = 8,2
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Рис. 5.2 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м²·К)	58 · 0,99 · 1 · 1,1 = 63,2
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із рис. 5.7	—	0,75
Коефіцієнт тепловіддачі з боку газів	α_1	Попередньо задаємо	Вт/(м²·К)	65
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{кип} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_{кп2} \cdot 10^3 / H$	°С	195 + [(1/65)/0,75 – 1/65] · 0,623 × × 874 · 10^3/ 88,8 = 227
Сумарна поглинальна здатність	pr_ns	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	0,1 · 0,23 · 0,177 = 0,0041
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 38$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	38 · 0,23 = 8,74
Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками	$K_{зл}\mu_{зл}$	Формула (4.16)	1/(м·МПа)	$10^4 \cdot 0,7 \cdot 0,0025 / [(328 + 273)^{2/3} \cdot (1+ + 1,2 \cdot 0,0025 \cdot 0,177)] = 0,246$

Продовження таблиці 10.10

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт ослаблення променів	K	Формула (4.15)	1/(м·МПа)	$0,246 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03 + 8,74 = 9,14$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$9,14 \cdot 0,1 \cdot 0,177 = 0,162$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0,162} = 0,15$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м²·К)	$36 \cdot 0,94 \cdot 0,15 = 5,08$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Із розділу 5	---	0,95
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м²·К)	$0,95 \cdot (63,2 + 5,08) = 64,9$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м²·К)	$0,75 \cdot 64,9 = 48,6$
Різниця температур: більша , менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta' - t_{кип}$ $\vartheta'' - t_{кип}$	°C °C	$370 - 195 = 175$ $285 - 195 = 90$
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$(\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м)$	°C	$(175 - 90) / \ln(175/90) = 127,8$
Теплосприймання пучка з рівняння теплопередачі	$Q_т$	$K \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	$48,6 \cdot 88,8 \cdot 127,8 \cdot 10^{-3} / 0,623 = 885$
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	$(874 - 885) \cdot 100 / 874 = 1,26$

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше ніж 2,5%, тому перерахунку не потребується.

Таблиця 10.11 – Конструктивний тепловий розрахунок сталевого економайзера

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Зовнішній діаметр труб	d	За розмірами	м	0,032
Внутрішній діаметр труб	$d_{вн}$	Те ж	м	0,026
Кількість труб в ряді	Z_1	-"-	шт	6
Кількість паралельних труб	$n_{тр}$	-"-	шт	2
Середній крок труб: поперечний, повздовжній	s_1 s_2	-"-	м м	0,092 0,065
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	σ_1 σ_2	s_1 / d s_2 / d	--- ---	2,88 2,03
Середня довжина труби	L	За розмірами	м	2,2
Розташування труб у пучку	-	За конструкцією	---	Шахове
Глибина: об'єму перед пучком; економайзерного пучка	$L_{об}$ $L_п$	Те ж	м м	0,6 1,4
Площа перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_т \cdot B_ш - A_{зц} \cdot Z_1 \cdot d$	$м^2$	$2,2 \cdot 0,6 - 2,2 \cdot 6 \cdot 0,032 = 0,9$
Площа перерізу для проходу води	$F_в$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n_{тр} \cdot Z_1 / 4$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,026^2 \cdot 2 \cdot 6 / 4 = 0,0064$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) \cdot d$	м	0,9·0,032·(4·2,88·2,03/3,14–1)=0,185
Температура газів перед економайзером	$\vartheta_{ек}'$	Із розрахунку 2–го конвективного пучка	°C	285
Ентальпія газів перед економайзером	$I_{ек}'$	Те ж	кДж/кг	2827
Температура газів за економайзером	$\vartheta_{ек}''$	$\vartheta_{ек}'' = \vartheta_{вг}$	°C	175
Ентальпія газів за економайзером	$I_{ек}''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	1804

Продовження таблиці 10.11

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Теплосприймання з боку газів	$Q_б$	$\varphi \cdot (I_{ек}' - I_{ек}'' + \Delta\alpha_{про} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	0,985 · (2827 – 1804 + 0,1 · 153) = 1023
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{ек}' + \vartheta_{ек}'')$	°С	0,5 · (285 + 175) = 230
Температура живильної води	$t_{жв}$	Згідно із завданням	°С	105
Ентальпія живильної води	$h_{жв}$	Із табл. 11.4	кДж/кг	440
Витрата води через економайзер	$D_{ек}$	$D + G_{пр}$	кг/с	3,33 + 0,1665 = 3,4965
Ентальпія води на виході з економайзера	$h'_{жв}$	$h_{жв} + Q_б \cdot B_р / D_{ек}$	кДж/кг	440 + 1023 · 0,623 / 3,4965 = 622
Температура живильної води на виході з економайзера	$t'_{жв}$	Із табл. води	°С	147
Середня температура води	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t'_{жв} + t_{жв})$	°С	0,5 · (147 + 105) = 126
Середня швидкість газів	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	0,623·7,287·(273 + 230) / (273 · 0,9) = 9,3
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_в \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м²·К)	92,5 · 1 · 1 · 1,04 = 96,2
Питомий об'єм води для середньої температури	$v_в$	Із табл. води в стані насичення	м³/кг	0,001066
Середня швидкість води	$w_в$	$D_{ек} \cdot v_в / F_в$	м/с	3,4965 · 0,001066 / 0,0064 = 0,582
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із рис. 5.7	---	0,82

Продовження таблиці 10.11

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт тепловіддачі з боку газів; площа поверхні пучка	α_1 H	Попередньо приймаємо	Вт/(м^2·К) м	90 150
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1]\cdot B_р \cdot Q_{ек} \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$126,5 + [(1/90)/0,82 - 1/90] \cdot 0,623 \times$ $\times$ $1023 \cdot 10^3 / 85 = 145$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	$0,1 \cdot 0,222 \cdot 0,185 = 0,0041$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 39$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$39 \cdot 0,222 = 8,65$
Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками	$K_{зл}$ $\mu_{зл}$	Формула (4.16)	1/(м·МПа)	$10^4 \cdot 0,7 \cdot 0,0024 / [(230 + 273)^{2/3} \times$ $\times (1 + 1,2 \cdot 0,0024 \cdot 0,185)] = 0,265$
Коефіцієнт ослаблення променів	K	Формула (4.15)	1/(м·МПа)	$0,265 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03 + 8,65 = 9,1$
Критерій Бугера	Bu	Формула (4.21)	---	$9,1 \cdot 0,1 \cdot 0,185 = 0,168$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-Bu}$	---	$1 - e^{-0,168} = 0,154$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2 · К)	$24 \cdot 0,93 \cdot 0,154 = 3,44$
Коефіцієнт тепловіддачі з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м^2 · К)	$3,44 \cdot \left[1 + 0,5 \cdot \left(\frac{230+273}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6}{1,4}\right)^{0,07}\right] =$ $= 4,8$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	0,95
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м^2·К)	$0,95 \cdot (96,2 + 4,8) = 95,95$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м^2·К)	$0,82 \cdot 95,95 = 78,7$

Продовження таблиці 10.11

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta' - t_{жв}'$ $\vartheta'' - t_{жв}$	°С °С	285 – 147 = 138 175 – 105 = 70
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$(\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м)$	°С	(138 – 70) / ln (138/70) = 100,2
Розрахункова поверхня нагріву	H	$Q_б \cdot B_р / (K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3})$	м^2	$1023 \cdot 0{,}623/(78{,}7 \cdot 100{,}2 \cdot 10^{-3}) = 80{,}8$
Кількість рядів за ходом газів	Z_2	$H / (\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1)$	шт.	80,8 / (3,14 · 0,032 · 2,2 · 6) = 60,9 приймаємо 62 шт.
Кількість пакетів	$n_{пак}$	Приймаємо	шт.	2
Висота пакета	$h_{пак}$	$(Z_2 / n_{пак}) \cdot s_2$	м	(62 / 2) · 0,065 = 2,0
Висота технологічного прорізу	$h_{пр}$	Приймаємо	м	0,5
Висота шахти економайзера	$h_{ек}$	$h_{пак} \cdot n_{пак} + h_{пр}$	м	2,0 · 2 + 0,5 = 4,5

Таблиця 10.12 – Відхил теплового балансу

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Сприйнята теплота	ΣQ	$Q_{пр} + Q_ф + Q_{пп} + Q_{кп1} + Q_{кп2} + Q_{ек}$	кДж/кг	7164 + 190 + 1109 + 3132 + + 874 + 1023 = 13492
Відхил балансу	ε(Q)	$[Q_н \cdot \eta_{пг} - \Sigma Q \cdot (1 - q_4/100)]/Q_н$	---	[15400·0,849–13492·(1-3/100)]/15400= = 0,00082 = 0,082 %

11 ПЕРЕВІРНО-КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ПАРОГЕНЕРАТОРА БКЗ-75-39ФБ

Тепловий розрахунок парогенератора БКЗ-75-39ФБ виконаний в зв'язку з переведенням котла на спалювання мазуту.

Початкові дані

Паровидатність D, т/год (кг/с).....76 (21,11)

Тиск біля головної парової засувки Р , МПа.....3,9

Температура перегрітої пари , ^{0}С 445

Температура живильної води , ^{0}С 145

Температура холодного повітря , ^{0}С.....20

Паливо — мазут високосірчистий.

Для заданого палива вибираємо камерну топку. Температуру повітря на виході з повітропідігрівника приймаємо рівною 350 ^{0}С.

Розрахунки об'ємів повітря і продуктів згорання

Розрахункові характеристики палива згідно з додатком А, % :

$W^p = 3$; $A^p = 0,1$; $S^p = 2,8$; $C^p = 83$; $H^p = 10,4$; $N^p = 0,7$; $O^p = 0,7$;

$Q_н^p = 38,8$ МДж/кг.

Теоретичний об'єм повітря необхідний для спалювання 1 кг палива

$$V^o = 0,0889\cdot(C^p + 0,375\cdot S^p) + 0,265\cdot H^p - 0,00333\cdot O^p =$$

$$= 0,0889\cdot(83 + 0,375\cdot 2,8) + 0,265\cdot 10,4 - 0,0033\cdot 0,7 = 10,205.$$

Теоретичні об'єми продуктів згоряння палива, м^3/кг:

– триатомних газів

$$V_{RO_2} = 0,0186\cdot(C^p + 0,375\cdot S^p) = 0,0186\cdot(83 + 0,375\cdot 2,8) = 1,563;$$

– водяної пари

$$V^o_{H_2O} = 0,111\cdot H^p + 0,0124\cdot W^p + 0,0161\cdot V^o =$$

$$= 0,111\cdot 10,4 + 0,0124\cdot 3 + 0,0161\cdot 10,205 = 1,356;$$

– азоту

$$V^o_{N_2} = 0,79\cdot V^o + 0,08\cdot N^p = 0,79\cdot 10,205 + 0,08\cdot 0,7 = 8,117.$$

Технічні та конструктивні характеристики парогенератора за [3].

Топкова камера об'ємом 453 м^3 повністю екранована трубами діаметрами 60х3 мм. Екрани поділені на 12 самостійних циркуляційних контурів (за кількістю блоків камери).

Топка обладнана трьома пальниками, які розташовані у фронтальній частині. Схема випаровування — триступінчаста. В барабані розташований чистий відсік першого ступеня випаровування і два сольових відсіки другого ступеня з торців барабана.

Третій ступень винесений в циклони діаметрами 377 мм.

Пароперегрівник — вертикальний, змійовиковий, двоблочний з коридорним розташуванням труб діаметрами 38х3 мм. Поверхневий пароохолодник установлений між блоками "в розсічку".

Економайзер — сталевий, гладкотрубний, змійовиковий, киплячого типу з шаховим розташуванням труб діаметрами 32х3мм, двоступінчастий. Перший ступінь складається з двох блоків і розташований між ступенями повітропідігрівника "в розсічку". Поперечний крок першого ступеня – 40 мм, а повздовжній – 55мм. Поперечний крок другого ступеня – 50мм, а повздовжній – 55мм.

Повітропідігрівник — сталевий, трубчастий з шаховим розташуванням труб діаметрами 40х1,5мм, чотириходовий. Поперечний крок труб: першого ступеня – 70 мм, другого – 60 мм; поздовжній крок першого ступеня – 45 мм, другого – 42 мм.

За даними характеристик камерних топок і нормативних значень присмоктувань в газоходах парогенератора (див. табл.2.2 [3]) величини коефіцієнтів надлишку повітря α в поверхнях нагріву зводимо в табл.11.1. Розрахунки об'ємів продуктів згорання палива і часток газів зводимо в табл. 11.2.

Таблиця 11.1 – Присмоктування повітря в газоходах і коефіцієнти надлишку повітря на виході з газоходів

Ділянки газового тракту парогенератора	Δα	α''
Топка і фестон	0,10	1,2
Пароперегрівник:		
I ступінь,	0,02	1,22
II ступінь	0,03	1,25
Економайзер II ступеня	0,03	1,28
Повітропідігрівник II ступеня	0,03	1,31
Економайзер I ступеня	0,03	1,34
Повітропідігрівник I ступеня	0,04	1,38

На підставі даних табл.11.2 обчислюємо питомі ентальпії теоретичного об'єму повітря і продуктів згорання палива. Результати розрахунків зводимо в табл. 11.3 і табл. 11.4 відповідно.

Таблиця 11.2 – Середні характеристики продуктів згорання в газоходах

Найменування величини	Розмірність	Найменування газоходів						
		топка, фестон	пароперегрівник II ступінь	пароперегрівник I ступінь	II ступінь економайзера	II ступінь повітропідігрівника	I ступінь економайзера	I ступінь повітропідігрівника
Коефіцієнт надлишку повітря за газоходом α''	---	1,2	1,22	1,25	1,28	1,31	1,34	1,38
Коефіцієнт надлишку повітря середній $\alpha_{ср}$	---	1,175	1,21	1,235	1,265	1,295	1,315	1,36
Об'єм триатомних газів, V_{RO_2}	$м^3/кг$	1,563	1,563	1,563	1,563	1,563	1,563	1,563
Об'єм водяної пари, $V_{H_2O} = V^o_{H_2O} + 0{,}0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^o$	$м^3/кг$	1,385	1,390	1,395	1,400	1,404	1,408	1,415
Об'єм двоатомних газів, $V_{R_2} = V^o_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V^o$	$м^3/кг$	9,90	10,26	10,52	10,82	11,13	11,33	11,79
Об'єм димових газів, $V_г = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{R_2}$	$м^3/кг$	12,848	13,213	13,478	13,783	14,097	14,301	14,768
Частка триатомних газів, $r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г$	---	0,122	0,118	0,116	0,113	0,111	0,109	0,106
Об'ємна частка водяної пари, $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г$	---	0,108	0,105	0,104	0,102	0,100	0,098	0,096
Сума часток триатомних газів, $r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	---	0,230	0,223	0,220	0,215	0,211	0,207	0,202

Таблиця 11.3 – Ентальпії теоретичного об'єму повітря та димових газів, кДж/кг

ϑ, °C	$I_п^0 = V^0 \cdot (c\vartheta)_п$	$I_{RO_2} = V_{RO_2} \cdot (c\vartheta)_{RO_2}$	$I_{R_2} = V_{R_2}^0 \cdot (c\vartheta)_{R_2}$	$I_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0 \cdot (c\vartheta)_{H_2O}$	$I_г^0 = I_{RO_2} + I_{R_2}^0 + I_{H_2O}^0$
20	240				
100	1347,1	264,1	1055,2	204,8	1524,1
200	2714,5	558,0	2110,4	412,2	3080,6
300	4112,6	873,7	3181,9	627,8	4683,4
400	5531,1	1206,6	4277,7	848,9	6333,2
500	6980,2	1556,7	5389,7	1076,7	8023,1
600	8470,2	1910,0	6526,1	1311,3	9747,3
700	9990,7	2283,5	7678,7	1555,3	11517,6
800	11531,7	2663,4	8871,9	1810,3	13345,5
900	13072,6	3049,4	10089,4	2066,5	15205,4
1000	14654,4	3441,7	11315,1	2339,1	17095,9
1200	17899,6	4246,7	13758,3	2889,6	20894,6
1400	21185,6	5064,1	16307,1	3468,6	24839,8
1600	24522,6	5887,8	18855,8	4069,4	28813,0
1800	27849,4	6725,6	21445,1	4689,0	32859,8
2000	31268,1	7569,6	24058,8	5323,7	36952,1
2200	34686,8	8419,9	26704,9	5965,0	41089,9

Таблиця 11.4 – Ентальпії повітря і продуктів згорання (I – ϑ таблиця)

ϑ , °C	$I^0_г$, кДж/кг	$I^0_п$, кДж/кг	Ентальпії газів в газоходах, $I_г = I_г^0 + (\alpha'' - 1) \cdot I^0_{пов}$, кДж/кг						
			топка, фестон $\alpha_т'' = 1{,}20$	пароперегрівник II ступінь, $\alpha'' = 1{,}22$	пароперегрівник , I ступінь $\alpha'' = 1{,}25$	економайзер, II ступінь $\alpha'' = 1{,}28$	повітропідігрівник, II ступень $\alpha'' = 1{,}31$	економайзер, I ступінь $\alpha'' = 1{,}34$	повітропідігрівник, I ступінь $\alpha'' = 1{,}38$
100	1524,1	1347,1						1982,1	2036,0
200	3080,6	2714,5					3922,1	4003,6	4112,2
300	4683,4	4112,6				5834,9	5958,3	6081,7	6246,2
400	6333,2	5531,1				7881,9	8047,8	8213,7	
500	8023,1	6980,2			9768,2	9977,6	10187,0		
600	9747,3	8470,2			11864,8	12118,9			
700	11517,6	9990,7		13715,5	14015,2	14315,0			
800	13345,5	11531,7	15651,8	15882,5	16228,4				
900	15205,4	13072,6	17819,9	18081,4	18473,5				
1000	17095,9	14654,4	20026,8	20319,9	20759,5				
1200	20894,6	17899,6	24474,5	24832,5					
1400	24839,8	21185,6	29076,9	29500,6					
1600	28813,0	24522,6	33717,5						
1800	32859,8	27849,4	38429,6						
2000	36952,1	31268,1	43205,7						
2200	41089,9	34686,8	48027,2						

Тепловий баланс, коефіцієнт корисної дії парогенератора і витрата палива

Тепловий баланс складаємо для 1 кг наявної теплоти палива $Q_н$, вважаючи, що попередній підігрів повітря від зовнішнього джерела теплоти відсутній. Розрахунки зводимо в таблицю 11.5.

Таблиця 11.5 – Тепловий баланс і витрата палива

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула або спосіб визначення		
Фізична теплота палива	$Q_{пал}$	$c_п \cdot t_п$	кДж/кг	$2 \cdot 110 = 220$
Наявна теплота палива	$Q_н$	$Q_н^р + Q_{пал}$	кДж/кг	38800 +220 = 39020
Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання	q_3	Таблиця 3.5	%	0,5
Втрати теплоти від механічної неповноти згорання	q_4	Таблиця 3.5	%	0
Температура відхідних газів	$\vartheta_{вг}$	Попередньо приймається	°С	140
Ентальпія відхідних газів	$I_{вг}$	із $I - \vartheta$ - таблиці	кДж/кг	2866
Ентальпія повітря в котельній	$I^0_{хп}$	Із таблиці 11.3	кДж/кг	240
Втрати теплоти з відхідними газами	q_2	$(I_{вг} - \alpha_{вг} \cdot I^0_{хп}) \cdot (1 - q_4) / Q_н$	%	$(2866 - 1{,}38 \cdot 240) \times$ $\times (1 - 0) / 39020 = 6{,}50$
Втрати теплоти через обмурівку котла	q_5	Із рис. 3.1	%	0,78
ККД котлоагрегату	$\eta_{пг}$	$100 - \sum q$	%	$100 - (6{,}5 + 0{,}5 + 0 + 0{,}78) =$ $= 92{,}22$
Коефіцієнт збереження теплоти	φ	$1 - q_5 / (\eta_{пг} + q_5)$	---	$1 - 0{,}78/(92{,}22 + 0{,}78) = 0{,}99$

Продовження таблиці 11.5

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула або спосіб визначення		
Паровидатність агрегату	D	Згідно із завданням	кг/с	21,11
Тиск пари в барабані	$P_б$	Згідно із завданням	МПа	4,4
Температура перегрітої пари Ентальпія перегрітої пари	$t_{пп}$ $h_{пп}$	Згідно із завданням з H–S діаграми	°С кДж/кг	445 3313
Температура живильної води Ентальпія живильної води	$t_{жв}$ $h_{жв}$	Згідно із завданням із таблиць води в стані насичення	°С кДж/кг	145 613
Ентальпія котлової води	$h_{кв.}$	Із таблиць води в стані насичення	кДж/кг	1115
Величина продувки	p	Приймаємо	%	2,5
Повна теплота, що використана в котлоагрегаті	$Q_{пг}$	$D \cdot (h_{пп} - h_{жв}) + D \cdot p \cdot (h_{кв} - h_{жв})$	кВт	$21,11 \cdot (3313 - 613) +$ $+ 21,11 \cdot 0,025 \cdot (1115 - 613) =$ $= 57262$
Повна витрата палива	B	$Q_{пг} / (Q_в \cdot \eta_{пг})$	кг/с	$57262 / (39020 \cdot 0,9222) = 1,59$
Розрахункова витрата палива	$B_р$	$B \cdot (100 - q_4) / 100$	кг/с	$1,59 \cdot (100 - 0)/100 = 1,59$

Перевірний розрахунок теплообміну в топці

Об'єм топкової камери $V_т = 454$ м^3.

Теплова напруження об'єму топки $q_V = B_р \cdot Q_н / V_т = 1,59 \cdot 39020 / 454 = 136,7$ кВт/м^3, що не перевищує допустиму величину, яка наведена в табл. 3.5.

Кількість пальників типу ГМГ – 5,517 І згідно з конструктивними міркуваннями – 3.

Теплова потужність пальника $Q_п = 1,25 \cdot B_р \cdot Q_н \cdot 10^{-3} / 3 = 1,25 \cdot 1,59 \cdot 39020 \cdot 10^{-3} / 3 = 25,85$ МВт.

Таблиця 11.6 – Конструктивні характеристики топки

Величина			Стіни топки			Вихідне вікно	Сумарна площа
Найменування	Позначення	Розмірність	фронтальна	бокова	Задня		
Сумарна площа стін і вікна топки	$F_{ст}$	$м^2$	124	76	78	20	374
Площа, яка зайнята променесприймальною поверхнею:	$F_{пр}$	$м^2$	108	68,5	72	20	337
закрита торкретом,	$F_{зак}$	$м^2$	23	13	---	---	49
відкрита	$F_{від}$	$м^2$	85	55,5	72	20	288
Зовнішній діаметр екранних труб	d	мм	60	60	60	60	
Крок екранних труб	s	мм	90	90	75		
Відстань від осі екранних труб:							
до кладки,	e	мм	100	100	100		
відношення,	s/d	---	1,5	1,5	1,5		
відношення	e/d	---	1,6	1,6	1,6		
Кутовий коефіцієнт екранів	x	---	0,91	0,93	0,97	1	
Площа променесприймальної поверхні:							
відкритих труб,	$H_{пр}^{від}$	$м^2$	78	51,5	70	20	271
закритих торкретом,	$H_{пр}^{зак}$	$м^2$	21	12	---	---	45
загальна	$H_{пр}$	$м^2$	99	63,5	70	20	316

Таблиця 11.7 – Тепловий розрахунок топки

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_т''$	Із табл. 11.1	---	1,20
Присмоктування повітря в топці	$\Delta\alpha_т$	Те ж	---	0,10
Температура гарячого повітря	$t_{гп}$	За попереднім вибором	°С	350
Ентальпія гарячого повітря	$I^0_{гп}$	Із табл. 11.3	кДж/кг	4822
Теплота, яка вноситься в топку з повітрям	$Q_{пов}$	$(\alpha_т'' - \Delta\alpha_т)\cdot I^o_{гп.} + \Delta\alpha_т \cdot I^o_{хп}$	кДж/кг	$(1{,}20 - 0{,}10)\cdot 4822 + 0{,}10\cdot 240 = 5328$
Корисне тепловиділення в топці	$Q_т$	$Q_н \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_{пов}$	кДж/кг	$39020\cdot(100 - 0{,}5 - 0)/(100 - 0) + 5328 = 44153$
Адіабатна температура горіння	ϑ_a	Із I - ϑ таблиці	°С К	2039 2312
Температура газів на виході з топки	$\vartheta_т''$	За попереднім вибором	°С	1100
Ентальпія газів на виході з топки	$I_т''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	22250
Променисте теплосприймання топки	$Q_т^{пр}$	$\varphi\cdot(Q_т - I_т'')$	кДж/кг	$0{,}99\cdot(44153 - 22250) = 21684$
Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння	$V_{ср}$	$\frac{Q_т - I_т''}{\vartheta_a - \vartheta_т''}$	$\frac{кДж}{кг\cdot °С}$	$(44153 - 22250)/(2039 - 1100) = 23{,}32$
Ефективна товщина випромінювального шару	s	$3{,}6\cdot V_т / F_{ст}$	м	$3{,}6\cdot 454 / 374 = 4{,}37$

Продовження таблиці 11.7

Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення	Розмірність	Розрахунок
Середній коефіцієнт теплової ефективності екранів	$\psi_{ср}$	$(H_{пр}^{від} \cdot \xi_{від} + H_{пр}^{зак} \cdot \xi_{зак}) / F_{ст}$	---	$(271 \cdot 0,55 + 45 \cdot 0,2)/374 = 0,423$
Сумарна об'ємна частка триатомних газів	r_n	Із табл. 11.2	---	0,230
Добуток $p \cdot r_n \cdot s$	pr_ns	$p \cdot r_n \cdot s$	м · МПа	$0,1 \cdot 0,230 \cdot 4,37 = 0,100$
Об'ємна частка водяної пари	r_{H_2O}	Із табл. 11.2	---	0,108
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_n$, $K_г^0 = 2,6$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$2,6 \cdot 0,23 = 0,598$
Співвідношення вуглець-водень	C^p/H^p	Згідно із складом палива	---	83 / 10,4 = 7,98
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1,2 \cdot (C^p/H^p)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^3 \times \times (\vartheta_г'' + 273) - 0,5) /(1 + \alpha_т''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 7,98^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^3 \cdot (1100 + + 273) - 0,5)/(1 + 1,20^2) = 1,915$
Коефіцієнт заповнення топки	m	Формула (4.17)	---	0,3
Коефіцієнт ослаблення променів в топці	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/(м·МПа)	$0,598 + 0,3 \cdot 1,915 = 1,172$
Сумарна оптична товщина газового потоку	KPs	$K \cdot p \cdot s$	---	$1,172 \cdot 0,1 \cdot 4,37 = 0,512$
Міра чорноти факелу	$a_ф$	Із рис. 4.4	---	0,45
Міра чорноти топки	$a_т$	Із рис. 4.5	---	0,65
Висота топки	$H_т$	За конструктивними розмірами	м	14,5
Висота розташування пальників	$h_п$	Те ж	м	4

Продовження таблиці 11.7

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Відносна висота розташування пальників	$x_п$	$h_п / H_т$	---	4 / 14,5 = 0,28
Параметр М	м	Формула (4.9)	---	0,59 – 0,5 · 0,28 = 0,45
Теплове напруження стін топки	q_F	Формула (4.27)	кВт/м^2	1,59 · 21684 / 374 = 92,2
Температура газів на виході з топки	$\vartheta_т''_р$	Формула (4.19)	°С	$\frac{2312}{0,45\left(\frac{5,67\cdot 0,423\cdot 374\cdot 0,65\cdot 2312^3}{10^{11}\cdot 0,99\cdot 1,59\cdot 23,32}\right)^{0,6}+1} - 273 = 1108$
Ентальпія газів на виході з топки	$I_т''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	22429
Променисте теплосприймання топки	$Q_т^{пр}$	$\varphi\cdot(Q_т - I_т'')$	кДж/кг	0,99 · (44153 – 22429) = 21508
Середнє теплове навантаження променесприймальної поверхні	$q_{ід}^{ід}$	$\frac{B_р\cdot Q_т^{пр}}{H_{пр}}$	кВт/м^2	1,59 · 21508 / 316 = 108
Розбіжність променистого теплосприймання	$\varepsilon(\vartheta_т'')$	$(\vartheta_т''_р - \vartheta_т'')/\vartheta_т''_р$	---	(1100 – 1108) / 1100 = 0,0072 або 0,72 %

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2 % уточнювати розрахунки не потрібно. Остаточно приймаємо температуру газів на виході з топки $\vartheta_т'' = 1108\ ^0$С.

Таблиця 11.8 – Перевірний розрахунок фестону

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Діаметр труб	d	За конструктивними розмірами	м	0,060
Середня довжина труб	L	Те ж	м	4,78
Кількість труб в ряді	Z_1	—"—	шт	20
Кількість рядів	Z_2	—"—	шт	4
Середній крок труб : поперечний, повздовжній	s_1 s_2	—"—	м м	0,300 0,250
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	σ_1 σ_2	S_1 / d S_2 / d	--- ---	5,0 4,17
Розташування труб у пучку	-	За конструкцією	---	Коридорне
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1 \cdot Z_2$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,060 \cdot 4,78 \cdot 20 \cdot 4 = 72$
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot L_1 - Z_1 \cdot d \cdot L_1$	$м^2$	$4,8 \cdot 6,275 - 20 \cdot 0,06 \cdot 4,78 = 24,4$
Ефективна товщина випромінювального шару	s	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,06 \cdot (4 \cdot 5,0 \cdot 4,17 / 3,14 - 1) = 1,38$
Температура газів перед фестоном	$\vartheta_ф'$	Із розрахунку топки	°C	1108

Продовження таблиці 11.8

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ентальпія газів перед фестоном	$I_ф'$	Із розрахунку топки	кДж/кг	22429
Температура газів за фестоном	$\vartheta_ф''$	Прийнята попередньо	°С	1005
Ентальпія газів за фестоном	$I_ф''$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	20138
Теплосприймання фестона	$Q_Б$	$\varphi \cdot (I_ф' - I_ф'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	0,99·(22429 – 20138 + 0,05 · 240) = 2280
Температура кипіння для тиску в барабані	$t_{кип}$	Із таблиці води чи пари в стані насичення	°С	256
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5\ (\vartheta' + \vartheta'')$	°С	0,5 (1108 + 1005) = 1057
Середній температурний напір	Δt	$\vartheta_{ср} - t_{кип}$	°С	1057 – 256 = 801
Середня швидкість газів	$w_с$	$V_г \cdot B_р \cdot (\vartheta_{ср}+273)/(F_г \cdot 273)$	м/с	12,848·1,59 · (1057 + 273) / (24,4·273) = = 4,1
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.2 $\alpha_н \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_ф$	Вт/(м²·К)	37 · 0,93 · 1,0 · 0,99 = 34
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	попередньо прийнято	Вт/(м² · К)	100
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл. 5.1	---	0,60
Температура забруднення стінки труби	$t_з$	$t_{кип} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	°С	256 + [(1/100)/0,6 – 1/100] · 1,59 × × 2280 · 10^3/ 72 = 592
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	0,1 · 0,230 · 1,38 = 0,0317
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 8,5$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	8,5 · 0,23 = 1,955

Продовження таблиці 11.8

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1{,}2 \cdot (C^p/H^p)^{0,4} \cdot (1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot (\vartheta_{ср}+273)-0{,}5)/(1+\alpha_т''^2)$	1/(м·МПа)	$1{,}2 \cdot 7{,}98^{0,4} \cdot (1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot (1057 + 273) - 0{,}5)/(1 + 1{,}20^2) = 1{,}84$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,3
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/(м·МПа)	$1{,}955 + 0{,}3 \cdot 1{,}84 = 2{,}51$
Сумарна оптична товщина газового потоку	KPs	$K \cdot p \cdot s$	---	$2{,}51 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}38 = 0{,}347$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	Із рис. 4.4	---	0,33
Коефіцієнт тепловіддачі Випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2 · К)	$220 \cdot 0{,}975 \cdot 0{,}33 = 70{,}8$
Коефіцієнт використання поверхні	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр})$	Вт/(м^2 · К)	$1 \cdot (34 + 70{,}8) = 104{,}8$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м^2 · К)	$0{,}60 \cdot 104{,}8 = 62{,}9$
Теплосприймання фестона з рівняння теплопередачі	$Q_т$	$K \cdot H \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_p$	кДж/кг	$62{,}9 \cdot 72 \cdot 801 \cdot 10^{-3} / 1{,}59 = 2281$
Розбіжність розрахункових теплосприймань	ΔQ	$\frac{Q_Б - Q_т}{Q_Б} \cdot 100$	%	$(2280 - 2281) \cdot 100 / 2280 = 0{,}04$

Оскільки розрахункова розбіжність менше 2,5 % перерахунок не проводимо.

Таблиця 11.9 – Конструктивні характеристики пароперегрівника

Величина			Розмірність	Ступені	
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		I	II
Діаметр труб	d	За конструктивними розмірами	мм	38 × 3	38 × 3
Кількість змійовиків	Z_1	Те ж	шт.	56	56
Середній крок труб : поперечний, повздовжній	s_1 s_2	—"—	м м	0,110 0,082	0,110 0,104
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	σ_1 σ_2	S_1 / d S_2 / d	--- ---	2,89 2,16	2,89 2,74
Середня довжина змійовика в зоні омивання	L	За конструктивними розмірами	м	31,0	45,64
Розташування труб у пучку	-	Те ж	---	Коридорне	Коридорне
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г'$ $F_г''$	$A_г \cdot h_г' - Z_1 \cdot h' \cdot d$ $A_г \cdot h_г'' - Z_1 \cdot h'' \cdot d$	$м^2$	6,275·3,1 – 56·3,0 × × 0,038 = 13,1 6,275·3,1–56·3,0·0,038= =13,1	6,275 · 5,02 – 56 · 3,6× × 0,038 = 23,84 6,275 · 3,7 – 56 · 3,6 × × 0,038 = 15,56
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L \cdot Z_1$	$м^2$	3,14·0,038·31,0·56=207	3,14·0,038·45,64·56= = 305
Кількість паралельно включених змійовиків	$n_п$	За конструктивними розмірами	шт	56	56
Глибина об'єму перед пучком	$L_{об}$	Те ж	м	0,93	0,9
Глибина пучка	$L_п$	—"—	м	0,6	1,38
Площа живого перерізу для проходу пари	$F_п$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n_п / 4$	$м^2$	3,14 · 0,032² · 56 x x 2 / 4 = 0,09	3,14 · 0,032² · 56 / 4 = = 0,045

Таблиця 11.10 – Перевірний розрахунок II ступеня пароперегрівника

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура пари на вході в ступінь	$t_{пп2}'$	Попередньо приймаємо	°С	300
Тиск пари на вході в ступінь	$P_{пп2}'$	$0,5 \cdot (P_{пп} + P_б)$	МПа	$0,5 \cdot (4,4 + 3,9) = 4,15$
Ентальпія пари на вході в ступінь	$h_{пп2}'$	З табл. перегрітої пари або H-S діаграми	кДж/кг	2955
Температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника	$t_{пп}$	Згідно із завданням	°С	445
Ентальпія перегрітої пари на виході з пароперегрівника	$h_{пп}$	Із табл. 11.5	кДж/кг	3313
Теплосприймання з боку пари за балансом	$Q_б$	$D \cdot (h_{пп} - h_{пп2}') / B_р$	кДж/кг	$21,11 \cdot (3313 - 2955) / 1,6 = 4723$
Середнє питоме теплове навантаження променесприймальної поверхні	$q_{пр}^{ср}$	Із розрахунку топки	кВт/м^2	108
Коефіцієнти розподілу теплового навантаження: по висоті, між стінами	$\eta_в$ $\eta_{ст}$	Із рис. 6.1 Із формули (6.1)	--- ---	1,2 1
Кутовий коефіцієнт фестона	$x_ф$	Із рис. 4.1	---	0,74
Променисте теплосприймання	$Q_{пр}$	$q_{пр}^{ср} \cdot \eta_в \cdot \eta_{ст} (1-x_ф) \cdot F_г' / B_р$	кДж/кг	$108 \cdot 1,2 \cdot 1 (1 - 0,74) \cdot 23,84 / 1,59 = 505$
Конвективне теплосприймання	$Q_к$	$Q_б - Q_{пр}$	кДж/кг	$4723 - 505 = 4218$
Температура газів перед ступенем	$\vartheta_{пп2}'$	Із розрахунку фестона	°С	1005
Ентальпія газів перед ступенем	$I_{пп2}'$	Те ж	кДж/кг	20138

Продовження таблиці 11.10

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ентальпія газів на виході зі ступеня	$I_{пп2}''$	$I_{пп2}' - Q_к/\varphi + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп}$	кДж/кг	$20138 - 4218/0,99 + 0,03 \cdot 240 = 15885$
Температура газів на виході зі ступеня	$\vartheta_{пп2}''$	Із I – ϑ таблиці	°C	801
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta_{пп2}' + \vartheta_{пп2}'')$	°C	$0,5 \cdot (1005 + 801) = 903$
Середня температура пари	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t_{пп2}' + t_{пп})$	°C	$0,5 \cdot (300 + 445) = 373$
Середня швидкість газів в ступені	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot 0,5 \cdot (F_г'' + F_г'')}$	м/с	$1,59 \cdot 13,213 \cdot (273 + 903) / (273 \cdot 0,5 \times \times (23,84 + 15,56)) = 4,6$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів конвекцією	$\alpha_к$	Із рис. 5.2 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_\phi$	Вт/(м²·К)	$47 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,98 = 46,1$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл. 5.1	---	0,60
Об'єм пари при середній температурі	$v_п$	Із табл. перегрітої пари або H – S діаграмою	м³/кг	0,066
Середня швидкість пари	$w_п$	$D \cdot v_п / F_п$	м/с	$21,11 \cdot 0,066 / 0,045 = 30,96$
Коефіцієнт тепловіддачі до пари	α_2	Із рис. 6.2	Вт/(м²·К)	$1650 \cdot 0,96 = 1584$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо задано	Вт/(м²·К)	70
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_к \cdot 10^3 / H$	°C	$373 + [(1/70 + 1/1584)/0,6 - 1/70] \cdot 1,59 \times \times 4218 \cdot 10^3 / 305 = 606$
Ефективна товщина випромінювального шару	s	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,038 \cdot (4 \cdot 2,89 \cdot 2,74 / 3,14 - 1) = = 0,31$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_п s$	$p \cdot r_п \cdot s$	м·МПа	$0,1 \cdot 0,223 \cdot 0,31 = 0,0069$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 20$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$20 \cdot 0,223 = 4,43$

Продовження таблиці 11.10

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1{,}2\cdot(C^p/H^p)^{0,4}\cdot(1{,}6\cdot10^{-3}\times$ $\times(\vartheta_{ср}+273)-0{,}5)/(1+\alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1{,}2\cdot7{,}98^{0,4}\cdot(1{,}6\cdot10^{-3}\cdot(903+$ $+273)-0{,}5)/(1+1{,}23^2)=1{,}51$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,3
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m\cdot K_c$	1/(м·МПа)	$4{,}43+0{,}3\cdot1{,}51=4{,}88$
Сумарна оптична товщина газового потоку	KPs	$K\cdot p\cdot s$	---	$4{,}88\cdot0{,}1\cdot0{,}31=0{,}151$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	Із рис. 4.4.	---	0,11
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в пароперегрівнику	$\alpha_{пр}$	Рис. 5.5 $\alpha_н\cdot c_г\cdot a$	Вт/(м²·К)	$190\cdot0{,}97\cdot0{,}11=20{,}27$
Те ж, з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Із формули (6.35)	Вт/(м²·К)	$20{,}27\cdot\left[1+0{,}4\left(\frac{1005+273}{1000}\right)^{0,25}\left(\frac{0{,}9}{1{,}38}\right)^{0,07}\right]=28{,}6$
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки пароперегрівника	α_1	$\xi\cdot(\alpha_к+\alpha_{пр}')$	Вт/(м²·К)	$1{,}0\cdot(46{,}1+28{,}6)=74{,}7$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi\cdot\alpha_1/(1+\alpha_1/\alpha_2)$	Вт/(м²·К)	$0{,}6\cdot74{,}7/(1+74{,}7/1584)=42{,}8$
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta_{пп2}'-t_{пп}$ $\vartheta_{пп2}''-t_{пп2}'$	°C °C	$1005-445=560$ $801-300=501$
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$0{,}5\cdot(\Delta t_б+\Delta t_м)$	°C	$(560+501)\cdot0{,}5=531$
Площа протитечійної частини	$H_{пр}$	за розмірами	м²	152
Коефіцієнт	A	$H_{пр}/H$	---	$152/305=0{,}5$

Продовження таблиці 11.10

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Параметри :	$\tau_б$ $\tau_м$ P R	$\vartheta_{пп2}' - \vartheta_{пп2}''$ $t_{пп} - t_{пп2}'$ $\tau_м / (\vartheta_{пп2}' - t_{пп2}')$ $\tau_б / \tau_м$	°C °C	1005 – 801 = 204 445 – 300 = 145 145/ (1005 – 300) = 0,206 204 / 145 = 1,407
Коефіцієнт переходу до складної схеми	ψ	Із рис. 6.6	---	0,99
Температурний напір для пароперегрівника	Δt	$\psi \cdot \Delta t_{прт}$	°C	0,99 · 531 = 526
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H \cdot K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/м^3	305 · 42,8 · 526 · 10^{-3} / 1,59 = 4318
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_к - Q_т) \cdot 100 / Q_к$	%	(4218 – 4318) · 100 / 4218 = 2,37

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше 2,5%, тому перерахунок не проводимо.

Таблиця 11.11 – Перевірний розрахунок I ступеня пароперегрівника

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура пари на вході в ступінь	$t_{нп}$	Із таблиці для насиченої пари при $P_б$ = 4,4 МПа	°C	256
Ентальпія пари на вході в ступінь	$h_{нп}$	Те ж	кДж/кг	2797
Температура перегрітої пари на виході зі ступеня	$t_{пп1}''$	Із розрахунку II ступеня	°C	300

Продовження таблиці 11.11

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ентальпія перегрітої пари на виході зі ступеня	$h_{пп1}''$	Із розрахунку II ступеня	кДж/кг	2955
Теплосприймання пароохолодника	$\Delta h_{по}$	За вибором	кДж/кг	70
Теплосприймання з боку пари за балансом	$Q_б$	$D\cdot(h_{пп1}''+\Delta h_{по}-h_{нп})\ /\ B_р$	кДж/кг	$21{,}11\cdot(2955+70-2797)\ /\ 1{,}59=3027$
Температура газів перед ступенем	$\vartheta_{пп1}'$	Із розрахунку II ступеня	°С	801
Ентальпія газів перед ступенем	$I_{пп1}'$	Те ж	кДж/кг	15885
Ентальпія газів на виході зі ступеня	$I_{пп1}''$	$I_{пп1}'-Q_б/\varphi+\Delta\alpha_{прс}\cdot I^0_{хп}$	кДж/кг	$15885-3027\ /\ 0{,}99+0{,}02\cdot 240=12835$
Температура газів на виході зі ступеня	$\vartheta_{пп1}''$	із I – ϑ таблиці	°С	645
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0{,}5\cdot(\vartheta_{пп1}'+\vartheta_{пп1}'')$	°С	$0{,}5\cdot(801+645)=723$
Середня температура пари	$t_{ср}$	$0{,}5\cdot(t_{нп}+t_{пп1}'')$	°С	$0{,}5\cdot(256+300)=278$
Середня швидкість газів в ступені	$w_г$	$\dfrac{B_р\cdot V_г\cdot(273+\vartheta_{ср})}{273\cdot 0{,}5\cdot\left(F_г''+F_г''\right)}$	м/с	$1{,}59\cdot 13{,}478\cdot(273+723)\ /\ (273\cdot 0{,}5\times\times(13{,}1+13{,}1))=6{,}0$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	$\alpha_к$	Із рис. 5.2 $\alpha_н\cdot c_s\cdot c_z\cdot c_\phi$	Вт/(м²·К)	$57\cdot 1\cdot 1\cdot 1{,}02=58{,}2$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із таблиці 5.1	---	0,60
Об'єм пари для середньої температури	$v_п$	за табл. перегрітої пари або H -- S діаграмою	м³/кг	0,051

Продовження таблиці 11.11

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Середня швидкість пари	$w_п$	$D \cdot v_п / F_п$	м/с	$21{,}11 \cdot 0{,}051 / 0{,}09 = 11{,}46$
Коефіцієнт тепловіддачі до пари	α_2	Рис. 6.2	Вт/(м^2·К)	$1310 \cdot 0{,}96 = 1250$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо приймаємо	Вт/(м^2·К)	90
Температура забрудненої стінки пароперегрівника	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_р \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$278+[(1/90 + 1/1250)/0{,}60 - 1/90] \cdot 1{,}59 \times \times 3027 \cdot 10^3 / 207 = 481$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0{,}9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0{,}9 \cdot 0{,}038 \cdot (4 \cdot 2{,}89 \cdot 2{,}16/3{,}14 - 1) = 0{,}306$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_пs$	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	$0{,}1 \cdot 0{,}220 \cdot 0{,}306 = 0{,}0067$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 25$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$25 \cdot 0{,}220 = 5{,}5$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	$K_с$	$1{,}2 \cdot (C^р/H^р)^{0,4} \cdot (1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot \cdot (9_{ср} + 273) - 0{,}5)/(1 + \alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1{,}2 \cdot 7{,}98^{0,4} \cdot (1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot (723 + + 273) - 0{,}5)/(1 + 1{,}25^2) = 1{,}18$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	m	Формула (4.17)	---	0,3
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_с$	1/(м·МПа)	$5{,}5 + 0{,}3 \cdot 1{,}18 = 5{,}85$
Сумарна оптична товщина газового потоку	KPs	$K \cdot p \cdot s$	---	$5{,}85 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}306 = 0{,}179$
Міра чорноти випромінювального середовища	a	$1 - e^{-KPs}$	---	$1 - e^{-0{,}179} = 0{,}164$

Продовження таблиці 11.11

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням в пароперегрівнику	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2·К)	$145 \cdot 0{,}965 \cdot 0{,}164 = 22{,}9$
Те ж, з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м^2·К)	$22{,}9 \cdot \left[1 + 0{,}4\left(\frac{801+273}{1000}\right)^{0{,}25}\left(\frac{0{,}93}{0{,}6}\right)^{0{,}07}\right] = 32{,}5$
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки пароперегрівника	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр}')$	Вт/(м^2·К)	$1{,}0 \cdot (58{,}2 + 32{,}5) = 90{,}7$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1 / (1 + \alpha_1 / \alpha_2)$	Вт/(м^2·К)	$0{,}6 \cdot 90{,}7 / (1 + 90{,}7/1250) = 50{,}7$
Різниця температур : більша , менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta_{пп1}' - t_{нп}$ $\vartheta_{пп1}'' - t_{пп1}''$	°С °С	801 – 256 = 545 645 – 300 = 345
Температурний напір прямотечії	Δt	$(\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м)$	°С	$(545 - 345) / \ln(545 / 345) = 437$
Розрахункова площа поверхні нагріву ступеня	$H_{розр}$	$Q_б \cdot 10^3 / B_р / (K \cdot \Delta t)$	м^2	$3027 \cdot 10^3 \cdot 1{,}59 / (50{,}7 \cdot 437) = 217$
Розбіжність між площами поверхонь	εH	$(H - H_{розр}) \cdot 100 / H_{розр}$	%	$(207 - 217) \cdot 100 / 217 = 4{,}6$

Розбіжність розрахункової і встановленої поверхонь нагріву незначна, тому змінювати габарити I ступеня пароперегрівника не потрібно.

Таблиця 11.12 – Конструктивні характеристики економайзера

Величина			Розмір-ність	Ступені	
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		I	II
Діаметр труб	d	За конструктивними розмірами	мм	32 × 3	32 × 3
Кількість змійовиків	Z_1	Те ж	шт.	20	19
Кількість рядів труб	Z_2	—"—	шт.	49	21
Розташування труб у пучку	-	—"—	---	Шахове	Шахове
Середній крок труб: поперечний, повздовжній	s_1 s_2	—"—	м м	0,08 0,055	0,10 0,055
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	σ_1 σ_2	S_1 / d S_2 / d	--- ---	2,50 1,718	3,32 1,718
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$A_г \cdot B_г - Z_1 \cdot L_{тр} \cdot d$	$м^2$	6,50·1,7 – 20·6,30 × × 0,032 = 7,02	6,70 · 2,0 – 19· 6,50 × × 0,032 = 9,45
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d \cdot L_{тр} \cdot Z_1 \cdot Z_2$	$м^2$	3,14 · 0,032 · 6,30 × × 20 · 49 = 620	3,14 · 0,032 · 6,50 × × 19 · 21 = 260
Кількість паралельно включених змійовиків	$n_п$	За конструктивними розмірами	шт	40	38
Глибина об'єму перед пучком	$L_{об}$	Те ж	м	0,5	3,0
Глибина пучка	$L_п$	—"—	м	2,8	1,15
Площа живого перерізу для проходу води	$F_в$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n_п / 4$	$м^2$	3,14 · 0,026² · 40 / 4 = = 0,0212	3,14 · 0,026² · 38 / 4 = = 0,0202

Таблиця 11.13 – Конструктивні характеристики повітропідігрівника

Величина			Розмір-ність	Ступені	
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		I	II
Діаметр труб	d	За конструктивними розмірами	мм	40 × 1,5	40 × 1,5
Довжина труб	$L_{тр}$	Те ж	м	5,9	2,35
Кількість труб поперек ходу повітря	Z_1	–"–	шт.	90	104
Кількість рядів труб	Z_2	–"–	шт.	38	47
Розташування труб у пучку	-	–"–	---	Шахове	Шахове
Середній крок труб : поперечний, повздовжній	s_1 s_2	За конструктивними розмірами	м м	0,07 0,045	0,06 0,042
Відносний крок труб: поперечний, повздовжній	σ_1 σ_2	S_1 / d S_2 / d	--- ---	1,75 1,125	1,5 1,05
Глибина об'єму перед пучком	$L_{об}$	За конструкцією	м	0,5	3,0
Глибина пучка	$L_п$	Те ж	м	2,8	1,15
Площа живого перерізу для проходу газів	$F_г$	$\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot Z_1 \cdot Z_2 / 4$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,037^2 \cdot 90 \times$ $\times 38 / 4 = 3,68$	$3,14 \cdot 0,037^2 \cdot 104 \times$ $\times 47 / 4 = 5,26$
Площа живого перерізу для проходу повітря	$F_п$	$A_г \cdot h_г^{ср} - Z_1 \cdot L_{тр}^{ср} \cdot d$	$м^2$	$6,50 \cdot 5,9/3 - 90 \cdot 5,9/3 \times$ $\times 0,040 = 5,7$	$6,75 \cdot 2,35 - 104 \cdot 2,35 \times$ $\times 0,040 = 6,09$
Повна площа поверхні нагріву	H	$\pi \cdot d_{вн} \cdot L_{тр} \cdot Z_1 \cdot Z_2$	$м^2$	$3,14 \cdot 0,037 \cdot 5,9 \times$ $\times 90 \cdot 38 = 2344$	$3,14 \cdot 0,037 \cdot 2,35 \times$ $\times 104 \cdot 47 = 1335$

Таблиця 11.14 – Перевірний розрахунок II ступеня економайзера

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура газів на вході в ступінь	ϑ'	Із розрахунку пароперегрівника	°С	645
Ентальпія газів на вході в ступінь	I'	Те ж	кДж/кг	12835
Температура газів на виході зі ступеня	ϑ''	Попередньо приймаємо	°С	500
Ентальпія газів на виході зі ступеня	I''	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	9977,6
Теплосприймання з боку газів (за балансом)	$Q_б$	$\varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha_{прс} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	$0,99 \cdot (12835 - 9977,6 + 0,03 \cdot 240) = 2836$
Витрата живильної води	$D_{ек}$	$D \cdot (1 + p)$	кг/с	$21,11 \cdot (1 + 0,025) = 21,64$
Ентальпія води на виході зі ступеня	h''	$D \cdot (h_{пп} + \Delta h_{по}) / D_{ек} - (B_р / D_{ек}) \times$ $\times (Q_т^{пр} + Q_ф + + Q_{пп2} + Q_{пп1})$	кДж/кг	$21,11 \cdot (3313 + 70) / 21,64 - (1,59 / 21,64) \times$ $\times (21508 + 2280 + 4723 + 3027) = 983$
Температура води на виході зі ступеня	t''	Із табл. води і Водяної пари	°С	228
Ентальпія води на вході в ступінь	h'	$h'' - Q_б \cdot B_р / D_{ек}$	кДж/кг	$983 - 2836 \cdot 1,59 / 21,64 = 775$
Температура води на вході в ступінь	t'	Із табл. води і Водяної пари	°С	183
Середня температура води	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	°С	$0,5 \cdot (228 + 183) = 206$
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	°С	$0,5 \cdot (645 + 500) = 573$
Середня швидкість газів в ступені	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	$1,59 \cdot 13,783 \cdot (273 + 573) / (273 \cdot 9,45) = 7,2$

Продовження таблиці 11.14

Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення	Розмірність	Розрахунок
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	$\alpha_к$	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м²·К)	$72 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}97 = 69{,}8$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл. 5.1	---	0,60
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо задаємо	Вт/(м²·К)	80
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_p \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$206 + [(1/80)/0{,}60 - 1/80] \cdot 1{,}59 \times \times 2836 \cdot 10^3 / 260 = 351$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0{,}9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0{,}9 \cdot 0{,}032 \cdot (4 \cdot 3{,}32 \cdot 1{,}718 / 3{,}14 - 1) = = 0{,}180$
Сумарна поглинальна здатність	$pr_n s$	$p \cdot r_n \cdot s$	м·МПа	$0{,}1 \cdot 0{,}215 \cdot 0{,}180 = 0{,}00387$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_n$, $K_г^0 = 30$ (рис. 4.3)	1/(м·МПа)	$30 \cdot 0{,}215 = 6{,}45$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1{,}2 \cdot (C^p/H^p)^{0,4} \cdot (1{,}6 \cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_{ср} + 273) - 0{,}5)/(1 + \alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1{,}2 \cdot 7{,}98^{0,4} \cdot (1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot (573 + + 273) - 0{,}5)/(1 + 1{,}28^2) = 0{,}891$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	M	Формула (4.17)	---	0,3
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/(м·МПа)	$6{,}45 + 0{,}3 \cdot 0{,}891 = 6{,}72$
Сумарна оптична товщина газового потоку	KPs	$K \cdot p \cdot s$	---	$6{,}72 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}180 = 0{,}121$
Міра чорноти випромінювального середовища	A	$1 - e^{-KPs}$	---	$1 - e^{-0{,}121} = 0{,}11$
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м² · К)	$78 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}11 = 8$

Продовження таблиці 11.14

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Те ж, з урахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м^2·К)	$8\cdot\left[1+0{,}4\left(\frac{645+273}{1000}\right)^{0{,}25}\left(\frac{3{,}0}{1{,}15}\right)^{0{,}07}\right]=11{,}3$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки	α_1	$\xi\cdot(\alpha_к+\alpha_{пр}')$	Вт/(м^2·К)	$1{,}0\cdot(69{,}8+11{,}3)=81{,}1$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi\cdot\alpha_1$	Вт/(м^2·К)	$0{,}6\cdot 81{,}1=48{,}6$
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta'-t''$ $\vartheta''-t'$	°С °С	645 – 228 = 417 500 – 183 = 317
Температурний напір протитечії	Δt	$(\Delta t_б-\Delta t_м)/\ln(\Delta t_б/\Delta t_м)$	°С	$(417-317)/\ln(417-317)=364{,}7$
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H\cdot K\cdot\Delta t\cdot 10^{-3}/B_р$	кДж/кг	$260\cdot 48{,}6\cdot 364{,}7\cdot 10^{-3}/1{,}59=2898$
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_т-Q_б)\cdot 100/Q_б$	%	$(2898-2836)\cdot 100/2836=2{,}19$

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше 2,5%, тому перерахунок не проводимо.

Таблиця 11.15 – Перевірний розрахунок II ступеня повітропідігрівника

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура повітря на виході зі ступеня	$t_{гп}$	Із табл. 11.7	°С	350
Ентальпія повітря на виході зі ступеня	$I^0_{гп}$	Із табл. 11.7	кДж/кг	4822

Продовження таблиці 11.15

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура повітря на вході в ступінь	t'	Попередньо приймаємо	°С	170
Ентальпія повітря на вході в ступінь	$I^0_{п}{}'$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	2304
Відношення на виході зі ступеня	β_{II}''	$\alpha_т - \Delta\alpha_т$	---	1,2 – 0,05 = 1,15
Теплосприймання з боку повітря	$Q_б$	$(\beta_{II}'' + \Delta\alpha/2) \cdot (I^0_{гп} - I^0_{п}{}')$	кДж/кг	(1,15 + 0,03/2) · (4822 – 2304) = 2933
Температура газів на вході в ступінь	ϑ'	Із розрахунку II ступеня економайзера	°С	500
Ентальпія газів на вході в ступінь	I'	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	9977,6
Середня температура повітря	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t' + t_{гп})$	°С	0,5 · (350 + 170) = 260
Ентальпія повітря для середньої температури	$I^0_{прс}$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	3553
Ентальпія газів на виході зі ступеня	I''	$I' - Q_б/\varphi + \Delta\alpha \cdot I^0_{прс}$	кДж/кг	9977,6 – 2933 / 0,99 + 0,03 · 3553 = =7122
Температура газів на виході зі ступеня	ϑ''	Із I – ϑ таблиці	°С	356
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	°С	0,5 · (500 + 356) = 428
Середня швидкість газів у ступені	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	1,59·14,097·(273+428) / (273 · 5,26) = = 10,9
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (повздовжнє омивання)	$\alpha_к$	Рис. 5.4 $\alpha_н \cdot c_\varphi \cdot c_\phi$	Вт/(м²·К)	36 · 1 · 1,02 = 36,7
Середня швидкість повітря у ступені	$w_п$	$\frac{B_р \cdot V^0 \cdot (273 + t_{ср}) \cdot (\beta_{II}'' + \Delta\alpha/2)}{273 \cdot F_п}$	м/с	$\frac{1,59 \cdot 10,205 \cdot (273 + 260) \cdot (1,15 + 0,03/2)}{273 \cdot 6,09} =$ = 6

Продовження таблиці 11.15

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	α_2	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$60 \cdot 1 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}95 = 62{,}7$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл. 7.1	---	0,9
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi \cdot \alpha_к$	Вт/(м^2·К)	$1{,}0 \cdot 36{,}7 = 36{,}7$
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2)$	Вт/(м^2·К)	$0{,}9 \cdot 36{,}7 \cdot 62{,}7 / (36{,}7 + 62{,}7) = 20{,}8$
Різниця температур: більша , менша	$\Delta t_м$ $\Delta t_б$	$\vartheta' - t_{гп}$ $\vartheta'' - t'$	°С °С	$500 - 350 = 150$ $356 - 170 = 186$
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$0{,}5 \cdot (\Delta t_б + \Delta t_м)$	°С	$0{,}5 \cdot (150 + 186) = 168$
Параметри :	$\tau_м$ $\tau_б$ P R	$\vartheta' - \vartheta''$ $t_{гп} - t'$ $\tau_м / (\vartheta' - t')$ $\tau_б / \tau_м$	°С °С	$500 - 356 = 144$ $350 - 170 = 180$ $144/ (500 - 170) = 0{,}436$ $180 / 144 = 1{,}25$
Коефіцієнт	ψ	Із рис. 6.3	---	0,98
Температурний напір	Δt	$\Delta t_{прт} \cdot \psi$	°С	$168 \cdot 0{,}98 = 164{,}6$
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H \cdot K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	$1335 \cdot 20{,}8 \cdot 164{,}6 \cdot 10^{-3} / 1{,}59 = 2874$
Розбіжність теплосприймання	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	$(2933 - 2874) \cdot 100 / 2933 = 2{,}01$

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше 2,5%, тому перерахунок не проводимо.

Таблиця 11.16 – Перевірний розрахунок I ступеня економайзера

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура газів на вході в ступінь	ϑ'	Із розрахунку II ступеня повітропідігрівника	°С	356
Ентальпія газів на вході в ступінь	I'	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	7122
Температура газів на виході зі ступеня	ϑ''	Попередньо приймаємо	°С	250
Ентальпія газів на виході зі ступеня	I''	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	5043
Теплосприйняття з боку газів (за балансом)	$Q_б$	$\varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha_{пре} \cdot I^0_{хп})$	кДж/кг	$0,99 \cdot (7122 - 5043 + 0,03 \cdot 240) = 2065$
Температура води на вході в ступінь	t'	Згідно із завданням	°С	145
Ентальпія води на вході в ступінь	h'	Із табл. води і Водяної пари	кДж/кг	613
Ентальпія води на виході зі ступеня	h''	$h' + Q_б \cdot B_р / D_{ек}$	кДж/кг	$613 + 2065 \cdot 1,59 / 21,64 = 765$
Температура води на виході зі ступеня	t''	Із табл. води і Водяної пари	°С	180
Середня температура води	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t' + t'')$	°С	$0,5 \cdot (145 + 180) = 163$
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	°С	$0,5 \cdot (356 + 250) = 303$
Середня швидкість газів	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	$1,59 \cdot 14,301 \cdot (273+303) / (273 \cdot 7,02) = 6,8$
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл.. 5.1	---	0,60

Продовження таблиці 11.16

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	$\alpha_к$	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_ф$	Вт/(м^2·К)	$64 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 1,03 = 63,2$
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	Попередньо задаємо	Вт/(м^2·К)	70
Температура забрудненої стінки	$t_з$	$t_{ср} + [(1/\alpha_1)/\psi - -1/\alpha_1] \cdot B_p \cdot Q_б \cdot 10^3 / H$	^{0}C	$163 + [(1/70)/0,60 - 1/70] \cdot 1,59 \times \times 2065 \cdot 10^3 / 620 = 213$
Ефективна товщина випромінювального шару	S	$0,9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} - 1\right) \cdot d$	м	$0,9 \cdot 0,032 \cdot (4 \cdot 2,5 \cdot 1,718 / 3,14 - 1) = = 0,128$
Сумарна поглинальна здатність	pr_ns	$p \cdot r_п \cdot s$	м ·МПа	$0,1 \cdot 0,207 \cdot 0,128 = 0,0026$
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_г$	$K_г^0 \cdot r_п$, $K_г^0 = 45$ (рис. 4.4)	1/(м·МПа)	$45 \cdot 0,207 = 9,315$
Коефіцієнт ослаблення променів частинками сажі	K_c	$1,2 \cdot (C^p/H^p)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \times \times (\vartheta_{ср} + 273) - 0,5)/(1 + \alpha''^2)$	1/(м·МПа)	$1,2 \cdot 7,98^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot (303 + + 273) - 0,5)/(1 + 1,34^2) = 0,42$
Коефіцієнт заповнення полум'ям	M	Формула (4.17)	---	0,3
Коефіцієнт ослаблення променів	K	$K_г + m \cdot K_c$	1/(м·МПа)	$9,315 + 0,3 \cdot 0,42 = 9,44$
Сумарна оптична товщина газового потоку	KPs	$K \cdot p \cdot s$	---	$9,44 \cdot 0,1 \cdot 0,128 = 0,12$
Міра чорноти випромінювального середовища	A	$1 - e^{-KPs}$	---	$1 - e^{-0,12} = 0,11$
Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням	$\alpha_{пр}$	Із рис. 5.5 $\alpha_н \cdot c_г \cdot a$	Вт/(м^2 · К)	$15 \cdot 0,93 \cdot 0,11 = 1,5$
Те ж, з врахуванням випромінювання газового об'єму	$\alpha_{пр}'$	Формула (6.35)	Вт/(м^2 · К)	$1,5 \cdot \left[1 + 0,4 \left(\frac{356+273}{1000}\right)^{0,25} \left(\frac{0,5}{2,8}\right)^{0,07}\right] = 1,97$

Продовження таблиці 11.16

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки	α_1	$\xi \cdot (\alpha_к + \alpha_{пр}')$	Вт/(м^2·К)	1,0 · (63,2 + 1,97) = 65,2
Коефіцієнт теплопередачі	К	$\psi \cdot \alpha_1$	Вт/(м^2 · К)	0,6 · 65,2 = 39,1
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_б$ $\Delta t_м$	$\vartheta' - t''$ $\vartheta'' - t'$	°С °С	356 – 180 = 176 250 – 145 = 105
Температурний напір протитечії	Δt	$(\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м)$	°С	(176 – 105) / ln(176 / 105) = 137,5
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H \cdot K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	620 · 39,1 · 137,5 · 10^{-3} / 1,59 = 2096
Розбіжність в теплосприйманні	εQ	$(Q_т - Q_б) \cdot 100 / Q_б$	%	(2096 – 2065) · 100 / 2065 = 1,5

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше 2,5%, тому перерахунок не проводимо.

Таблиця 11.17 – Перевірний розрахунок I ступеня повітропідігрівника

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура повітря на вході в ступінь	$t_{хп}$	Згідно із завданням	°С	20
Ентальпія повітря на вході в ступінь	$I^0_{хп}$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	240
Температура повітря на виході зі ступеня	t''	Попередньо приймаємо	°С	165

Продовження таблиці 11.17

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Ентальпія повітря на виході зі ступеня	$I^0_п''$	Попередньо приймаємо	кДж/кг	2236
Відношення на виході зі ступеня	β_I''	$\alpha_т - \Delta\alpha_г + \Delta\alpha_п$	---	1,2 – 0,05 + 0,03 = 1,18
Теплосприймання з боку повітря	$Q_б$	$(\beta_I'' + \Delta\alpha/2) \cdot (I^0_п'' - I^0_{хп})$	кДж/кг	(1,18 + 0,04/2) · (2236 – 240) = 2395
Температура газів на вході в ступінь	ϑ'	Із розрахунку I ступеня економайзера	°С	250
Ентальпія газів на вході в ступінь	I'	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	5043
Середня температура повітря	$t_{ср}$	$0,5 \cdot (t'' + t_{хп})$	°С	0,5 · (165 + 20) = 93
Ентальпія повітря при середній температурі	$I^0_{прс}$	Із I – ϑ таблиці	кДж/кг	1251
Ентальпія газів на виході зі ступеня	I''	$I' - Q_б/\varphi + \Delta\alpha \cdot I^0_{прс}$	кДж/кг	5043 – 2395 / 0,99 + 0,04 · 1251 = 2674
Температура газів на виході зі ступеня	ϑ''	Із I – ϑ таблиці	°С	131
Середня температура газів	$\vartheta_{ср}$	$0,5 \cdot (\vartheta' + \vartheta'')$	°С	0,5 · (250 + 131) = 191
Середня швидкість газів у ступені	$w_г$	$\frac{B_р \cdot V_г \cdot (273 + \vartheta_{ср})}{273 \cdot F_г}$	м/с	1,59·14,768·(273+191)/(273·3,68)=10,8
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (повздовжнє омивання)	$\alpha_к$	Із рис. 5.4 $\alpha_н \cdot c_\varphi \cdot c_\phi$	Вт/(м²·К)	32 · 1,15 · 1 = 36,8
Середня швидкість повітря у ступені	$w_п$	$\frac{B_р \cdot V^0 \cdot (273+t_{ср}) \cdot (\beta''_п + \Delta\alpha/2)}{273 \cdot F_п}$	м/с	$\frac{1,59 \cdot 10,205 \cdot (273+93) \cdot (1,18+0,04/2)}{273 \cdot 5,7} = 4,5$
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (поперечне омивання)	α_2	Із рис. 5.3 $\alpha_н \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi$	Вт/(м²·К)	52 · 1 · 1 · 1 = 52
Коефіцієнт теплової ефективності	ψ	Із табл.. 7.1	---	0,8

Продовження таблиці 11.17

Величина			Розмірність	Розрахунок
Найменування	Позначення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Коефіцієнт використання поверхні нагріву	ξ	Формула (5.10)	---	1,0
Коефіцієнт тепловіддачі від газів	α_1	$\xi \cdot \alpha_к$	Вт/(м^2·К)	1,0 · 36,8 = 36,8
Коефіцієнт теплопередачі	K	$\psi \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2)$	Вт/(м^2·К)	0,8 · 36,8 · 52 / (36,8 + 52) = 17,2
Різниця температур: більша, менша	$\Delta t_м$ $\Delta t_б$	$\vartheta' - t'$ $\vartheta'' - t'$	°С °С	250 – 165 = 85 131 – 20 = 111
Температурний напір протитечії	$\Delta t_{прт}$	$(\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln(\Delta t_б / \Delta t_м)$	°С	(111 – 85) / ln (111 / 85) = 97
Параметри:	$\tau_м$ $\tau_б$ P R	$\vartheta' - \vartheta''$ $t' - t_{хп}$ $\tau_м / (\vartheta' - t')$ $\tau_б / \tau_м$	°С °С	250 – 131 = 119 165 – 20 = 145 119/ (250 – 20) = 0,52 145 / 119 = 1,22
Коефіцієнт	ψ	Із рис. 6.3	---	0,97
Температурний напір	Δt	$\Delta t_{прт} \cdot \psi$	°С	97 · 0,97 = 94
Теплосприймання ступеня	$Q_т$	$H \cdot K \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} / B_р$	кДж/кг	2344 · 17,2 · 94 · 10^{-3}/1,59 = 2383
Розбіжність в теплосприйманні	εQ	$(Q_б - Q_т) \cdot 100 / Q_б$	%	(2395 – 2383) · 100/2395 = 0,5

Розбіжність розрахунків з теплосприймання складає менше 2,5%, тому перерахунок не проводимо.

Розрахункова розбіжність температур повітря між ступенями складає 170 – 165 = 5 °С, температур води між ступенями 183 – 180 = 3 °С, розбіжність прийнятої та розрахованої температур відхідних газів 140 – 131 = 9 °С.

Оскільки всі ці розбіжності менші 10 °С, то, згідно з рекомендаціями [2], перевірний розрахунок хвостових поверхонь парогенератора вважаємо закінченим.

Таблиця 11.18 – Відхил теплового балансу

Величина			Розмір-ність	Розрахунок
Найменування	Позна-чення	Розрахункова формула, спосіб визначення		
Температура відхідних газів	$\vartheta_{вг}$	Із розрахунку хвостових поверхонь котла	°C	131
Ентальпія відхідних газів	$I_{вг}$	Із I – ϑ – таблиці	кДж/кг	2674
Втрати теплоти з відхідними газами	q_2	$(I_{вг} - \alpha_{вг} \cdot I^0_{хп}) \cdot (1 - q_4) / Q_н$	%	$(2674 - 1{,}38 \cdot 240) \cdot (1 - 0) / 39020 = 6{,}0$
ККД котлоагрегату	$\eta_{пг}$	$100 - \sum q$	%	$100 - (6{,}0 + 0{,}5 + 0 + 0{,}78) = 92{,}72$
Сприйнята теплота	ΣQ	$Q_т^{пр} + Q_ф + Q_{пп2} + Q_{пп1} + Q_{ек2} + Q_{ек1}$	кДж/кг	$21508 + 2280 + 4723 + 3027 + 2836 + 2065 = 36339$
Відхил балансу	ε(Q)	$[Q_н \cdot \eta_{пг} - \Sigma Q \cdot (1 - q_4/100)]/Q_н$	%	$[39020 \cdot 0{,}9272 - 36339 \cdot (1 - 0/100)]/39020 = -0{,}4$

Оскільки величина відхилу менше 0,5 %, то вважаємо розрахунок парогенератора закінченим.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
2. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Изд. 3-е перераб. и доп. – СПб.: Изд. НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
3. Тепловой расчет промышленных парогенераторов /Под ред. В.Н. Частухина. – К.: Вища школа, 1980. – 182 с.
4. Стырикович М.А., Катковская К.Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. – М.: Энергия, 1966. – 383 с.
5. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Джерела енергії теплотехнології. – Вінниця: ВДТУ, 1998. – 70 с.
6. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Парогенераторы промышленных предприятий. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 336 с.
7. Ковалев А.П., Лелеев Н.С., Виленский Т.В. Парогенераторы. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 372 с.

Додаток А

Характеристики органічних палив

Таблиця А.1 – Характеристики деяких твердих і рідких палив

Басейн, родовище	Марка палива	Клас	Склад робочої маси палива, %							$Q^p_н$, МДж/кг	V^r, %	Температура плавлення золи, °С		
			w^p	A^p	$S^p_{к+ор}$	C^p	H^p	N^p	O^p			t_f	$t_в$	$t_з$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Донецький	Д	Р	13,0	21,8	3,0	49,3	3,6	1,0	8,3	19,61	44,0	1000 (940-1260)	1200 (1080-1400)	1280 (1160-1400)
Донецький	Д	Відсів	14,0	25,8	3,9	44,8	3,4	1,0	7,1	17,77	44,0	1100 (1000-1200)	1200 (1200-1380)	1280 (1250-1450)
Донецький	Г	Р	8,0	23,0	3,2	55,2	3,8	1,0	5,8	22,04	40,0	1050 (1000-1200)	1200 (1100-1300)	1280 (1200-1400)
Донецький	Г	Відсів	11,0	26,7	3,1	49,2	3,4	1,0	5,6	19,82	40,0	1180 (1000-1200)	1240 (1200-1380)	1280 (1250-1450)
Донецький	Г	ППм	9,0	34,6	6,4	44,0	3,1	0,8	5,3	17,56	42,0	1000	1200	1280
Донецький	Т	Р	5,0	23,8	2,8	62,7	3,1	0,9	1,7	24,22	15,0	1100 (990-1170)	1200 (1050-1300)	1280 (1100-1400)
Донецький	А	Щ,СШ	8,5	22,9	1,7	63,8	1,2	0,6	1,3	22,58	3,5	1100 (920-1260)	1100 (1100-1450)	1280 (1150-1500)
Донецький	ПА	Р, відсів	5,0	20,9	2,4	66,6	2,6	1,0	1,5	25,27	7,5	1060 (1000-1120)	1250 (1100-1500)	1300 (1150-1500)
Донецький	Ж,К, ОС	ППм	14,0	25,8	3,9	44,8	3,4	1,0	7,1	17,77	44,0	1100 (1000-1200)	1200 (1200-1380)	1280 (1250-1450)
Волинське	Г	Р	10,0	19,8	2,6	55,5	3,7	0,9	7,5	21,98	39,0	1100	1200	1230
Міжреченське	Г	Р	8,0	25,8	3,1	53,7	3,6	0,7	5,1	21,58	38,0	1130	1200	1230
Торф	Фрезерний	-	50,0	6,3	0,1	24,7	2,6	1,1	15,2	8,13	70,0	1010 (800-1400)	1150 (1000-1500)	1200 (1010-1500)

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Мазут малосірчистий			3,0	0,05	0,3	84,65	11,7	0,3	0,3	40,31	-	-	-	-
Мазут сірчистий			3,0	0,1	1,4	83,8	11,2	0,5	0,5	39,76	-	-	-	-
Мазут високосірчистий			3,0	0,1	2,8	83,0	10,4	0,7	0,7	38,8	-	-	-	-

Таблиця А.2 – Характеристики природних газів і біогазу

Газопровід	Склад газу за об'ємом, %								Нижча теплота згорання сухого газу, $Q^c_н$, МДж/м^3
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	CO_2	H_2S	
Гоголево-Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	---	13,7	0,1	---	31,00
Дашава-Київ	98,9	0,3	0,1	0,1	---	0,4	0,2	---	35,90
Угерсько-Стрій, Угерсько -Гнездичі-Київ, Угерсько-Львів	98,5	0,2	0,1	---	---	1,0	0,2	---	35,50
Шебелинка-Острогорськ, Шебелинка-Дніпропетровськ, Шебелинка-Харків	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	---	37,30
Шебелинка-Брянськ-Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	---	---	37,90
Середня Азія-Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	---	37,60
Біогаз	62	---	---	---	---	0,2	37	0,8	22,38

Додаток Б

Конструктивні характеристики хвостових поверхонь

Таблиця Б.1 – Основні типорозміри блочних чавунних економайзерів

Типорозмір економайзера	Кількість колонок, шт..	Довжина труби, мм	Кількість труб в ряді, шт.	Кількість рядів труб, шт.	Площа поверхні нагріву, $м^2$	Основні габаритні розміри, мм		
						довжина	ширина	висота
ЭП-2-94	2	2000	2	16	94,4	2530	850	1970
ЭП-2-142	2	2000	3	16	141,6	2530	1150	1970
ЭП-2-236	2	2000	5	16	236,0	2530	1750	1970
ЭП-1-236	1	2000	5	16	236,0	2530	990	3665
ЭП-1-330	1	2000	7	16	330,4	2530	1290	3665
ЭП-1-808	1	3000	9	20	808,0	3530	1590	4585
ЭП-1-646	1	3000	9	16	646,0	3530	1590	3665

Таблиця Б.2 – Технічні характеристики неблочних чавунних економайзерів

Кількість горизонтальних рядів труб в пакеті	Висота пакетів, мм	Кількість труб в горизонтальному ряді пакета, шт.	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18
		Ширина пакета, мм	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1800	2100	2400	2700
		Площа живого перерізу для проходу газів, $м^2$	0,48	0,60	0,72	0,84	0,96	1,03	1,20	1,44	1,68	1,92	2,16
2	300	Площа поверхні нагріву, $м^2$	23,6	29,50	35,4	41,3	47,20	53,10	59,00	70,80	82,6	94,4	106,2
3	450	Те ж	35,4	44,25	53,1	61,95	70,8	79,65	88,5	106,2	128,9	141,6	159.3
4	600	–"–	47,2	59,00	70,8	82,60	94,4	106,2	118,0	141,6	165,2	188,8	212,4
5	750	–"–	59,0	73,75	88,5	103,85	118,0	132,75	147,5	177,0	206,5	236,0	265,5
6	900	–"–	70,8	88,50	106,2	123,9	141,6	159,3	177,0	212,4	247,8	283,2	318,6
7	1050	–"–	82,6	103,25	123,8	144,55	165,2	185,85	206,5	247,8	289,1	330,4	371,7
8	1200	–"–	94,4	118,0	141,6	165,2	188,8	212,4	236,0	283,2	330,4	377,6	424,8

Таблиця Б.3 – Технічні характеристики блочних сталевих економайзерів

Характеристика	Тип економайзера				
	БВЭС-І-2	БВЭС-ІІ-2	БВЭС-ІІІ-І, ІІІ-2	БВЭС-ІУ-І	БВЭС-У-1
Площа поверхні нагріву, $м^2$	28	57	85	113	239
Діаметри труб, мм	28х3	28х3	28х3	28х3	28х3
Розташування труб	Коридорне	Коридорне	Коридорне	Коридорне	Коридорне
Крок труб, мм: поперек потоку газів, за ходом газів	 70 50	 70 50	 70 50	 70 50	 70 50
Площа живого перерізу для проходу: газів, $м^2$, води, 10^{-3} $м^2$	 0,239 2,28	 0,492 4,56	 0,743 6,84	 0,932 9,12	 1,710 16,0
Опір, Па: в газовому тракті, гідравлічний	 21 1070	 15 680	 17 800	 25 1030	 38 1250
Паровидатність агрегату, на яку розрахований економайзер, т/год	2,5	4	6,5	10	20

Таблиця Б.4 – Технічні характеристики сталевих повітропідігрівників із труб діаметрами 40×1,5 мм

Характеристика	Тип повітропідігрівника					
	I		II		III	
Площа поверхні нагріву, $м^2$	85	140	233	300	228	498
Кількість пакетів, шт.	2	2	1	1	1	1
Кількість ходів:						
повітря,	2	2	2	2	1	1
газу	2	2	1	1	1	1
Кількість труб, шт.	378	610	508	653	1349	1312
Довжина труби, мм	1930	1930	3830	3830	1400	3140
Крок труб, мм:						
вдовж потоку,	84	84	84	84	84	84
поперек потоку	60	60	60	60	60	60
Площа перерізу ($м^2$) для проходу:						
газів,	0,203	0,326	0,545	0,698	1,450	1,410
повітря	0,228	0,380	0,853	0,845	1,230	1,380
Габаритні розміри, мм: довжина,	2170	2210	1860	1860	2864	2950
ширина,	1172	1652	1296	1566	1600	1440
висота	2490	2490	4490	4490	1422	3140

Таблиця Б.5 – Технічні характеристики неблочних сталевих повітропідігрівників із труб діаметрами 51×1,5 мм

Кількість ходів повітря	Кількість секцій, шт.	Площа поверхні нагріву, $м^2$	Загальна кількість труб, шт.	Площа живого перерізу ($м^2$) для проходу		Габаритні розміри, мм		
				газів	повітря	довжина	ширина	висота
2	1	185	326	0,59	0,60	1006	2583	3926
	1	280	326	0,59	0,60	1006	3146	5723
	2	375	652	1,18	1,18	1896	2583	3926
	2	560	652	1,18	1,18	1896	3146	5793
	3	560	978	1,77	1,80	2786	2583	3926
3	3	800	690	1,24	1,24	2066	4260	7626
	4	875	1428	2,58	1,70	3982	3146	4210
	5	1150	1000	1,80	2,40	2066	4260	7626
4	1	375	326	0,59	0,60	1006	3146	7660
	2	750	652	1,18	1,18	1896	3146	7660
	3	1125	978	1,77	1,80	2786	3146	7660

Таблиця Б.6 – Технічні характеристики ребристих і зубчасто-ребристих чавунних труб повітропідігрівників

Характеристика	Труби			
	ребристі	зубчасто-ребристі		
Повна довжина труби, мм	2480	1200	2480	3500
Довжина оребреної частини труби, мм	2275	1000	2275	3300
Площа поверхні нагріву, $м^2$				
з боку газів (зовнішній),	4,11	1,91	4,11	5,78
з боку повітря (внутрішній)	2,57	1,12	2,46	3,56
Площа живого перерізу, $м^2$: з боку газів,	0,139	0,064	0,139	0,202
з боку повітря	0,0118	0,0110	0,0110	0,0110
Еквівалентний діаметр з боку повітря, м	0,0425	0,0342	0,0342	0,0342
Розмір фланців, мм	150x260	150x260	150x260	150x260
Маса труби, кг	155	73	162	242

Навчальне видання

Марко Миколайович Чепурний
Дмитро Вікторович Степанов
Євген Семенович Корженко

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено Степановим Д.В.

Редактор О.Д. Скалоцька

Навчально-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 30.03.2006 р. Гарнітура Times New Roman
Формат 29,7х42¼ Папір офсетний
Друк різографічний Ум. друк. арк. 8.6
Тираж 75 прим.
Зам. № 2006-068

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.