Библиотека СОК

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

В. С. СЕМЕНОВ

Утверждено
Учебно-методическим управлением МЭИ
в качестве учебного пособия
для студентов

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

для курсового проектирования

по курсу

ПАРОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОГЕНЕРАТОРА

Редактор Л. Н. СИДЕЛЬКОВСКИЙ



Москва

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Глава 1. **Методика выполнения теплового расчета реконструкции парогенератора** 4
1.1. Расчет горения и энтальпий продуктов сгорания 5
1.2. **Тепловой баланс и расход топлива** . . . 6
1.3. Тепловой расчет топочной камеры . . . 6
1.4. Расчет фестона 10
1.5. Расчет пароперегревателя 12
1.6. Особенности расчета воздушного подогревателя и экономайзера 14
1.7. Расчет воздушного подогревателя 16
1.8. Расчет водяного экономайзера 19
Глава 2. **Пример теплового расчета парогенератора** . . . 23
2.1. Определение расчетных характеристик и способа сжигания топлива 23
2.2. Определение расчетной схемы компоновки парогенератора 24
2.3. Расчет горения и энтальпий продуктов сгорания 25
2.4. Тепловой баланс и расход топлива . . . 28
2.5. Расчет топки 28
2.6. Расчет фестона 36
2.7. Расчет пароперегревателя 37
2.8. Расчет первой ступени воздушного подогревателя 57
2.9. Расчет экономайзера 62
2.10. Расчет второй ступени воздушного подогревателя 69
Литература 74

ЛИТЕРАТУРА

1. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод).— М.: Энергия, 1973.—296 с.
2. **Липов Ю. М., Самойлов Ю. Ф., Модель З. Г.** Компоновка и тепловой расчет парогенератора.— М.: Энергия, 1975.—176 с.
3. **Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н.** Парогенераторы промышленных предприятий.— М.: Энергия, 1978.—336 с.

Над электронной версией потрудились: Д.А. Николаев ☺ М.А. Ушаков ☺

Пособие содержит методические рекомендации и пример теплового расчета реконструкции парогенератора в связи с переводом на другое топливо, изменением производительности и пр. Оно рассчитано на совместное использование с нормативным методом теплового расчета и предназначено для студентов дневного и вечернего отделений Промтеплоэнергетического факультета, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика» (0308) и «Автоматизация тепло- и электроэнергетических процессов промышленных предприятий» (0649). Пособие может быть полезно дипломникам и инженерам.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной задачей проекта по курсу «Парогенераторные установки промышленных предприятий» является закрепление и конкретизация знаний по вопросам теплопередачи и топочно-котельной техники, в том числе освоение методики теплового расчета парогенераторов, уяснение путей возможного усовершенствования его элементов, а также приобретение навыков пользования нормативными и проектными материалами, ГОСТами, справочниками и др.

Разработка проекта проводится преимущественно в плане реконструкции парогенератора в связи с переводом его на другой вид топлива (или в целях повышения его мощности и экономичности). В процессе этой работы студент должен рассмотреть некоторые практически возможные (конструктивные) варианты решения поставленной перед ним задачи, оценить их достоинство и недостатки, а затем принять и обосновать свое решение. В объем работы над проектом входит выполнение теплового расчета и чертежей парогенератора (продольного и поперечного разрезов).

Рекомендуемые учебные пособия приводятся в списке литературы. При проектировании рекомендуется использовать заводские синьки, атласы чертежей и имеющиеся в литературе примеры компоновок парогенераторов.

Автор благодарен коллективу преподавателей кафедры огневой промышленной теплотехники (ОПТ) за обсуждение содержания пособия и приносит глубокую благодарность доцентам В. Н. Юреневу, Р. З. Хмельницкому за ценные замечания и профессору Л. Н. Сидельковскому за редактирование пособия.

Глава 1

МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА РЕКОНСТРУКЦИИ ПАРОГЕНЕРАТОРА

Методы теплового расчета парогенераторов разделяются на: а) конструктивные, выполняемые для определения величины поверхностей нагрева вновь проектируемого или реконструируемого агрегата; б) поверочные, выполняемые без изменения существующих поверхностей нагрева для определения конечных или промежуточных параметров дымовых газов и рабочего тела (пара, воды, воздуха); в) поверочно-конструктивные (смешанные), выполняемые с изменением отдельных элементов парогенератора.

Объем реконструкции парогенератора, определяемый результатами теплового расчета, зависит от исходных данных задания. Выбор метода теплового расчета производится студентом с учетом задания. Определяющим при этом является достижение максимального коэффициента полезного действия парогенератора при минимальных затратах на реконструкцию.

Перед началом расчета необходимо по справочным данным [1] определить характеристику заданного вида топлива (элементарный состав, низшую теплоту сгорания $Q_н^{р}$* или $Q_н^{с}$, температурные характеристики золы t_1, t_2, t_3 и выход летучих $V^{г}$) и термодинамические параметры пара и воды по заданным или принятым давлению и температуре (энтальпии питательной воды $i_{пв}$ и перегретого пара $i_{пп}$, температуру насыщенного пара $t_{нп}$, удельные объемы насыщенного $v_{нп}$ и перегретого $v_{пп}$ пара).

При определении величины давления пара в барабане парогенератора и давления питательной воды на входе в водяной экономайзер можно руководствоваться следующими соотношениями: $P_б = 1{,}1\,P_{пп}$ и $P_{пв} = (1{,}05 \div 1{,}08)\,P_б$, где коэффициент 1,05 относится к парогенераторам высокого давления, а коэффициент 1,08 — к парогенераторам среднего давления.

* Обозначения здесь и далее приняты по [1].

По чертежам и описаниям необходимо ознакомиться с устройством и работой реконструируемого агрегата, его конструктивными характеристиками и выбрать способ сжигания заданного топлива и конструкцию топочного устройства (приложение II, с. 65—70 [1]). Затем, оценив температуры уходящих газов (табл. П-8 для агрегатов с $D > 20{,}8$ кг/с или табл. П-9 для агрегатов с $D < 20{,}8$ кг/с [1]), холодного и горячего воздуха (приложение II, с. 72 [1]), составить расчетную схему компоновки парогенератора. Для полученной расчетной схемы парогенератора принять по рекомендациям из норм теплового расчета величины избытка воздуха в топочной камере и присосы по газоходам (табл. XVI, с. 198—199 [1]).

Принятые решения и расчетную схему парогенератора необходимо согласовать с консультантом проекта и приступить к выполнению теплового расчета.

1.1. Расчет горения и энтальпий продуктов сгорания

Если заданы $W^{р}$ и $A^{р}$ топлива, отличающиеся от приведенных в [1], то следует сделать пересчет состава топлива и его теплоты сгорания на заданные влажность и зольность согласно указаниям п. 2-06 и 2-07 [1].

Если задана смесь топлив, то расчет ведется согласно указаниям п. 2-21, 2-22, 2-23 [1].

Теоретический расход воздуха V^{0}, теоретические объемы сухих трехатомных газов V_{RO_2}, двухатомных газов $V^{0}_{N_2}$ и водяных паров $V^{0}_{H_2O}$ в продуктах сгорания определяются соответственно по формулам [1]: для твердого и жидкого топлива — по (4-02), (4-04), (4-05), (4-06); для газообразного топлива — по (4-13), (4-14), (4-15), (4-16). Определение действительных объемов продуктов сгорания рекомендуется вести по форме табл. 4.1, с. 17 [1]. Здесь же определяются значения объемных долей трехатомных газов, а также концентрации пыли $\mu_{зл}$, необходимые при расчете радиационного теплообмена. При определении величины $\mu_{зл}$ следует руководствоваться формулой (4-11) и п. 4-07.

Далее рассчитываются энтальпии продуктов сгорания, летучей золы и теоретического объема воздуха. Результаты расчета рекомендуется записать по форме табл. 4.2 [1].

1.2. Тепловой баланс и расход топлива

Тепловой баланс парогенератора представляет собой уравнение, выражающее равенство между суммами составляющих прихода и расхода тепла в агрегате. На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива. КПД парогенератора (брутто), %:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6\,шл} + q_{6\,охл}).$$

Потеря тепла с уходящими газами q_2 определяется по формуле (5-07) [1]. Потери тепла с химическим q_3 и механическим q_4 недожогом принимаются по табл. XVII—XIX [1]. По кривым рис. 5-1 [1] определяется потеря от наружного охлаждения q_5. Потери тепла с физическим теплом шлаков $q_{6\,шл}$ и на охлаждение панелей и балок $q_{6\,охл}$ определяются соответственно п. 5-11 формулой (5-12) и п. 5-12 формулой (5-13) [1]. Действительный B и расчетный $B_р$ расходы топлива определяются по (5-17) и (5-20) [1].

В качестве приходной (располагаемой) части тепла для твердых и газообразных топлив принимаются соответственно $Q_н^р$ и $Q_н^с$, для жидкого топлива (мазут) наряду с $Q_н^р$ необходимо учитывать физическое тепло топлива в соответствии с п. 5-04 и при паровом распыле — тепло, вносимое в агрегат с паровым дутьем $Q_ф$ (5-05) [1].

Далее в соответствии с рекомендациями (приложение II, с. 66—70 [1]) следует принять тип, количество горелок и их размещение в топке парогенератора. Определив производительность (по топливу) горелок по [1], следует ознакомиться с их конструктивным оформлением.

При определении тепловой схемы и оценке объема реконструкции парогенератора на жидком или газообразном топливе может быть принято решение оставить без изменения одноступенчатую компоновку и размер воздушного подогревателя (ВП). В этом случае следует выполнить поверочный расчет ВП в соответствии с § 1.7. Полученное значение температуры горячего воздуха используется в дальнейшем при расчете топочной камеры.

1.3. Тепловой расчет топочной камеры

Расчет топочной камеры может быть выполнен поверочным или конструктивным методом. В результате поверочного расчета определяется температура газов на выходе из

топочной камеры. При конструктивном расчете находится величина лучевоспринимающей поверхности, размещаемой в топочной камере.

При переводе парогенератора на другой вид топлива или на новую паропроизводительность поверочный расчет, как правило, не дает желаемого результата, так как нарушается соответствие между лучевоспринимающей поверхностью топки и рекомендуемым значением температуры газов на выходе из топки $\vartheta_т$, удовлетворяющее технико-экономическим соображениям. И все же, стремясь достигнуть минимальной реконструкции топки, рекомендуется сначала выполнить поверочный расчет. Температура газов на выходе из топки может оказаться в допустимом интервале температур. Ниже (табл. 1.1) приводятся рекомендуемые интервалы значений температуры газов на выходе из топки. Чем ниже теплота сгорания топлива и параметры вырабатываемого пара, тем ниже значение температуры газов на выходе из топки следует выбирать.

Таблица 1.1

Рекомендуемые значения температуры газов на выходе из топки

Вид топлива	Значение $Q_н^р$, $\frac{мДж}{кг(м^3)}$	Рекомендуемый интервал $\vartheta_т$, °С
Газообразное	25,0—37,0	950—1200
	14,0—25,0	900—1000
Мазут	Любое	1100—1200
Твердое	Более 21,0	1000—1150
	Менее 21,0	900—1050

Используя конструктивный метод расчета парогенератора, соответствие между $H_л$ и $\vartheta_т$ часто удается сохранить путем изменения среднего коэффициента тепловой эффективности экранов $\psi_{ср}$. На практике это осуществляется закрытием части экранов шамотным кирпичом или огнеупорной обмазкой, т. е. образованием так называемого зажигательного пояса.

Таким образом, цель теплового расчета топки может состоять в определении поверхности экранированных стен, подлежащей закрытию кирпичом или обмазкой, т. е. в опре-

делении такого значения $\psi_{ср}$ при рекомендуемой $\vartheta_т$ (приложение II, с. 65—70 [1]), которое обеспечило бы необходимое восприятие тепла экранными трубами и надежную циркуляцию котловой воды.

Расчет топочной камеры начинают с определения по чертежам и описанию парогенератора геометрических характеристик топки (общей площади стен $F_{ст}$, площади экранированных стен $F_{пл}$, объема топки $V_т$ и т. д.). При поверочном расчете топки по формуле (6-30) [1] определяется температура газов на выходе из топки. Если полученное значение $\vartheta_т$ соответствует ее рекомендуемым значениям (см. табл. 1.1), расчет топки можно считать законченным.

В случаях, когда полученное значение $\vartheta_т$ отличается от рекомендуемого или в топке отсутствует зажигательный пояс, необходимый для нового топлива, следует принять рекомендуемое значение $\vartheta_т$ и определить поверхность экранированных стен, подлежащих закрытию зажигательным поясом.

В качестве промежуточной искомой величины определяется требуемое значение $(\xi_{ср}H_л)_{тр}$ путем графического решения уравнений

$$(\xi_{ср}H_л)_{тр} = \frac{10^{11}\cdot B_р\cdot Q_л}{5{,}6\cdot M\cdot a_т\cdot T_т\cdot T_a^3}\sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_a}{T_т}-1\right)^2}, \qquad (1.1)$$

$$(\xi_{ср}H_л)_{тр} = \psi_{ср}\cdot F_{ст}. \qquad (1.2)$$

Задаваясь тремя величинами $\psi_{ср}$ (например, 0,2; 0,4; 0,6), на общем координатном поле строят зависимости $(\xi_{ср}H_л)_{тр}$ от $\psi_{ср}$ по формулам (1.1) и (1.2). По координатам точки пересечения этих зависимостей определяют значения $\psi_{ср}$ и $(\xi_{ср}H_л)_{тр}$.

Количество тепла, воспринятое в топке на 1 кг или 1 м³ топлива $Q_л$, параметр M, степень черноты топки $a_т$ и др. рассчитываются в соответствии с шестой главой [1].

После сравнения располагаемого значения $(\xi_{ср}H_л)_{рс}$ и требуемого $(\xi_{ср}H_л)_{тр}$ принимают соответствующее решение в зависимости от величины

$$\Delta(\xi_{ср}H_л) = (\xi_{ср}H_л)_{рс} - (\xi_{ср}H_л)_{тр}: \qquad (1.3)$$

если $\Delta(\xi_{ср}H_л) > 0$, то необходимо закрыть часть экранированной поверхности топки;

если $\Delta(\xi_{ср}H_л) < 0$, то необходимо увеличить лучевоспринимающую поверхность в топке;

если $\Delta(\xi_{ср}H_л) = 0$, то величина лучевоспринимающей поверхности остается без изменений.

Определение величины поверхности экранированных стен топки, подлежащей закрытию. Найденная по графику величина $(\xi_{ср}H_л)_{тр}$ в общем случае определяется выражением

$$(\xi_{ср}H_л)_{тр} = \xi_{оэ}\cdot x_{оэ}^{ср}(F_{пл} - F_{пл}^{зэ}) + \xi_{зэ}\cdot x_{зэ}\cdot F_{пл}^{зэ},$$

где $\xi_{зэ}$ и $\xi_{оэ}$ — условные коэффициенты загрязнения соответственно закрытого и открытого экранов (значения приведены в табл. 6.2, с. 29 [1]);

$x_{зэ}$ и $x_{оэ}^{ср}$ — угловые коэффициенты экранов, определяемые по п. 6-04 [1] и формуле

$$x_{оэ}^{ср} = \sum_{i=1}^{n} x_{оэ\,i}\cdot F_{пл\,i}/F_{пл};$$

$F_{пл}^{зэ}$ — площадь поверхности стен, занятая закрытыми экранами.

Из этого выражения можно найти величину поверхности зажигательного пояса, м:

$$F_{пл}^{зэ} = \frac{\Delta(\xi_{ср}\cdot H_л)}{\xi_{оэ}\cdot x_{оэ}^{ср} - \xi_{зэ}\cdot x_{зэ}}. \qquad (1.4)$$

В конце расчета топки определяется значение объемной плотности тепловыделения $q_V = \frac{BQ_н^р}{V_т}$, которое должно быть ниже допустимого, указанного в табл. XVII—XXI [1].

Поверхность стен с закрытыми экранами используется в качестве зажигательного пояса. Его раскаленная поверхность при правильном расположении может создавать благоприятные условия для воспламенения топливно-воздушной смеси, выходящей из горелок. В соответствии с этим в первую очередь следует закрывать часть экранных труб вокруг горелок и передний скат холодной воронки. При значительной величине зажигательного пояса последний может быть размещен и на других стенах. Не рекомендуется располагать его на стенах, противостоящих горелкам, особенно при сжигании твердого топлива, расплавленный шлак и твердые частицы пыли которого быстро разрушают открытую обмуровку.

Расчет топки заканчивается определением расположения и размеров (длины и высоты) зажигательного пояса. Значительная величина $F_{пл}^{зэ}$ может нарушить естественную цирку-

ляцию в экранных трубах, поэтому не следует допускать, чтобы $F^{\text{зэ}}_{\text{пл}}$ была более $0{,}4\,F_{\text{пл}}$ для каждого циркуляционного контура и всех испарительных поверхностей в целом.

1.4. Расчет фестона

Реконструкцию фестона, как правило, не производят, поэтому используется поверочный метод расчета (п. 8-04 [1]).

Задаются двумя значениями температуры газов за фестоном (например, $\vartheta''_{\text{ф}_1} = \vartheta_{\text{т}} - 50$ и $\vartheta''_{\text{ф}_2} = \vartheta_{\text{т}} - 100$); определяют соответствующие количества тепла, воспринимаемые фестоном по уравнению теплового баланса $Q_{\text{б}1}$ и $Q_{\text{б}2}$ (7-02 [1]). Далее рассчитывают соответствующие принятым температурам значения температурных напоров и коэффициентов теплопередачи и по формуле (7-01 [1]) определяют количества тепла, передаваемые фестону по условиям теплообмена — $Q_{\text{т}1}$ и $Q_{\text{т}2}$.

Необходимо обратить внимание на то, что за расчетную поверхность фестона принимается полная поверхность, определяемая по выражению

$$H_{\text{р}} = \pi \cdot d \cdot \sum_{n=1}^{z_2} l_n \cdot z_{1,n},$$

где d — диаметр труб;
l_n — длина труб в ряду n;
$z_{1,n}$ — количество труб в ряду n;
z_2 — количество рядов труб,

а лучевоспринимающая поверхность фестона — по выражению

$$H_{\text{л}_1} = x \cdot b \cdot l_{\text{ф}},$$

где x — угловой коэффициент, равный 1;
b — расстояние между осями крайних труб, м;
$l_{\text{ф}}$ — освещенная длина труб фестона, вычисляемая в соответствии с рис. 6-1 [1].

Все необходимые указания для расчета приведены в [1] (с. 58). При проведении расчета рекомендуется составлять эскиз рассчитываемой поверхности с указанием размеров $S_1, S_2, b \times l_{\text{ф}}, d$ и т. д. (рис. 1.1).

Определение температурного напора также желательно иллюстрировать графиком изменения температуры газов.

При наличии за фестоном конвективного пучка расчет фестона и пучка можно производить совместно.

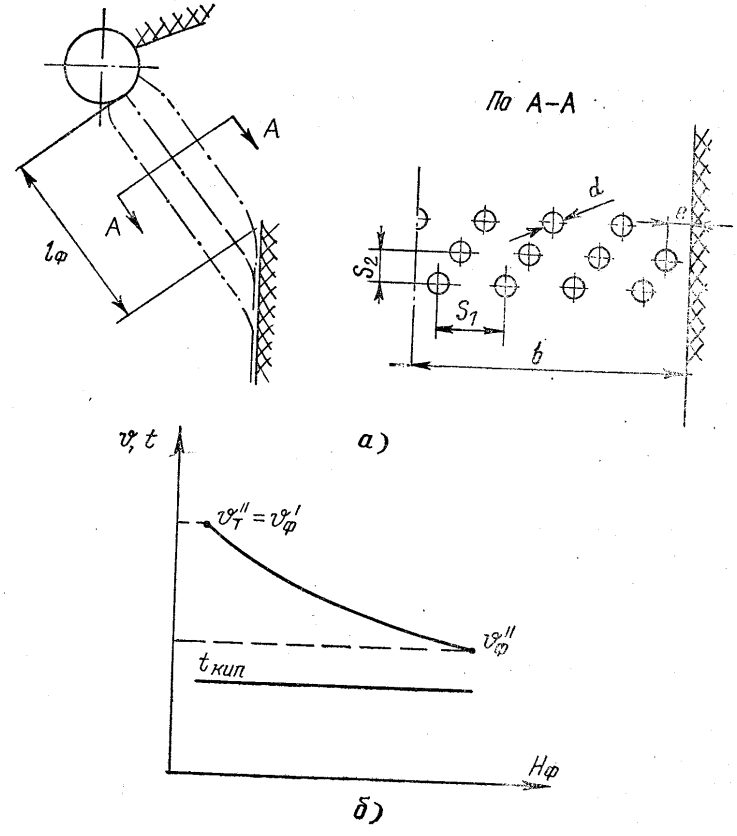


Рис. 1.1. К расчету фестона: *а* — конструктивная схема; *б* — изменение температуры рабочих тел

1.5. Расчет пароперегревателя

Перед тепловым расчетом пароперегревателя изучаются его конструкция, условия работы и составляется принципиальная схема с указанием геометрических характеристик (рис. 1.2).

При расчете пароперегревателя следует руководствоваться указаниями § 8-В [1].

Тепловой расчет пароперегревателя начинают с определения тепловосприятия, $Q_{пе}$, кДж/кг, вследствие охлаждения газов в зоне его расположения по формуле

$$Q_{пе} = \frac{D}{B_р}(i_{пп} - i_{нп} + \Delta i_{по}) - Q_л.$$

Тепловосприятие пароохладителя $\Delta i_{по}$ принимают от 20 до 60 кДж/кг.

Тепло, полученное излучением из топки конвективным перегревателем $Q_л$, зависит от вида поверхности, отделяющей топку от перегревателя. Если парогенератор имеет ширмовые поверхности, расположенные между топкой и конвективными пучками, тепло, полученное излучением из топки ширмовым перегревателем, определяется по уравнению (7-06 [1]). Если между топкой и перегревателем расположен пучок или фестон, $Q_л$, кДж/кг, определяется с учетом тепла, воспринятого им, и в соответствии с формулами (6-74), (8-10) и п. 6-42 [1]:

$$Q_л = \frac{(1 - x_{пуч})\, q_{л.\,в} \cdot H_{лп}}{B_р}.$$

Далее по (7-02 [1]) определяют энтальпию газов за пароперегревателем и по I — ϑ-таблице — температуру.

Расчет коэффициента теплопередачи ведут в соответствии с указаниями § 7-Б [1].

Порядок дальнейшего расчета пароперегревателя выбирают с учетом расположения пароохладителя и взаимного направления движения участвующих в теплообмене сред (газов и пара), определяющего расчет температурного напора.

При включении пароперегревателя по схемам, отличающимся от противоточной или прямоточной, сначала определяют температурные напоры для случаев включения его по прямоточной и противоточной схемам. Если $\frac{\Delta t_{прм}}{\Delta t_{прт}} < 0{,}92$,

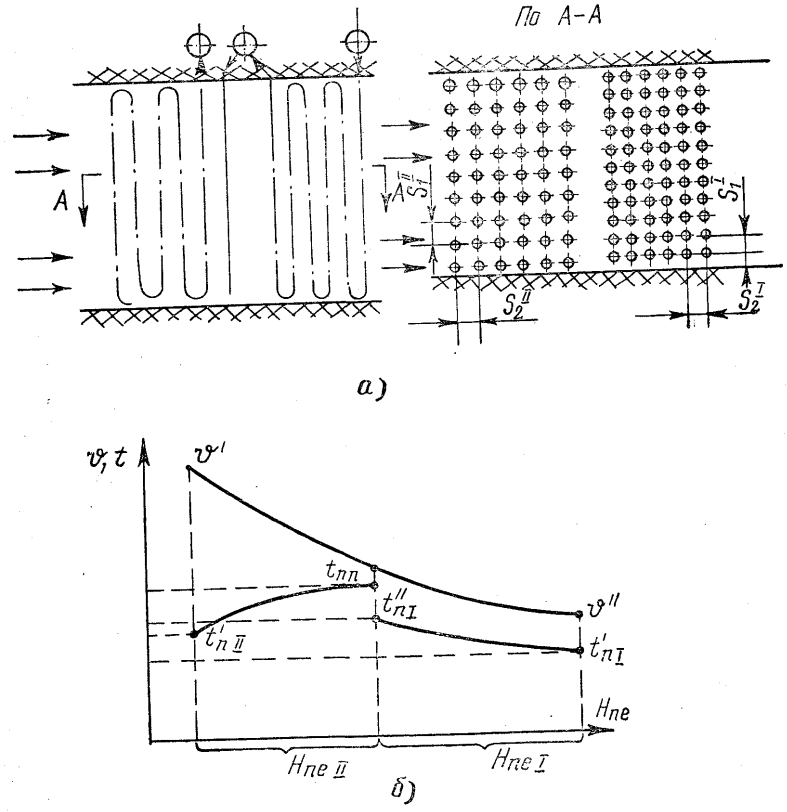


Рис. 1.2. К расчету пароперегревателя: *а* — конструктивная схема; *б* — изменение температуры рабочих тел

то температурные напоры для каждой ступени пароперегревателя надо рассчитывать раздельно. При этом особое внимание следует уделить правильному выбору коэффициента пересчета ψ от противоточной схемы к более сложной, определяемого по соответствующим номограммам (см. рис. 7-12 и § 7-В [1]).

Как правило, при переводе парогенератора с одного топлива на другое требуется изменение величины поверхности пароперегревателя (ПП). В этом случае целесообразно вторую по ходу пара ступень пароперегревателя — $ПП_{II}$, выполняемую из труб более дорогостоящей легированной стали, оставить без изменения и выполнить для нее поверочный тепловой расчет.

Порядок и общая схема поверочного расчета $ПП_{II}$ остаются такими же, как и для фестона. Для $ПП_{I}$ производится конструктивный тепловой расчет (см. п. 8-01 [1]). Для использования части поверхности этой ступени все геометрические характеристики, необходимые для расчета, принимаются без изменения. После определения необходимой величины поверхности $ПП_{I}$ производится уточнение ее расположения в газоходе парогенератора. Результатом расчета пароперегревателя является вывод о необходимых конструктивных изменениях его первой ступени (изменении числа петель, общего расположения и др.). При значительном увеличении поверхности может возникнуть необходимость и в более существенной реконструкции: изменение диаметра труб, величины шагов и т. д.

1.6. Особенности расчета воздушного подогревателя и водяного экономайзера

В зависимости от температуры подогрева воздуха $t_{гв}$ ранее были составлены тепловая схема парогенератора и соответствующая ей компоновка теплоиспользующих элементов — воздушного подогревателя (ВП) и водяного экономайзера (ЭК). Приступая к тепловому расчету ВП и ЭК, следует с учетом компоновки теплоиспользующих элементов реконструируемого (располагаемого) парогенератора продумать и выбрать такие методику и порядок расчета ВП и ЭК, которые бы привели к минимальной их реконструкции.

При одноступенчатой компоновке ВП и ЭК, в особенности при газообразном топливе, метод расчета зависит от очередности расчета топки и ВП.

Если расчет топки уже выполнен, то этим обусловлена $t_{гв}$, и следовательно ВП и ЭК следует рассчитывать конструктивным методом. Если же принималось решение сохранить неизменным ВП или использовать без изменений одну из ступеней (при двухступенчатой компоновке) реконструируемого парогенератора, то метод расчета ВП будет поверочным. Полученное значение $t_{гв}$ используется в последующем расчете топки.

Очередность расчета ВП и ЭК при одноступенчатой компоновке теплоиспользующих элементов принципиального значения не имеет. Из методических соображений рекомендуется сначала выполнить расчет ВП, а затем ЭК. В этом случае экономайзером замыкается тепловой баланс парогенератора.

При двухступенчатой компоновке ВП и ЭК («в рассечку») метод расчета каждой ступени зависит от компоновки ВП и ЭК в реконструируемом парогенераторе.

Если реконструируемый парогенератор имеет двухступенчатую компоновку ВП и ЭК, то минимальный объем его реконструкции часто достигается использованием без изменения первых ступеней $ВП_{I}$ и $ЭК_{I}$. В этом случае их рассчитывают поверочным методом, а конструктивный расчет $ВП_{II}$ и $ЭК_{II}$ позволит обеспечить требуемые $t_{гв}$ и энтальпию питательной воды $i_{пв}''$.

Если реконструируемый парогенератор имеет одноступенчатую компоновку ВП и ЭК, то в большинстве случаев каждую ступень ВП и ЭК приходится рассчитывать конструктивным методом и существующие теплоиспользующие элементы подвергать значительной реконструкции или изготавливать новые.

Значительный интерес представляет использование ВП и ЭК реконструируемого парогенератора с одноступенчатой компоновкой в качестве одной из ступеней рассчитываемого парогенератора. Однако при этом редко получают удовлетворительное решение. Переход с одноступенчатой компоновки теплоиспользующих элементов на двухступенчатую обычно связан с существенными изменениями характеристик топлива или режима работы парогенератора. Поэтому старые ВП и ЭК могут оказаться в неблагоприятных тепловых и газодинамических условиях для эффективной работы.

При незначительных изменениях качественных характеристик топлива и режимных показателей реконструируемого парогенератора можно поставить задачу не реконструировать

теплоиспользующие элементы. В любом случае условия работы ВП и ЭК должны соответствовать рекомендациям, изложенным в приложении II,*в*, *г* [1]. Кроме этого, следует учесть:

1) по условиям надежной работы ВП при выполнении его из углеродистой стали температура дымовых газов на входе в ВП не должна превышать 500—530° С;

2) температура продуктов сгорания после $ВП_{II}$ и перед $ВП_{I}$ должна быть на 10—20° С больше соответственно $t''_{пв}$ и $t'_{пв}$;

3) температура воды на входе во вторую ступень экономайзера должна быть ниже температуры кипения на ~40° С.

Последнее условие обеспечивает равномерность распределения воды по параллельным змеевикам ЭК.

1.7. Расчет воздушного подогревателя

Поверочный расчет ВП начинают с определения (по описанию парогенератора и чертежам) всех конструктивных характеристик: наружного и внутреннего диаметров труб, поперечного и продольного шагов расположения труб, количества ходов воздуха и размеров сечения для прохода воздуха. По конструктивным характеристикам поверхность ВП рассчитывают по среднему диаметру труб, а сечения для прохода продуктов сгорания и воздуха — по (7-26) и (7-25) [1].

Порядок теплового поверочного расчета ВП описан в п. 8-05 и 8-06, а общие указания — в § 8-3 [1].

При расчете одноступенчатого ВП или первой ступени двухступенчатого $ВП_{I}$ в качестве приближений следует принять два значения температуры воздуха на выходе $t''_{в_1}$ и $t''_{в_2}$ и рассчитать соответствующие количества тепла, воспринимаемые ВП или его ступенью по уравнению теплового баланса $Q_{б1}$ и $Q_{б2}$, кДж/кг или кДж/м³:

$$Q_б = \left(\beta'' + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)(I^{0''}_{в} - I^{0}_{хв}). \qquad (1.5)$$

Далее определяют энтальпии газов перед ВП, соответствующие двум приближениям температуры воздуха на выходе, кДж/кг или кДж/м³:

$$I'_г = I_{уг} + \frac{Q_б}{\varphi} - \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}(I^{0}_{хв} + I^{0''}_{в}) \qquad (1.6)$$

и по ним — температуры дымовых газов (по I — ϑ-таблице при $\alpha''_{вз}$). Скорости воздуха и газов при средних температурах каждого потока рассчитывают по формулам (7-21) и (7-22) [1], а коэффициент теплопередачи — в соответствии с § 7-Б [1].

Температурный напор в ВП рассчитывают в соответствии с п. 7-64 и 7-68 [1].

По формуле (7-01) [1] определяют количества тепла $Q_{т1}$ и $Q_{т2}$, передаваемые ВП по условиям теплообмена, графической или расчетной интерполяцией из условия, что $Q_б = Q_т$, определяют действительное значение $t''_в$. Для найденной температуры горячего воздуха далее определяют температуру газов перед ВП.

Поверочный расчет $ВП_{II}$ может быть выполнен аналогично, но предварительно требуется рассчитать $ЭК_{I}$ для определения температуры газа на выходе из $ВП_{II}$.

Конструктивный расчет. При конструктивном расчете всего ВП, если он одноступенчатый, или одной ступени при двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей известны обычно температура газов на выходе ϑ'', температура воздуха на входе $t'_в$ и температура воздуха на выходе $t''_в$ (рис. 1.3 и 1.4). Определив по балансовому уравнению (1.5) количество тепла, воспринятое ВП, по уравнению (1.6) находят энтальпию и температуру (по I — ϑ-таблице) газов перед ВП.

Для расчета коэффициента теплопередачи необходимо знать конструктивные характеристики ВП, а также скорости воздуха и газов.

В соответствии с рекомендациями приложения II (с. 75) [1] принимают диаметр труб d, относительный поперечный шаг σ_1, скорость газов $w_г$ и скорость воздуха $w_в$. Определяют число труб по ширине шахты $z_1 = \dfrac{a-S}{S_1}$ и полное число труб ВП

$$z = \frac{B_р V_г (\vartheta + 273)}{0{,}785 d^2_{вн} w_г \cdot 273}. \qquad (1.7)$$

Затем можно определить число рядов труб (по глубине конвективной шахты) $z_2 = z/z_1$, а с учетом глубины конвективной шахты — шаг труб $S_2 = b/(z_2 - 1)$.

Чтобы сечение для прохода воздуха в диагональных зазорах между трубами было не меньше поперечного сечения, должно быть выдержано соотношение $\sigma_2 \geqslant \sqrt{0{,}5\sigma_1 + 0{,}25}$.

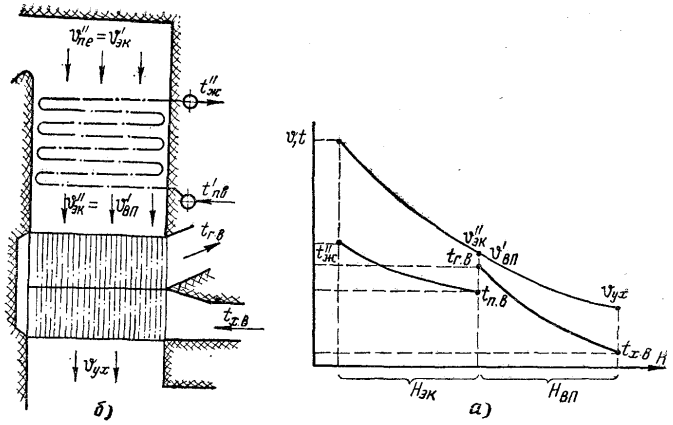


Рис. 1.3. К расчету хвостовых поверхностей при одноступенчатой их компоновке: *а* — конструктивная схема; *б* — изменение температуры рабочих тел

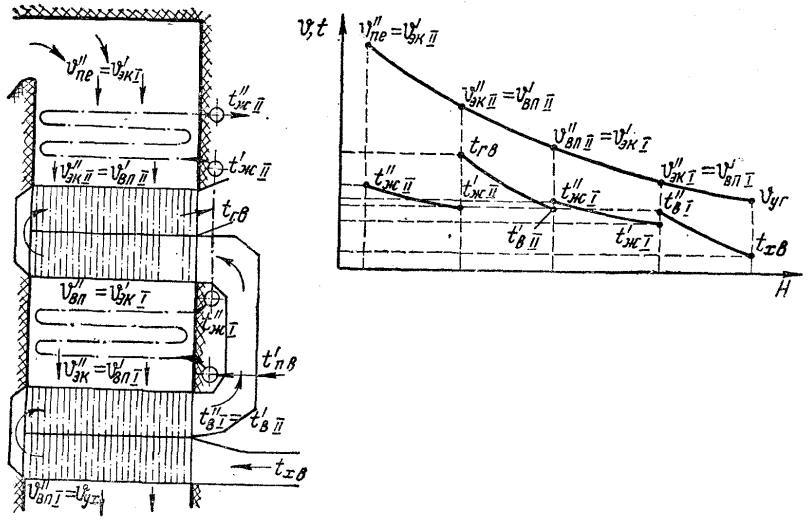


Рис. 1.4. К расчету хвостовых поверхностей при двухступенчатой их компоновке

Если может быть использован ВП реконструируемого парогенератора, к чему следует стремиться, то скорости газов рассчитывают с использованием его конструктивных характеристик по формуле (1.7). Скорость воздуха в этом случае принимают в соответствии с рекомендациями.

Коэффициент теплопередачи и температурный напор определяют в соответствии с § 7-Б и п. 7-64 и 7-68, а теплообменную поверхность ВП — по формуле $H = \frac{B_р \cdot Q_б \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t}$.

Далее, уточняется конструктивное оформление ВП в соответствии с принятыми ранее решениями (высота хода, число ходов и т. д.).

Высота одного хода по воздуху $h_х$, м, составляет

$$h_х = \frac{\left(\beta'' + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right) V^0 B_р \, (t_в^{ср} + 273)}{273 \cdot (a - z_1 d)\, w_в}.$$

Число последовательных ходов $z_х = \frac{h_{вп}}{h_х}$, где $h_{вп} = \frac{H}{\pi d_{ср} z}$ высота трубной поверхности ВП.

Число ходов должно быть целым. Нецелое значение округляется до ближайшего целого, и производится уточнение скорости воздуха и коэффициента теплопередачи, если изменение скорости воздуха оказалось больше 10%.

При двухступенчатой компоновке ВП температура воздуха на выходе из первой ступени принимается равной $\sim (t_{пв} + 10 \div 20)^\circ$ С. В ряде случаев (например, для борьбы с коррозией $ВП_I$) осуществляется повышение температуры воздуха (до 50—65° С) на входе в ВП путем его подогрева в паровых калориферах или применения частичной рециркуляции горячего воздуха. Тепловой расчет ВП ведется по действительной температуре воздуха $t'_{вп}$, а не $t_{хв}$ (см. § 8-49 [1]).

Если часть воздуха после первой ступени ВП отбирается и направляется в сушильно-мельничную систему или на рециркуляцию, то расчет ступеней ВП должен быть проведен на фактическое количество воздуха.

1.8. Расчет водяного экономайзера

Поверочный расчет экономайзера (ЭК) чаще всего выполняется для первой ступени $ЭК_I$ (в случае его двухступенчатого расположения) (рис. 1.4).

Приняв значение температуры дымовых газов до ЭК$_1$, находят величину тепловосприятия первой ступени:

$$Q_б = \varphi\,(I''_{вп\,II} - I'_{вп\,I} + \Delta\alpha_{эк\,I} I^0_{прс}). \qquad (1.8)$$

Далее подсчитывают энтальпию воды, и по таблицам определяют ее температуру (при давлении $\sim 1{,}05\,P_б$), кДж/кг:

$$i''_{эк\,I} = i'_{пв} + \frac{Q_б \cdot B_р}{D_{эк}}.$$

Следует учитывать поправку к энтальпии и соответственно температуре воды на входе в ЭК, обусловленную возможной установкой пароохладителя и сбросом охлаждающей воды в линию до ЭК:

$$i'_{пв} = i_{пв} + \Delta i_{по}\frac{D}{D_{эк}}.$$

Расход питательной воды через экономайзер $D_{эк}$ определяется с учетом расхода воды на продувку (доля продувки $p = 0{,}01$—$0{,}03$), кг/с:

$$D_{эк} = (1+p)D.$$

Зная конструктивные характеристики ЭК$_1$ (величину поверхности, диаметр труб, шаги S_1 и S_2 и др.) и определив коэффициент теплопередачи (7-15,*б*) и температурный напор (7-75) [1], подсчитывается тепловосприятие этой ступени по уравнению теплопередачи

$$Q_т = \frac{H_{эк\,I} \cdot \Delta t \cdot k}{B_р}.$$

При расхождении величин $Q_б$ и $Q_т$ более, чем на 2%, расчет следует повторить.

Конструктивный расчет ЭК производится при его одноступенчатой компоновке или для второй ступени при двухступенчатой компоновке.

При проведении расчетов в целях минимальной реконструкции сохраняются основные геометрические размеры газоходов и конструктивное оформление имеющихся поверхностей нагрева (диаметр труб, шаги труб S_1 и S_2 и др.).

Из предшествующего расчета пароперегревателя и воздухоподогревателя температуры газов на входе и выходе экономайзера известны. Определение по балансовому уравнению величины тепловосприятия

$$Q_б = \varphi\,(I'_{эк} - I''_{эк} + \Delta\alpha_{эк} I^0_{прс}),$$

позволяет свести общий тепловой баланс парогенератора и таким образом проверить правильность выполненных расчетов. Расчетное тепловосприятие экономайзера как замыкающей поверхности пароводяного тракта можно определить из уравнения баланса тепла

$$Q_{эк} = Q^р_р \cdot \eta \cdot \frac{100}{100 - q_4} - (Q_л + Q_ф + Q_{пе}). \qquad (1.9)$$

Сходимость теплового баланса парогенератора считается удовлетворительной, если тепловосприятия экономайзера, рассчитанные по формулам (1.8) и (1.9), различаются на величину невязки менее $0{,}5\%\,Q^р_р$.

По величине $Q_{эк}$ можно определить энтальпию и температуру воды на выходе из водяного экономайзера:

$$i''_{пв} = i'_{пв} + \frac{B_р Q_{эк}}{D_{эк}}.$$

По уравнению теплопередачи подсчитывают необходимую поверхность ВЭ (предварительно определив коэффициент теплопередачи и величину температурного напора).

В случае «кипящего» водяного экономайзера, т. е. когда вода частично испаряется ($x \leqslant 30\%$), для определения температурного напора вместо конечной температуры воды подставляют условную температуру (7-89), п. 7-73 [1].

Для «кипящего» ВЭ температура воды на выходе из первой ступени ВЭ$_1$ должна быть ниже температуры кипения не менее, чем на 40° С.

После расчета величины теплообменной поверхности необходимо сконструировать экономайзер. Новое число петель $z_{пет} = \frac{l_{зм}}{2d}$,

где $l_{зм} = \frac{H_{эк}}{\pi d z}$ — длина каждого змеевика, м;

a' — длина пакета экономайзера, м;

z — полное число труб экономайзера, включенных параллельно.

Если шаг одной петли экономайзера $S_{пет} = 2S_2$, то полная высота пакетов экономайзера $h_{эк} = z_{пет} \cdot S_{пет}$. Экономайзерные поверхности компонуются пакетами высотой 1000—1500 мм с разрывами в 600—800 мм.

Так как при реконструкции парогенератора стремятся сохранить конструктивное оформление конвективных поверх-

ностей нагрева (ВП, ЭК, ПП, фестона), то получающиеся скорости дымовых газов, воздуха, пара, воды необходимо сравнивать с рекомендуемыми в [1]. В случае резкого отклонения расчетных значений от рекомендуемых необходимо изменять размеры газоходов, диаметры и число труб, шагов S_1 и S_2 с целью приближения получаемых величин к нормативным.

Затем рекомендуется составить сводную таблицу основных данных расчета по агрегату в целом.

Глава 2

ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПАРОГЕНЕРАТОРА

Тепловой расчет излагается с целью показать, как следует пользоваться материалами норм и каков возможный порядок расчета.

ЗАДАНИЕ

Спроектировать реконструкцию котельного агрегата ПК-19-2 в связи с переводом его на новый вид топлива — донецкий АШ (с $W^р=6{,}8\%$ и $A^р=25\%$).

Паропроизводительность парогенератора	$D=33{,}3$ кг/с.
Давление перегретого пара	$P_{пп}=9{,}8$ МПа.
Температура перегретого пара	$t_{пп}=510°$ С.
Температура питательной воды	$t_{пв}=215°$ С.
Температура холодного воздуха	$t_{хв}=30°$ С.

2.1. Определение расчетных характеристик и способа сжигания топлива

По справочным данным (см. табл. 1, с. 160—163 [1]) характеристики угля следующие.

Состав топлива, %:

$W^р=8{,}5;$	$C^р=63{,}8;$	$O^р=1{,}3.$
$A^р=22{,}9;$	$H^р=1{,}2;$	
$S_{ор+к}=1{,}7;$	$N^р=0{,}6;$	

Низшая теплота сгорания $Q^р_н=22567$ кДж/кг.

Приведенная влажность $W^п=0{,}378$ кг·%/МДж.

Выход летучих на горючую массу $V^г=3{,}5\%$.

Температуры плавкости золы: $t_1=1100°$ С; $t_2=1200°$ С; $t_3=1250°$ С.

Заданные $W^р$ и $A^р$ отклоняются от табличных значений на величины, не превышающие указанные в табл. 2-6 (с. 12

[1]). Поэтому пересчет на топливо заданных характеристик не нужен.

Выбор способа сжигания. Парогенератор ПК-19-2 имеет камерную топку для факельного сжигания угольной пыли. Это в полной мере соответствует рекомендациям (см. [1], с. 65). Там же, в п. «б» (камерные топки для сжигания твердых топлив) находим следующие рекомендации для организации горения АШ: температура газов перед фестоном $\vartheta_т = 1050°$ С, температура газов перед конвективными пучками в опускной шахте (перед ЭК II) — не выше 800° С. Горелки выбираем вихревые, расположенные в два яруса на фронте парогенератора.

При твердом шлакоудалении максимально допустимое тепловое напряжение сечения топочной камеры должно составить $q_F < 2{,}32$ МВт/м², количество горелок — 2.

Скорость пылевоздушной смеси w_1 для двухулиточных или прямоточно-улиточных горелок составит 15 м/с, а скорость вторичного воздуха $w_2 = 19$ м/с.

Расход первичного воздуха, транспортирующего угольную пыль,— 20% от теоретически необходимого количества воздуха.

2.2. Определение расчетной схемы компоновки парогенератора

Температура уходящих газов выбирается по табл. П-8 (с. 71 [1]). Из расчетных характеристик топлива известно, что $W^п = 0{,}378\% \frac{кг}{МДж}$ следовательно при $t_{нв} = 215°$ С $t_{уг} = 120°$ С.

При реконструкции существующего парогенератора трудно достигнуть рекомендуемых значений $t_{уг}$ без значительного изменения соотношения радиационных и конвективных поверхностей. Существенная же реконструкция влечет повышенные затраты. В связи с этим рекомендуется принимать температуру уходящих газов на 10÷15° С выше рекомендуемой по табл. П-8, т. е. в нашем случае примем $t_{уг} = 130°$ С.

Температура подогрева воздуха выбирается по табл. П-10. Для топки с твердым шлакоудалением при замкнутой схеме пылеприготовления и воздушной сушке $t_{гв} = 350°$ С.

Так как $t_{гв} > 300°$ С, выбираем двухступенчатую компоновку хвостовых поверхностей парогенератора.

Присосы воздуха в газоходах приняты в соответствии с табл. XVI [1], а температуры газов по газоходу — по § 1.6. Тепловая схема парогенератора приведена на рис. 2.1.

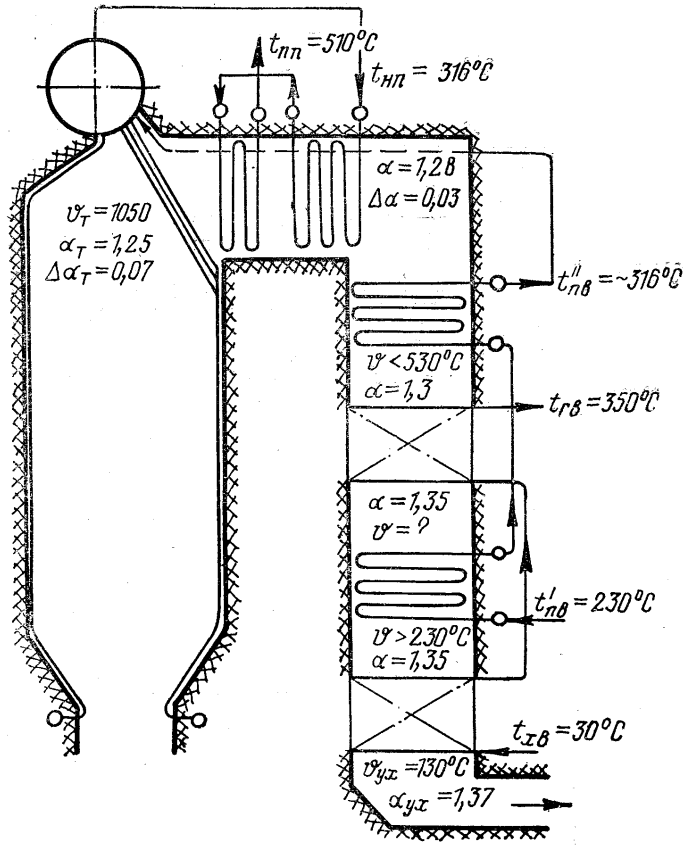


Рис. 2.1. Тепловая схема парогенератора

2.3. Расчет горения и энтальпий продуктов сгорания

По общепринятой методике рассчитывают объемы продуктов сгорания и воздуха в кубических метрах при нормальных условиях на 1 кг сжигаемого топлива. Результаты расчета сводятся в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Объемы газов, объемные доли трехатомных газов, концентрация золы

Обозначения величин	Размерность	$V^0 = 6{,}04$ м³/кг; $V_{RO_2} = 1{,}2$ м³/кг; $V^0_{N_2} = 4{,}78$ м³/кг; $V^0_{H_2O} = 0{,}34$ м³/кг					
		топка и фестон	пароперегреватель	экономайзер II ступени	воздухоподогреватель II ступени	экономайзер I ступени	воздухоподогреватель I ступени
1	2	3	4	5	6	7	8
Коэффициент избытка воздуха за газоходом α''	—	1,25	1,28	1,3	1,33	1,35	1,37
Коэффициент избытка воздуха средний α	—	1,25	1,265	1,29	1,315	1,34	1,36
Суммарный присос воздуха $(\alpha - 1)V^0$	м³/кг	1,51	1,6	1,75	1,9	2,055	2,172
$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^0$	м³/кг	0,364	0,366	0,368	0,37	0,373	0,375
$V_г = V_{RO_2} + V^0_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0$	м³/кг	7,854	7,946	8,1	8,35	8,41	8,527
$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_г}$	—	0,153	0,151	0,148	0,144	0,143	0,1405
$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_г}$	—	0,0464	0,046	0,0454	0,0443	0,0443	0,044
$r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	—	0,1994	0,197	0,193	0,188	0,187	0,184
$\mu_{зл} = \frac{A^р \cdot a_{ун}}{100 \cdot G}$	кг/кг	0,0205	0,0202	0,0198	0,0195	0,0192	0,0189

Таблица 2.2

Энтальпия продуктов сгорания (I—ϑ-таблица)

ϑ, °C	Теоретическое количество: $I^0_г$, МДж/кг	$I^0_в$, МДж/кг	За газоходами элементов парогенераторов $I_г = I^0_г + (\alpha - 1)I^0_в$, МДж/кг: $\alpha_т = \alpha_ф = 1{,}25$		$\alpha''_{пе\ II} = 1{,}265$		$\alpha''_{пе\ I} = 1{,}28$		$\alpha''_{эк\ II} = 1{,}3$		$\alpha''_{вп\ II} = 1{,}33$		$\alpha''_{эк\ I} = 1{,}35$		$\alpha_{ух} = 1{,}37$	
			$I_г$	$\Delta I_г$	$I_г$	$\Delta I_г$	$I_г$	$\Delta I_г$	$I_г$	$\Delta I_г$	$I_г$	$\Delta I_г$	$I_г$	$\Delta I_г$	$I_г$	$\Delta I_г$
2200	23,68	20,5	28,82													
2000	21,3	18,52	25,9													
1800	18,95	16,5	23,08													
1600	16,65	14,52	20,27													
1400	14,35	12,55	17,49													
1200	12,1	10,6	14,73	2,76												
1100	11,0	9,64	13,39	1,34												
1000	9,9	8,68	12,05	1,34	12,19											
900	8,8	7,74	10,73	1,32	10,85	1,34										
800	7,73	6,83			9,53	1,32										
700	6,67	5,92			8,23	1,3	8,32									
600	5,63	5,02					7,04	1,28	7,14							
500	4,64	4,13					5,8	1,24	5,88	1,26	6,0					
400	3,65	3,27					4,57	1,23			4,74	1,26	4,794			
300	2,7	2,43									3,5	1,24	3,550	1,2445		
200	1,775	1,72											2,34	1,21	2,37	
100	0,875	0,8													1,17	1,2

Таблица 2.3

Расчет теплового баланса и расхода топлива

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Располагаемое тепло топлива	$Q_р^р$	$\frac{кДж}{кг}$	$Q_р^р = Q_н^р + i_т$	22567
Температура уходящих газов	$\vartheta_{уг}$	°С	Принята ранее	130
Энтальпия уходящих газов	$I_{уг}$	$\frac{кДж}{кг}$	По I—ϑ-таблице	1530
Энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха	$I^0_{хв}$	$\frac{кДж}{кг}$	То же	240
Потеря тепла от механического недожога	q_4	%	По табл. XVII [1]	6
Потеря тепла с уходящими газами	q_2	%	$\frac{(I_{уг} - \alpha_{уг} I^0_{хв})(100 - q_4)}{Q_р^р}$	$\frac{(1530 - 1{,}37 \cdot 240) \cdot (100 - 6)}{22567} = 5{,}0$
Потеря тепла от химического недожога	q_3	%	По табл. XVII [1]	0
Потеря тепла от наружного охлаждения	q_5	%	Рис. 5-1 [1]	0,7
Потеря тепла с физическим теплом шлака	$q_{6шл}$	%		0
Потеря тепла на охлаждение панелей и балок	$q_{6охл}$	%	$\frac{100 \cdot 10^3 \cdot H_{охл}}{Q_р^р}$	0
Сумма тепловых потерь	$\sum_{i=1}^{6} q_i$	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6шл} + q_{6охл}$	5+0+6+0,7+0+0=11,7
Коэффициент полезного действия агрегата	η	%	$100 - \sum_{i=1}^{6} q_i$	100—11,7=88,3
Энтальпия перегретого пара	$i_{пп}$	$\frac{кДж}{кг}$	По табл. XXV [1]	3402,2
Давление питательной воды	$P_{пв}$	МПа	$1{,}1 \times 1{,}065 P_{пп}$	11,5
Энтальпия питательной воды	$i_{пв}$	$\frac{кДж}{кг}$	По табл. XXIV [1]	923,6
Полезно использованное тепло в агрегате	$Q_{к \cdot а}$	Вт	$D(i_{пп} - i_{пв})$	33,3(3402,2—932,6) =82237,68
Полный расход топлива	B	$\frac{кг}{с}$	$\frac{Q_{к \cdot а}}{Q_р^р \cdot \eta} \cdot 100$	$\frac{82237{,}68}{22567 \cdot 88{,}3} 100 = 4{,}13$
Расчетный расход топлива	$B_р$	$\frac{кг}{с}$	$\frac{100 - q_4}{100}$	$4{,}13 \frac{100 - 6}{100} = 3{,}88$

По приведенным ниже формулам рассчитывается и заполняется $I-\vartheta$-таблица (табл. 2.2).

Энтальпия теоретического объема воздуха $I_в^0 = V^0 c_в \vartheta_в$, кДж/кг.

Энтальпия теоретического количества газов при ϑ°С, $\frac{кДж}{кг}$:

$$I_г^0 = V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O}.$$

Приведенная величина уноса

$$1000\,\frac{a_{ун}\cdot A^р}{Q_н^р} = \frac{1000\cdot 0{,}95\cdot 22{,}9}{22567{,}93} \approx 0{,}964 < 1{,}4,$$

поэтому значением энтальпии золы можно пренебречь.

2.4. Тепловой баланс и расход топлива

Расчеты теплового баланса и расхода топлива приведены в табл. 2.3.

2.5. Расчет топки

Конструктивные характеристики определяются на основании чертежей и схемы рис. 2.2.

Поверхность стен топочной камеры:

боковая стена

$$F_1 = \frac{6{,}69 + 3{,}785}{2}\,1{,}85 = 9{,}7\ м^2;$$

$$F_2 = 6{,}69\cdot 10{,}05 = 67{,}2\ м^2;$$

$$F_3 = \frac{6{,}69 + 4{,}85}{2}\,1{,}05 = 6{,}06\ м^2;$$

$$F_4 = \frac{4{,}85 + 4{,}2}{2}\,2{,}3 = 10{,}4\ м^2;$$

$$F_5 = \frac{4{,}2\cdot 2{,}1}{2} = 4{,}41\ м^2;$$

$$F_{ст\,б} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 =$$

$$= 9{,}7 + 67{,}2 + 6{,}06 + 10{,}4 + 4{,}41 = 97{,}77\ м^2;$$

фронтальная стена (с потолком и частью холодной воронки)

$$F_{ст\,фр} = 7{,}17\,(4{,}2 + 13{,}4 + 2{,}52 + 1{,}89) = 157{,}81\ м^2;$$

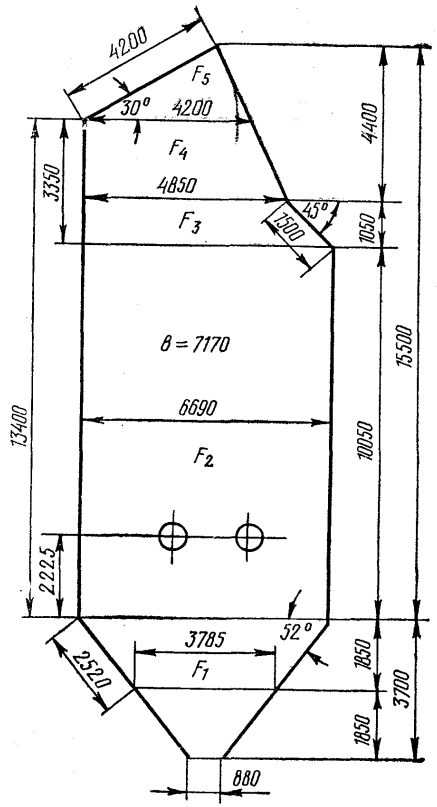


Рис. 2.2. К расчету геометрических характеристик топочной камеры

задняя стена (с частью холодной воронки)

$$F_{ст\,з}=7{,}17(1{,}5+10{,}05+2{,}52+1{,}89)=114{,}43\ м^2;$$

фестон

$$F_ф=7{,}170\cdot4{,}56=32{,}7\ м^2;$$

суммарная поверхность стен топочной камеры

$$F_{ст}=2F_{ст\,б}+F_{ст\,фр}+F_{ст\,з}+F_ф=$$
$$=2\cdot97{,}77+157{,}81+114{,}43+32{,}7=500{,}48\ м^2.$$

Поверхность стен топки, закрытая экранами

$$F_{пл}=F_{ст}-F_ф-F_{гор}=500{,}48-32{,}7-6{,}3=461{,}48\ м^2.$$

Поверхность стен, занятую горелками, можно оценить по требуемому суммарному сечению амбразур горелок

$$F_{гор}=k\frac{B\cdot V^0_в(t_{г.\,в}+273)}{w_1\cdot273}=1{,}5\frac{4{,}13\cdot6{,}04\cdot1{,}08(350+273)}{15\cdot273}=6{,}2\ м^2,$$

где w_1 — скорость истечения пылевоздушной смеси из горелок, принятая ранее 15 м/с;

k — поправочный коэффициент, равный 1,5.

Лучевоспринимающая поверхность топки:

для стен с натрубной обмуровкой $F_{нт}=390{,}66\ м^2$;

$$\frac{S}{d}=\frac{90}{76}=1{,}18;\quad e=0\quad и\quad x=0{,}96\ (по\ номограмме\ 1\ [1]);$$

для стен с накаркасной обмуровкой $F_{нк}=70{,}86\ м^2$;

$$\frac{S}{d}=\frac{90}{76}=1{,}18;\quad e=0{,}8\quad и\quad x=0{,}98.$$

Среднее значение углового коэффициента

$$x^{ср}=\frac{70{,}86\cdot0{,}98+390{,}66\cdot0{,}96}{461{,}48}=0{,}963.$$

Лучевоспринимающая поверхность экранов

$$H_{лэ}=x^{ср}F_{пл}=0{,}963\cdot461{,}48=444\ м^2.$$

Суммарная лучевоспринимающая поверхность топки

$$H_л=H_{лэ}+H_{лф}=449{,}5+xF_ф=444+1\cdot32{,}7=476{,}7\ м^2.$$

Степень экранирования

$$\chi=\frac{H_л}{F_{ст}}=\frac{476{,}7\ м^3}{500{,}48}=0{,}952.$$

Объем топочной камеры

$$V_т=F_{ст\,б}\cdot b=97{,}77\cdot7{,}17=701\ м^3.$$

Тепловой расчет топки приведен в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Тепловой расчет топки

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Присос воздуха в систему пылеприготовления	$\alpha_{т.\,пр}$	—	По табл. XVI [1]	0,1
Отношение количества воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому	β''	—	$\alpha_т-\Delta\alpha_т-\Delta\alpha_{п.\,пр}$	$1{,}25-0{,}07-0{,}1=1{,}08$
Энтальпия теоретически необходимого горячего воздуха при $t_{гв}=350°C$	$I^0_{гв}$	$\frac{кДж}{кг}$	По $I-\vartheta$-таблице	2850,0
То же холодного воздуха	$I^0_{хв}$	$\frac{кДж}{кг}$	То же	240
Тепло, вносимое воздухом в топку	$Q_в$	$\frac{кДж}{кг}$	$\beta''I^0_{гв}+(\Delta\alpha_т+\Delta\alpha_{т.\,пр})I^0_{хв}$	$1{,}08\cdot2850{,}0+0{,}17\cdot240=3118{,}8$
Полезное тепловыделение в топке	$Q_т$	$\frac{кДж}{кг}$	$Q^р_н\frac{100-q_3-q_4}{100-q_4}+Q_в$	$22567\frac{100-6}{100-6}+3118{,}8=25685{,}8$
Адиабатическая температура горения	$\vartheta_а$	°C	По $I-\vartheta$-таблице	1983
Энтальпия газов на выходе из топки при $\vartheta_т=1050°C$	$I_т$	$\frac{кДж}{кг}$	То же	12724
Количество тепла, воспринятое в топке на 1 кг топлива	$Q_л$	$\frac{кДж}{кг}$	$\varphi(Q_т-I_т)$	$0{,}992(25685{,}8-12724)=12858$

Продолжение табл. 2.4

1	2	3	4	5
Коэффициент сохранения тепла	φ	—	$1-\frac{q_5}{\eta+q_5}$	$1-\frac{0,7}{88,3+0,7}=0,992$
Эффективная толщина излучающего слоя	s	м	$3,6\frac{V_т}{F_{ст}}$	$3,6\frac{701}{500,48}=5,04$
Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов	$k_г r_п$	$\frac{1}{м\cdot МПа}$	$\left(\frac{7,8+16\cdot r_{H_2O}}{3,16\sqrt{p_п\cdot s}}-1\right)\times$ $\times\left(1-0,37\frac{T_т}{1000}\right)r_п$	$\left(\frac{7,8+16\cdot 0,0464}{3,16\sqrt{(0,0464+0,153)\cdot 5,04\cdot 0,1}}-1\right)\times$ $\times\left(1-0,37\frac{1327}{1000}\right)\cdot 0,1994=0,764$
Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами	$k_{зл}\mu_{зл}$	$\frac{1}{м\cdot МПа}$	$\frac{43\rho_г\mu_{зл}\cdot 10^3}{\sqrt[3]{T_т^2 d_{зл}^2}}$	$\frac{43\cdot 1,3\cdot 0,0205\cdot 10^3}{\sqrt[3]{1327^2\cdot 13^2}}=1,716$
Коэффициент ослабления лучей частицами кокса	—	$\frac{1}{м\cdot МПа}$	$k_{кокс}\cdot\varkappa_1\cdot\varkappa_2$	$10\cdot 1\cdot 0,1=1,0$
Коэффициент ослабления лучей топочной средой	k	$\frac{1}{м\cdot МПа}$	$k_г\cdot r_п+k_{зл}\mu_{зл}+k_{кокс}\cdot\varkappa_1\varkappa_2$	$0,764+1,716+1,0=3,48$
Степень черноты факела	$a_ф$	—	$1-e^{-k\cdot p\cdot s}$	$1-e^{-3,48\cdot 0,1\cdot 5,04}=$ $=1-e^{-1,75}=0,8262$
Степень черноты топки для трех значений $\psi_{ср}=0,2;$ 0,3; 0,4	$a_т$	—	$\frac{a_ф}{a_ф+(1-a_ф)\psi_{ср}}$	$\frac{0,8262}{0,8262+(1-0,8262)\cdot\begin{matrix}0,2\\0,3\\0,4\end{matrix}}=\begin{matrix}0,960\\0,941\\0,922\end{matrix}$
Параметр	M	—	$0,56-0,5x_т$	$0,56-0,5\frac{4,1}{14,55}=0,42$
Коэффициент загрязнения для топки до реконструкции (располагаемый)	ξ	—	По табл. 6-2, с. 29 [1]	0,45
Располагаемая величина	$(\xi H_л)_р$	м²	$\xi\chi F_{ст}$	$0,45\cdot 0,952\cdot 500,48=214$

Требуемое в связи с реконструкцией значение $(\xi H_л)_{тр}$ найдем из решения системы двух уравнений

$$(\xi H_л)_{тр}=\frac{10^{11}\cdot B_р\cdot Q_л}{5,67\cdot a_т\cdot M\cdot T_т\cdot T_а^3}\sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_а}{T_т}-1\right)^2}= \quad (2.1)$$

$$=\frac{10^{11}\cdot 3,88\cdot 12862}{5,67\cdot 0,42\cdot 1323\cdot 2256^3}\sqrt[3]{\frac{1}{0,42^2}\left(\frac{2256}{1323}-1\right)^2}\cdot\frac{1}{a_т}=\frac{193}{a_т}. \quad (2.2)$$

Решим (2.1) и (2.2) для 3 значений $\psi_{ср}$:

$\psi_{ср}$	0,2	0,3	0,4
$(\xi H_л)_{тр}$ по (2.1)	201	205,1	209,3
$(\xi H_л)_{тр}$ по (2.2)	100,1	150,1	200,2

Приведенное на рис. 2.3 графическое решение уравнений (2.1) и (2.2) дает $(\xi H_л)_{тр}=208,0$ м².

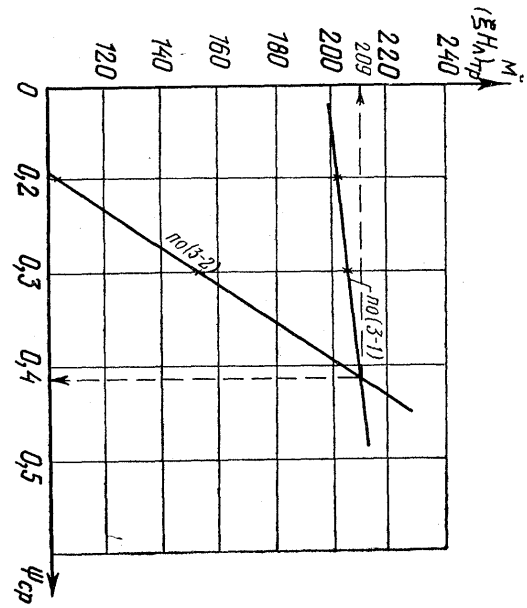


Рис. 2.3. К расчету топки

Избыточную лучевоспринимающую поверхность закрываем шамотным кирпичом (зажительный пояс)

$$F_{\text{пл}}^{\text{зэ}} = \frac{(\xi H_{\text{л}})_{\text{р}} - (\xi H_{\text{л}})_{\text{тр}}}{\xi_{\text{оэ}} x_{\text{оэ}} - \xi_{\text{зэ}} x_{\text{зэ}}} = \frac{214 - 208}{0{,}45 \cdot 0{,}952 - 0{,}1 \cdot 1} = 18{,}27 \text{ м}^2.$$

Зажигательный пояс располагаем на фронтальной стене топки на уровне горелок. Его высота

$$h = \frac{F_{\text{пл}}^{\text{зэ}}}{b} = \frac{18{,}27}{7{,}17} = 2{,}55 \text{ м}.$$

2.6. Расчет фестона

Геометрические характеристики фестона определяются по чертежам парогенератора и схеме рис. 2.4.

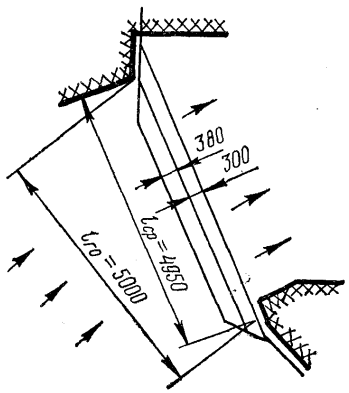


Рис. 2.4. Расчетная схема фестона

Диаметр труб 76×5. Расположение труб шахматное, шаги труб $S_2' = 380$ мм; $S_2'' = 300$ мм; $S_1 = 270$ мм. Число рядов по ходу газов $z_2 = 3$. Число труб в ряду $z_1 = 25$.

Поверхность нагрева фестона

$$H_{\text{ф}} = \pi d l_{\text{ср}} z_1 z_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}076 \cdot 4{,}950 \cdot 25 \cdot 3 = 88{,}6 \text{ м}^2.$$

Усредненный шаг по глубине

$$S_{2\text{ср}} = \frac{S_2' H_1' + S_2'' H_1''}{H_1' + H_1''} = \frac{380 \cdot 61{,}2 + 300 \cdot 27{,}2}{88{,}6} = 356 \text{ мм}.$$

Относительные шаги труб

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{270}{76} = 3{,}55; \quad \sigma_2 = \frac{S_{2\text{ср}}}{d} = \frac{356}{76} = 4{,}7.$$

Сечение для прохода газов

$$F = l_{\text{го}} b - z_1 l_{\text{го}} d = 5{,}0 \cdot 7{,}17 - 25 \cdot 5{,}0 \cdot 0{,}076 = 26{,}35 \text{ м}^2.$$

Эффективная толщина излучающего слоя

$$s = 0{,}9d \left(\frac{4}{\pi} \frac{S_1 \cdot S_{2\text{ср}}}{d^2} - 1 \right) =$$

$$= 0{,}9 \cdot 0{,}076 \left(\frac{4}{3{,}14} \cdot \frac{0{,}270 \cdot 0{,}356}{0{,}076^2} - 1 \right) = 1{,}377 \text{ м}.$$

Тепловой расчет фестона приведен в табл. 2.5.

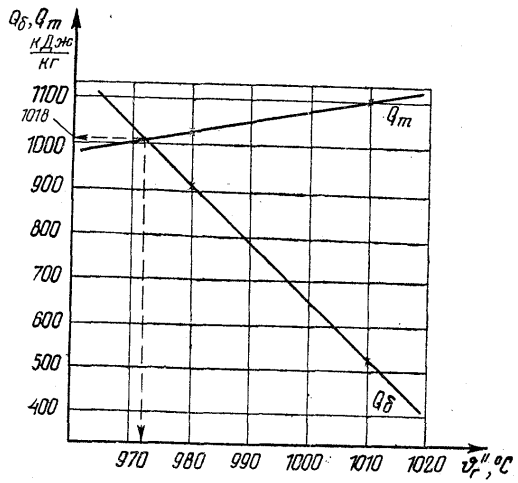


Рис. 2.5. К расчету фестона

Графической интерполяцией определяем (рис. 2.5), что $Q_б = Q_т = 1018$ при $\vartheta_{\text{ср}}'' = 972°$ С, а по $I - \vartheta$-таблице $I'' = 11680{,}4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

2.7. Расчет пароперегревателя

Геометрические характеристики ПП определяются по чертежам и схеме рис. 2.6.

Таблица 2.5

Тепловой расчет фестона

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Температура газов перед фестоном	ϑ'	°С	Из расчета топки	1050
Энтальпия газов перед фестоном	I'	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	То же	12724
Температура газов за фестоном	ϑ''	°С	Принимаются 2 значения	1010 980
Энтальпия газов за фестоном	I''	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	По $I-\vartheta$-таблице	12194 11796
Тепловосприятие фестона по балансу	$Q_б$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\varphi(I' - I'')$	$0{,}992\left(12724-\begin{matrix}12194\\11796\end{matrix}\right)=\begin{matrix}525{,}76\\920{,}58\end{matrix}$
Температура кипения при $P_б = 10{,}45$ МПа	$t_{кип}$	°С	По табл. XXIII [1]	316,58
Средняя температура газов	$\vartheta_г$	°С	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{1050+\begin{matrix}1010\\980\end{matrix}}{2}=\begin{matrix}1030\\1015\end{matrix}$
Температурный напор на входе газов	$\Delta t_б$	°С	$\vartheta' - t_{кип}$	1050—316,6=733,4
Температурный напор на выходе газов	$\Delta t_м$	°С	$\vartheta'' - t_{кип}$	$\begin{matrix}1010\\980\end{matrix}-316{,}6=\begin{matrix}693{,}4\\663{,}4\end{matrix}$
Средний температурный напор	Δt	°С	$\frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2}$	$\frac{733{,}4+\begin{matrix}693{,}4\\663{,}4\end{matrix}}{2}=\begin{matrix}713{,}4\\698{,}4\end{matrix}$
Средняя скорость газов	$w_г$	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\frac{B_р V_г}{F}\cdot\frac{(\vartheta_г+273)}{273}$	$\frac{3{,}88\cdot 7{,}854\left(\begin{matrix}1030\\1015\end{matrix}+273\right)}{26{,}35\cdot\frac{273}{0{,}65}}=\begin{matrix}5{,}52\\5{,}46\end{matrix}$
Коэффициент распределения тепловосприятия	$\eta_в$	—	По номограмме 11 [1] при $x=1$	
Коэффициент теплоотдачи конвекцией	$\alpha_к$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}^4}$	По номограмме 13 $\alpha_н C_z C_s C_ф$	47,5·0,85·0,92·0,94=34,9 47,0·0,85·0,92·0,94=34,5
Температура загрязненной стенки	$t_з$	°С	$t_{кип} + \Delta t$	316,6+80≈397
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k_г$	$\frac{1}{\text{м}\cdot\text{МПа}}$	По номограмме 3 [1] при $r_{H_2O} = 0{,}0464$ и $p_п s = 0{,}276$	8,2
Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами	$k_{зл}\mu_{зл}$	$\frac{1}{\text{м}\cdot\text{МПа}}$	По номограмме 4 [1]	85·0,0205=1,7425
Суммарная оптическая толщина запыленного потока	kps		$(k_г r_п + k_{зл}\mu_{зл})\,ps$	(8,2·0,1994+1,7425)·0,1·1,377 =0,4651
Степень черноты продуктов сгорания	a	—	По номограмме 2 [1]	0,37

Продолжение табл. 2.5

1	2	3	4	5
Коэффициент теплоотдачи излучением	$\alpha_л$	$\frac{Вт}{м^2К}$	По номограмме 19 [1]	$\frac{220}{210} \cdot 0{,}37 \cdot 0{,}975 = \frac{79{,}4}{75{,}8}$
Коэффициент теплоотдачи	α_1	$\frac{Вт}{м^2К}$	$\xi(\alpha_к + \alpha_л)$	$1 \cdot (34{,}9+79{,}4) = 114{,}3$ $1 \cdot (34{,}5+75{,}8) = 110{,}3$
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{Вт}{м^2К}$	$\psi\alpha_1$	$0{,}6 \cdot \frac{114{,}3}{110{,}3} = \frac{68{,}6}{66{,}2}$
Тепловосприятие фестона по уравнению теплообмена	$Q_т$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{kH_р\Delta t}{B_р}$	$\frac{68{,}6 \cdot 88{,}6 \cdot 713{,}4}{66{,}2 \cdot 698{,}4} = \frac{1117{,}53}{1055{,}76}$ $3{,}88 \cdot 10^3$
Тепловая нагрузка	$q_{лв}$	$\frac{кВт}{м^2}$	$\eta_в \frac{B_р'Q_л}{F_{ст}}$	$0{,}65 \frac{3{,}88 \cdot 12862}{500{,}48} = 64{,}8$

Пароперегреватель состоит из 2 последовательно (по газам) расположенных ступеней и имеет сложную схему парового потока. Насыщенный пар по 76 потолочным трубам ∅ 38×4 поступает в змеевики первой ступени пароперегревателя ($ПП_I$), являющиеся продолжением потолочных труб. Расположение труб коридорное. Шаг по ширине $S_1=90$ мм, шаг по глубине $S_2=98$. Пароохладитель разделяет $ПП_I$ на две части: предшествующую с прямоточной схемой движения теплоносителей и последующую с последовательно смешанным током.

Рис. 2.6. Схема пароперегревателя

Вторая ступень пароперегревателя $ПП_{II}$ состоит из 2 боковых и одной средней секции, расположенных параллельно по ходу газов. Боковые секции соединены со средней последовательно по пару. Они имеют 42 двойных змеевика, а средняя — 33 двойных змеевика из труб ∅ 42×4,5. Шаг по ширине 90 мм, шаг по глубине 95 мм. $ПП_{II}$ имеет коридорное расположение труб, за исключением шахматно расположенных разреженных второго и четвертого рядов. Так как доля поверхности нагрева этих рядов в общей поверхности нагрева всего перегревателя незначительна, для расчета принимается, что все трубы расположены коридорно.

Поверхность нагрева первых четырех разреженных рядов труб (длина первого и четвертого рядов 4,875 м, второго и третьего рядов 4,23 м; так как змеевики частично заходят

в перекрытие потолка, длина их измеряется до оси потолочных труб) при суммарной длине

$$l=4(4{,}795+4{,}151)+2\cdot 3{,}14(0{,}125+0{,}125)=37{,}354 \text{ м},$$

$$H_1=3{,}14\cdot 0{,}042\cdot 37{,}354\cdot 37=182 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева остальных неразреженных рядов труб первой по ходу газа ступени при суммарной длине

$$l=4{,}151\cdot 4+3{,}3\cdot 4+2{,}82\cdot 4+2{,}38\cdot 4+$$

$$+4\cdot 3{,}14(0{,}085+0{,}165)=53{,}74 \text{ м},$$

$$H_2=3{,}14\cdot 0{,}042\cdot 53{,}74\cdot 75=531 \text{ м}^2.$$

Полная поверхность змеевиков $ПП_{II}$

$$H_{II}=531+182=713 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода газов в разреженной части $ПП_{II}$

$$F_1=\frac{5{,}5+4{,}8}{2}\,7{,}17-37\cdot 0{,}042\left(\frac{4{,}795+4{,}151}{2}+0{,}085\right)=29{,}8 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода газов в основной части $ПП_{II}$

$$F_2=\frac{4{,}6+2{,}6}{2}\,7{,}17-75\cdot 0{,}042\cdot 2{,}9=16{,}68 \text{ м}^2.$$

Шаг труб по ширине котла:

разреженной по ширине части $S_{1р}=180$ мм;
основной части $S_{1.0}=90$ мм.

Продольный шаг:

разреженной части $S_{2р}=200$ мм;
основной части $S_{2.0}=95$ мм.

$ПП_I$ имеет потолочные трубы, переходящие в змеевики, длиной

$$l_1=2{,}06\cdot 10+3{,}14\cdot 0{,}075\cdot 9+1{,}5=24{,}22 \text{ м}.$$

Поверхность петель потолочных труб

$$H_1=3{,}14\cdot 0{,}038\cdot 24{,}22\cdot 76=220 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева потолочных труб

$$H_{пот}=\frac{0{,}038\cdot 3{,}14\cdot 6{,}2\cdot 76}{2}=28{,}1 \text{ м}^2.$$

Длина змеевиков после пароохладителя

$$l_2=2{,}2\cdot 20+3{,}14\cdot 0{,}075\cdot 14+2=49{,}3 \text{ м}.$$

Поверхность нагрева после пароохладителя

$$H_2=3{,}14\cdot 0{,}038\cdot 49{,}3\cdot 75=441 \text{ м}^2.$$

Полная поверхность нагрева ступени

$$H_I=H_1+H_{пот}+H_2=220+28{,}1+441=689{,}1 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода газов

$$F_1=6{,}89\cdot 2{,}4-75\cdot 0{,}038\cdot 2{,}32=9{,}9 \text{ м}^2$$

для поверхности $441\,\frac{8}{20}=176{,}4$ м^2;

$$F_2=6{,}89\cdot 3{,}2-75\cdot 0{,}038\cdot 2{,}8=14 \text{ м}^2$$

для поверхности 484,5 м^2.

Конструктивные характеристики пароперегревателя в целом. Расчетная поверхность нагрева второй по пару ступени $H_{пе\,II}=713$ м^2. Расчетная поверхность нагрева первой по пару ступени $H_{пе\,I}=689$ м^2. Расчетная поверхность нагрева всего пароперегревателя $H_{пе}=713+689=1402$ м^2.

Среднее сечение для прохода газов в $H_{пп\,II}$

$$F_{II}^{ср}=\frac{H_1+H_2}{\frac{H_1}{F_1}+\frac{H_2}{F_2}}=\frac{182+531}{\frac{182}{29{,}8}+\frac{531}{16{,}68}}=18{,}8 \text{ м}^2.$$

Среднее сечение для прохода газов в $H_{пп\,I}$

$$F_I^{ср}=\frac{176{,}4+484{,}5}{\frac{176{,}4}{9{,}9}+\frac{484{,}5}{14}}=12{,}6 \text{ м}^2.$$

Среднее сечение для прохода газов во всем пароперегревателе

$$F_{ср}=\frac{713+661}{\frac{713}{18{,}8}+\frac{661}{12{,}6}}=15{,}2 \text{ м}^2.$$

Средние шаги труб в газоходе для $ПП_{II}$

$$S_{1ср}^{II}=\frac{S_{1р}H_1+S_{1.0}H_2}{H_1+H_2}=\frac{180\cdot 182+90\cdot 531}{182+531}\approx 113 \text{ мм};$$

$$S_{2ср}^{II}=\frac{S_{2р}H_1+S_{2.0}H_2}{H_1+H_2}=\frac{200\cdot 182+95\cdot 531}{182+531}\approx 122 \text{ мм}.$$

Расчетные шаги труб для всего пароперегревателя в целом

$$S_{1ср} = \frac{S^{II}_{1ср}H_{II} + S^{I}_{1}H_{I}}{H_I + H_{II}} = \frac{113 \cdot 713 + 90 \cdot 661}{1374} = 102 \text{ мм};$$

$$S_{2ср} = \frac{S^{II}_{2ср}H_{II} + S_2 H_I}{H_{II} + H_I} = \frac{122 \cdot 713 + 98 \cdot 661}{1374} = 110{,}5 \text{ мм}.$$

Эффективная толщина излучающего слоя в пределах пароперегревателя

$$s = 0{,}9d\left(\frac{4}{\pi}\frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot 0{,}04\left(\frac{4}{3{,}14}\frac{0{,}102 \cdot 0{,}1105}{0{,}04^2} - 1\right) = 0{,}286 \text{ м}.$$

Сечение для прохода пара:

в первой по пару ступени

$$f_1 = 0{,}785 \cdot 0{,}030^2 \cdot 75 = 0{,}053 \text{ м}^2;$$

в крайних пакетах второй по пару ступени

$$f_{2к} = 0{,}785 \cdot 0{,}035^2 \cdot 84 = 0{,}0808 \text{ м}^2;$$

в среднем пакете второй по пару ступени

$$f_{2с} = 0{,}785 \cdot 0{,}033^2 \cdot 66 = 0{,}0564 \text{ м}^2.$$

Расчетное живое сечение для прохода пара

$$f_{ср} = \frac{H_1 + H_2}{\sum \frac{H_i}{f_i}} = \frac{1402}{\frac{689}{0{,}053} + \frac{42}{75} \cdot \frac{713}{0{,}0808} + \frac{33}{75} \cdot \frac{713}{0{,}0564}} = 0{,}06.$$

При раздельном расчете первой и второй ступеней пароперегревателя вторая ступень рассчитывается как теплообменник с параллельно смешанным током при двух ходах многоходовой среды, причем оба хода с прямотоком по отношению к одноходовой среде.

Принятие этой схемы допустимо потому, что соотношение поверхностей обоих ходов по пару равно (по отношению числа змеевиков) $\frac{42}{33} = 1{,}27 < 1{,}5$.

Первая ступень пароперегревателя имеет последовательно смешанный ток теплоносителей.

Тепловой расчет пароперегревателя приведен в табл. 2.6—2.9.

Таблица 2.6

Тепловой расчет пароперегревателя

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Средний диаметр труб	$d_{ср}$	мм	По конструктивным характеристикам	40
Угловой коэффициент фестона	$x_{пуч}$	—	По номограмме 1,*г* [I]	0,77
Лучевоспринимающая поверхность фестона	$H_{лф}$	м²	По конструктивным характеристикам топки	32,7
Тепловая нагрузка экранов в верхней части топки	$q_{лв}$	$\frac{кВт}{м^2}$	$\eta_в \frac{B_р Q_л}{F_{ст}}$	$0{,}65\frac{3{,}88 \cdot 12858}{500{,}48} = 64{,}8$
Тепло, полученное излучением из топки	$Q_л$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{(1 - x_{пуч})\, q_{лв} \cdot H_{лф}}{B_р}$	$\frac{(1 - 0{,}77) \cdot 64{,}8 \cdot 32{,}7}{3{,}88} = 125{,}6$
Температура газов на входе	ϑ'	°С	Из расчета фестона	972
Энтальпия газов на входе	I'	$\frac{кДж}{кг}$	То же	11680,4
Температура перегретого пара	$t_{пп}$	°С	По заданию	510
Энтальпия перегретого пара	$i_{пп}$	$\frac{кДж}{кг}$	По табл. XXV [I]	3402,2
Тепло, переданное в пароохладителе	$\Delta i_{по}$	$\frac{кДж}{кг}$	Задаемся	62,8

Продолжение табл. 2.6

1	2	3	4	5
Энтальпия насыщенного пара	$i_{нп}$	$\frac{кДж}{кг}$	По табл. XXIII [1] при $P_б = 10{,}45$ МПа	2709,7
Тепловосприятие пароперегревателя по балансу	$Q_б$	$\frac{кДж}{кг}$	$(i_{пп} - i_{нп} + \Delta i_{по})\frac{D}{B_р} - Q_л$	$(3402{,}2 - 2709{,}7 + 62{,}8)\cdot\frac{33{,}3}{3{,}88} - 125{,}6 = 6354{,}87$
Энтальпия газов за пароперегревателем	I''	$\frac{кДж}{кг}$	$I' - \frac{Q_б}{\varphi} + \Delta\alpha_{пе} I^0_{хв}$	$11680{,}4 - \frac{6354{,}87}{0{,}992} + 0{,}03\cdot 240 = 5281{,}5$
Температура газов за пароперегревателем	ϑ''	°С	По I—ϑ-таблице	460
Средняя температура газов	ϑ	°С	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{972 + 460}{2} = 716$
Средняя температура пара	t	°С	$\frac{t_{нп} + t_{пп}}{2}$	$\frac{316{,}58 + 510}{2} \approx 413$
Средняя скорость газов в перегревателе	$w_г$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B_р V_г}{F_{ср}}\frac{(\vartheta + 273)}{273}$	$\frac{3{,}88\cdot 7{,}946\cdot(716 + 273)}{15{,}2\cdot 273} = 7{,}35$
Коэффициент теплоотдачи конвекцией	$\alpha_к$	$\frac{Вт}{м^2К}$	По номограмме 12 [1] $\alpha_н \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_ф$	$64\cdot 1\cdot 1\cdot 0{,}92 = 58{,}9$
Коэффициент тепловой эффективности	ψ	—	По табл. 7-1 [1]	0,6
Коэффициент загрязнения	ε	$\frac{м^2К}{кг}$	По п. 7-36 [1]	0,005
Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару	α_2	$\frac{Вт}{м^2\cdot К}$	По номограмме 15 [1]	$2680\cdot 0{,}98 = 2626$
Температура загрязненной стенки	$t_з$	°С	$t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_1}\right)\frac{B_р}{H}(Q_б + Q_л)$	$413 + \left(0{,}005 + \frac{1}{2626}\right)\cdot\frac{3{,}88}{1402}\times$ $\times (6354{,}87 + 125{,}6)\cdot 10^3 = 509{,}6$
Объем пара при средней температуре	$v_п$	$\frac{м^3}{кг}$	По табл. XXV [1] при $(P_б + P_п)/2 = 10{,}12$ МПа	0,02639
Средняя скорость пара	$w_п$	$\frac{м}{с}$	$\frac{D\cdot v_п}{f}$	$\frac{33{,}3\cdot 0{,}02639}{0{,}06} = 14{,}65$
Суммарная поглощательная способность трехатомных газов	$p_п s$	м·МПа	$p r_п s$	$0{,}1\,(0{,}046 + 0{,}151)\,0{,}286 = 0{,}00563$
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k_г$	$\frac{1}{м\cdot МПа}$	По номограмме 3 [1]	23,5
Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами	$k_{зл}$	$\frac{1}{м\cdot МПа}$	По номограмме 4 [1]	102
Суммарная оптическая толщина запыленного потока	kps	—	$(k_г \cdot r_п + k_{зл}\mu_{зл})\,ps$	$(23{,}5\cdot 0{,}197 + 102\cdot 0{,}0202)\,0{,}1\times$ $\times 0{,}286 = 0{,}19$
Степень черноты продуктов сгорания	a	—	По номограмме 2 [1]	0,17

Продолжение табл. 2.6

1	2	3	4	5
Коэффициент теплоотдачи излучением	$\alpha_л$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 19 [1]	153·0,17=26
Коэффициент теплоотдачи	α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi(\alpha_к + \alpha_л)$	1(58,9+26)=84,9
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{\psi\alpha_1}{1+\frac{\alpha_1}{\alpha_2}}$	$\frac{0,6 \cdot 84,9}{1+\frac{84,9}{2626}} = 49,3$
Температурный напор на входе при противотоке	$\Delta t'_{прт}$	°С	$\vartheta' - t_{нп}$	972—510=462
То же на выходе	$\Delta t''_{прт}$	°С	$\vartheta'' - t_{нп}$	460—316,6=143,4
Температурный напор при противотоке	$\Delta t_{прт}$	°С	$\frac{\Delta t'_{прт} - \Delta t''_{прт}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t'_{прт}}{\Delta t''_{прт}}}$	$\frac{462-143,4}{2,3 \cdot \lg \frac{462}{143,4}} = 272,5$
Температурный напор газов на входе при прямотоке	$\Delta t'_{прм}$	°С	$\vartheta' - t_{нп}$	972—316,6=655,4
То же на выходе	$\Delta t''_{прм}$	°С	$\vartheta'' - t_{пп}$	460—510=б/м
Температурный напор при прямотоке	$\Delta t_{прм}$	°С	$\frac{\Delta t'_{прм} - \Delta t''_{прм}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t'_{прм}}{\Delta t''_{прм}}}$	$\frac{655,4 - б/м}{2,3 \cdot \lg \frac{655,4}{б/м}} = б/м$
Отношение температурных напоров	—	—	$\frac{\Delta t_{прм}}{\Delta t_{прт}}$	$\frac{б/м}{272,5} \ll 0,92$

Вывод: температурные напоры для обеих ступеней пароперегревателя надо рассчитывать раздельно.

Таблица 2.7

Поверочный расчет второй ступени пароперегревателя

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Температура газов на выходе	ϑ''	°С	Принимаются два значения	800 и 700
Энтальпия газов на выходе	I''	$\frac{кДж}{кг}$	По I— ϑ-таблице при α=1,265	9530 и 8230
Энтальпия ступени по балансу	$Q_б$	$\frac{кДж}{кг}$	$\left(I' - I'' + \frac{\Delta\alpha_{пе}}{2} I^0_{хв}\right)\varphi$	$(11680,4 - \frac{9530}{8230} + 0,015 \cdot 240) \cdot 0,992 = \frac{2137}{3426}$
Энтальпия пара на входе в ступень	$i'_п$	$\frac{кДж}{кг}$	$i_{пп} - (Q_б + Q_л)\frac{B_р}{D}$	$3402,2 - \left(\frac{2137}{3426} + 125,6\right) \cdot \frac{3,88}{33,3} = \frac{3137,5}{2986,7}$
Температура пара на входе в ступень	$t'_п$	°С	По табл. XXV [1]	411 и 364
Температурный напор на входе газов	$\Delta t'$	°С	$\vartheta' - t_{пп}$	972—510=462
То же на выходе	$\Delta t''$	°С	$\vartheta'' - t'_п$	800—411=389 700—364=336
Средний температурный напор при противотоке	$\Delta t_{прт}$	°С	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{462 + \frac{389}{336}}{2} = \frac{425,5}{399}$
Параметр	P	—	$\frac{t_{пп} - \Delta t''}{\vartheta' - t'}$	$\frac{510 - \frac{389}{336}}{972 - \frac{411}{364}} = \frac{0,216}{0,286}$

Продолжение табл. 2.7

1	2	3	4	5
Параметр	R	—	$\frac{\tau_S}{\tau_м}$	$\frac{972-\frac{800}{700}}{510-\frac{411}{364}}=\frac{1,74}{1,86}$
Коэффициент	ψ	—	По номограмме 30 (кривая *1*) [1]	0,97
Температурный напор	Δt	°С	$\psi\Delta t_{прт}$	$0,97\cdot\frac{425,5}{399}=\frac{412,7}{387}$
Тепловосприятие ступени по уравнению теплообмена	$Q_т$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{k\cdot H\cdot\Delta t}{B_р}$	$\frac{49,3\cdot 713\cdot\frac{412,7}{387}}{3,88\cdot 10^3}=\frac{3738,86}{3506,03}$

В результате графической интерполяции (рис. 2.7) получаем $Q_т=Q_б=3550$ при $\vartheta''=693°С$

Энтальпия газов за ступенью	I''	$\frac{кДж}{кг}$	По I— ϑ-таблице	8147,7
Температура газов за ступенью	ϑ''	°С	То же	693
Энтальпия пара на входе во вторую ступень	$i'_п$	$\frac{кДж}{кг}$	$i_{пп}-(Q_б+Q_л)\frac{B_р}{D}$	$3402,2-(3550+125,6)\frac{3,88}{3,33}=2972,15$
Температура на входе во вторую ступень	$t'_п$	°С	По табл. XXV [1]	360

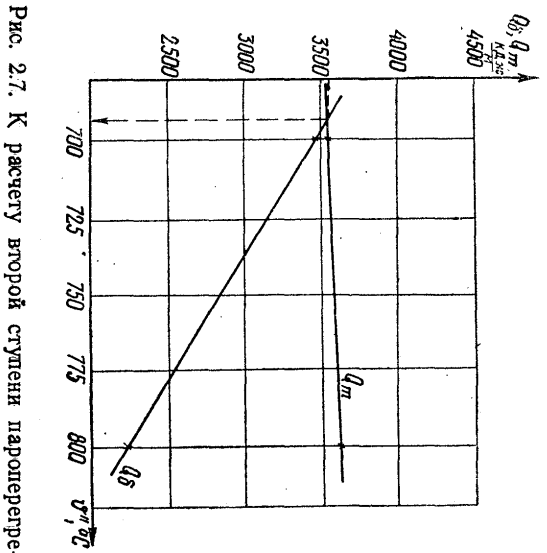


Рис. 2.7. К расчету второй ступени пароперегревателя

Таблица 2.8

Расчет первой части первой ступени пароперегревателя

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Температура газов на выходе из первой части пароперегревателя	ϑ''	°С	Принимаем два значения	550 и 600
Энтальпия газов на выходе	I''	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	По $I-\vartheta$-таблице при $\alpha = 1{,}28$	6416,3 и 7038
Тепловосприятие части ступени по балансу	$Q_б$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\left(I'-I''+\frac{\Delta\alpha_{пе}}{2} I^{0}_{хв}\right)\varphi$	$\left(8147{,}7-\frac{6416{,}3}{7038}+0{,}015\cdot 240\right)0{,}992=\frac{1721{,}12}{1104{,}39}$
Энтальпия пара на входе в эту часть пароперегревателя	$i'_п$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i''_п - Q_б\frac{B_р}{D}$	$2972{,}15-\frac{1721{,}12}{1104{,}39}\cdot\frac{3{,}88}{33{,}3}=\frac{2770{,}8}{2842{,}9}$
Температура пара на входе	$t'_п$	°С	По табл. XXV [1]	321 и 333
Температурный напор на входе	$\Delta t'$	°С	$\vartheta' - t''_п$	693—360=333
Температурный напор на выходе	$\Delta t''$	°С	$\vartheta'' - t'_п$	550—321=229 600—333=267
Средний температурный напор при противотоке	$\Delta t_{прт}$	°С	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{333+\frac{229}{267}}{2}=\frac{281}{300}$
Меньший температурный перепад	τ_1	°С	$t''_п - t'_п$	$360-\frac{321}{333}=\frac{39}{27}$
Большой температурный перепад	τ_2	°С	$\vartheta' - \vartheta''$	$693-\frac{550}{600}=\frac{143}{93}$
Параметр	P	—	$\frac{\tau_2}{\vartheta' - t'_п}$	$\frac{\frac{143}{93}}{693-\frac{321}{333}}=\frac{0{,}384}{0{,}258}$
Параметр	R	—	$\frac{\tau_1}{\tau_2}$	$\frac{\frac{39}{27}}{\frac{143}{93}}=\frac{0{,}27}{0{,}29}$
Параметр	A	—	$\frac{H_{прм}}{H}$	$\frac{11}{21}=0{,}5$
Пароперегреватель выполнен по схеме с последовательно смешанным током (схема III) [1]				
Коэффициент	ψ	—	По номограмме 29 [1]	0,996 0,997

Продолжение табл. 2.8

1	2	3	4	5
Температурный напор	Δt	°С	$\psi\Delta t_{\text{прт}}$	0,996·281,0=280 0,997·300,0=299
Тепловосприятие по уравнению теплообмена	$Q_т$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_р}$	$\frac{49{,}3 \cdot 441 \cdot \frac{280}{299}}{3{,}88 \cdot 10^3} = \frac{1568{,}96}{1675{,}42}$

В результате графической интерполяции (рис. 2.8) определяем, что $Q_т = Q_б = 1610$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ при температуре газов на входе в первую часть первой ступени пароперегревателя $\vartheta' = 559$°С.

По I—ϑ-таблице находим, что теплосодержание газов на входе в первую часть первой ступени пароперегревателя составит $I' = 6531$ кДж/кг.

Энтальпия пара на входе в эту часть	$i'_п$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$i'_п - Q_б \frac{B_р}{D}$	$2972{,}15 - 1610 \frac{3{,}88}{33{,}3} = 2783{,}78$
Его температура	$t'_п$	°С	По табл. XXV [1]	323

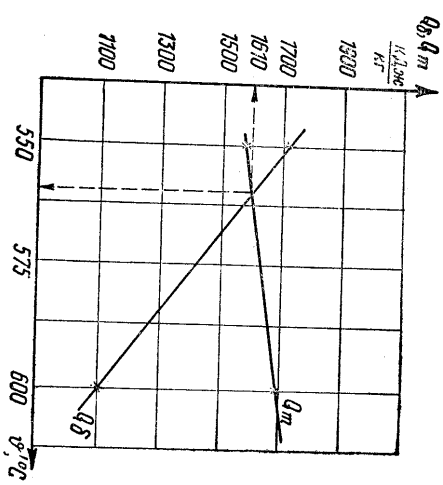


Рис. 2.8. К расчету первой ступени пароперегревателя

Таблица 2.9

Расчет второй части первой ступени пароперегревателя

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
Энтальпия пара перед пароохладителем	$i''_п$	$\frac{кДж}{кг}$	$i''_п + \Delta i_{по}$	2783,78+62,8=2846,58
Температура его	$t''_п$	°С	По табл. XXV [1]	335
Тепловосприятие части пароперегревателя по балансу	$Q_б$	$\frac{кДж}{кг}$	$(i''_п - i_{нп})\frac{D}{B_р}$	$(2846,58-2709,7)\frac{33,3}{3,88}=1174,43$
Температурный напор на входе газов	$\Delta t'$	°С	$\vartheta' - t''_п$	559—335=224
Температурный напор на выходе газов	$\Delta t''$	°С	$\vartheta'' - t_{нп}$	460 − 316,58 = 143,42
Средний температурный напор	$\Delta t_{прт}$	°С	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{224+143,42}{2}=183,71$
Требуемая поверхность второй части пароперегревателя	H	м²	$\frac{Q_б B_р}{k\cdot\Delta t}$	$\frac{1174,43\cdot10^3\cdot3,88}{49,3\cdot183,71}=503,1$

Пароохладитель расположен в рассечку, поэтому температурный набор рассчитывается раздельно для обеих частей первой ступени пароперегревателя по фактическим температурам в них. При этом учитывается снижение температуры и энтальпии пара при переходе из одной части первой ступени пароперегревателя в другую.

Задаваясь значением $\Delta i_{по}=62{,}8$ кДж/кг, рассчитываем поверочным методом первую по ходу газов часть перегревателя (см. табл. 2.8).

Расчет второй части первой ступени пароперегревателя приведен в табл. 2.9.

Поверхность потолочных труб составляет менее 5% общей поверхности пароперегревателя; поэтому в соответствии с п. 8-07 [1] она учитывается не отдельно, а включается в поверхность трубного пучка, последовательно соединенного с нею по внутренней среде (см. табл. 2.9).

Располагаемая поверхность составляет 248 м². Следовательно, требуется увеличить поверхность второй части пароперегревателя в 2 раза, для чего следует изготовить ее с двойными змеевиками.

2.8. Расчет первой ступени воздушного подогревателя

Ступень имеет пятиходовой ход по воздуху. Диаметр труб 40×1,5 мм. Расположение труб шахматное. Состоит воздухоподогреватель из двух частей. В нижней части имеются 2 секции, в верхней—8. Нижняя часть воздухоподогревателя имеет $S_1=62$ мм; $S_2=42$ мм, а верхняя — $S_1=58$ мм и $S_2=41$ мм.

Количество труб в нижней части воздухоподогревателя $z_н=4(11\cdot59+10\cdot58)=4916$ при омываемой высоте труб $l_н=3{,}744$ м.

Количество труб в верхней части воздухоподогревателя $z_в=8(11\cdot31+10\cdot30)=5128$ при омываемой высоте труб $l_в=4{,}294$ м.

Поверхность нагрева

$$H=3{,}14\cdot0{,}0385(4916\cdot3{,}744+5128\cdot4{,}294)=4887 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода газов

$$F=0{,}785\cdot0{,}037^2\,\frac{4916+5128}{2}=5{,}4 \text{ м}^2$$

Сечение для прохода воздуха

$$f=2(6{,}968-0{,}04\cdot116)\cdot1{,}34=6{,}24 \text{ м}^2.$$

Таблица 2.10

Тепловой расчет воздушного подогревателя

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
Температура воздуха на входе	$t_{хв}$	°С	Из задания	30
Энтальпия воздуха на входе	$I^0_{хв}$	$\frac{кДж}{кг}$	По I—ϑ-таблице	240
Температура воздуха на выходе	$t''_в$	°С	Задаемся двумя значениями	150 и 200
Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на выходе	$I^{0''}_в$	$\frac{кДж}{кг}$	По I—ϑ-таблице	1203,8 и 1607,7
Отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому	$\beta''_{вп\,I}$	—	$\beta''_{вп} + \Delta\alpha_{вп\,I}$	1,08+0,02=1,1
Тепловосприятие ступени по балансу	$Q_б$	$\frac{кДж}{кг}$	$\left(\beta''_{вп\,I} + \frac{\Delta\alpha_{вп\,I}}{2}\right)(I^{0''}_в - I^0_{хв})$	$\left(1{,}1 + \frac{0{,}02}{2}\right)\cdot\left(\begin{matrix}1203{,}8\\1607{,}4\end{matrix} - 240\right) = \begin{matrix}1069{,}8\\1517{,}8\end{matrix}$
Энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель	I'	$\frac{кДж}{кг}$	$I_{уг} + \frac{Q_б}{\varphi} - \Delta\alpha_{вп} I^0_{хв}$	$1530 + \frac{\begin{matrix}1069{,}8\\1517{,}8\end{matrix}}{0{,}992} - 0{,}02\cdot 240 = \begin{matrix}2603{,}6\\3055{,}2\end{matrix}$
Температура газов на входе в воздухоподогреватель	ϑ'	°С	По I—ϑ-таблице	222 и 261
Температурный напор на входе газов	$\Delta t'$	°С	$\vartheta' - t''_в$	$\begin{matrix}222\\261\end{matrix} - \begin{matrix}150\\300\end{matrix} = \begin{matrix}72\\61\end{matrix}$
То же на выходе газов	$\Delta t''$	°С	$\vartheta'' - t_{хв}$	130—30=100
Температурный напор при противотоке; при числе ходов больше, чем 4, схема рассматривается как противоточная (см. с. 51 [1])	$\Delta t_{прт}$	°С	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{\begin{matrix}72\\61\end{matrix} + 100}{2} = \begin{matrix}86\\80{,}5\end{matrix}$
Средняя температура газов	ϑ	°С	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{\begin{matrix}222\\261\end{matrix} + 130}{2} = \begin{matrix}176\\195{,}5\end{matrix}$
Объем газов на 1 кг топлива	$V_г$	$\frac{м^3}{кг}$	По табл. 2.1	8,527
Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	$\frac{м^3}{кг}$	То же	0,044
Средняя скорость газов	$w_г$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B_р V_г}{F}\cdot\frac{(\vartheta + 273)}{273}$	$\frac{3{,}88\cdot 8{,}527\left(\begin{matrix}176\\195{,}5\end{matrix} + 273\right)}{5{,}4\cdot 273} = \begin{matrix}10{,}1\\10{,}5\end{matrix}$
Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны	α_1	$\frac{Вт}{м^2\cdot К}$	По номограмме 14 [1] $\alpha_н\cdot C_ф\cdot C_l$	$\begin{matrix}34\cdot 1{,}1\cdot 1 = 37{,}4\\35\cdot 1{,}1\cdot 1 = 38{,}5\end{matrix}$

Продолжение табл. 2.10

1	2	3	4	5
Средняя температура воздуха	t	°С	$\frac{t_{хв} + t''_в}{2}$	$\frac{30 + \frac{150}{200}}{2} = \frac{90}{115}$
Средняя скорость воздуха	$w_в$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\left(\beta_{вп\,I} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right) B_р V^0 (t + 273)}{273 \cdot f}$	$\frac{1{,}11 \cdot 3{,}88 \cdot 6{,}04 \left(\frac{90}{115} + 273\right)}{273 \cdot 6{,}24} = \frac{5{,}54}{5{,}94}$
Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 13 [1] $\alpha_н \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_ф$	$\frac{63}{65{,}5} \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}08 \cdot \frac{1}{0{,}985} = \frac{68{,}04}{69{,}68}$
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$	$0{,}65 \frac{\frac{37{,}4}{38{,}5} \cdot \frac{68{,}04}{69{,}68}}{\frac{37{,}4}{38{,}5} + \frac{68{,}04}{69{,}68}} = \frac{15{,}69}{16{,}12}$
Тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя по уравнению теплопередачи	$Q_т$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{k \cdot H \cdot \Delta t_{прт}}{B_р}$	$\frac{15{,}69}{16{,}12} \cdot \frac{4891}{3{,}88 \cdot 10^3} \cdot \frac{86}{80{,}5} = \frac{1701}{1636}$

Графическая интерполяция дает (рис. 2.9) $Q_б = Q_т = 1610$ кДж/кг при $t''_в = 211$° С

Энтальпия газов на входе	I'	$\frac{кДж}{кг}$	$I_{уг} + \frac{Q_б}{\varphi} - \Delta\alpha_{вп} I^0_{хв}$	$1530 + \frac{1610}{0{,}992} - 0{,}02 \cdot 240 = 3148{,}2$
Температура газов на входе	ϑ'	°С	По I—ϑ-таблице	267

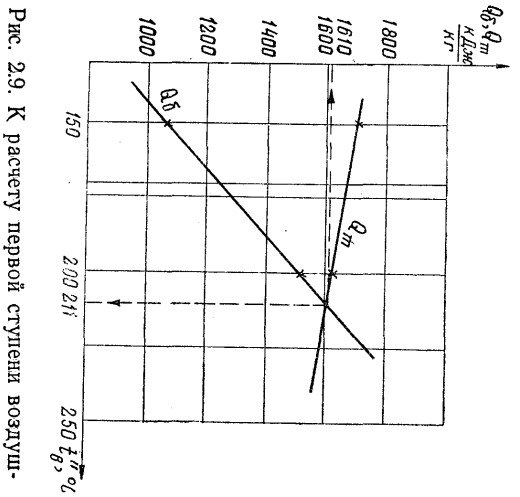


Рис. 2.9. К расчету первой ступени воздушного подогревателя

Затем определяется температура газов на входе в первую ступень воздухоподогревателя.

Тепловой расчет воздушного подогревателя приведен в табл. 2.10.

2.9. Расчет экономайзера

Диаметр труб 32×3,5. Расположение труб шахматное.

$$S_1=68 \text{ мм}; \quad S_2=60 \text{ мм};$$

$$l=60{,}373\cdot 4\cdot 35=8452 \text{ м}.$$

Общая поверхность ступени (рис. 2.10)

$$H=3{,}14\cdot 0{,}032\cdot 8452=849 \text{ м}^2.$$

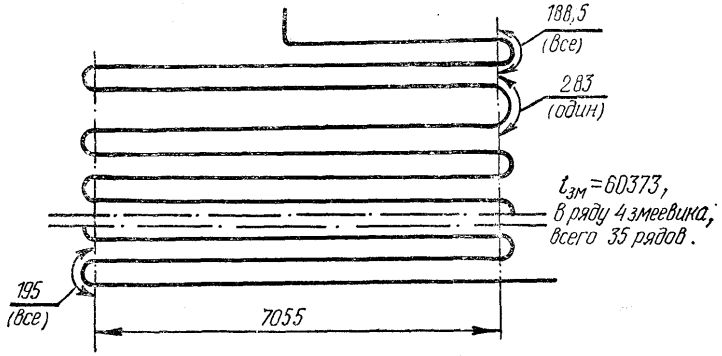


Рис. 2.10. Схема змеевика водяного экономайзера

Поверхность, закрытая противоизносными листами, $H_{зк}$, м²:

1) $0{,}1885\cdot 7\cdot 4\cdot 35\cdot 3{,}14\cdot 0{,}032=18{,}6$;
2) $0{,}283\cdot 4\cdot 4\cdot 35\cdot 3{,}14\cdot 0{,}032=15{,}9$;
3) $0{,}195\cdot 8\cdot 4\cdot 35\cdot 3{,}14\cdot 0{,}032=21{,}9$;

$$H_{зк}=56{,}4 \text{ м}^2.$$

Расчетная поверхность нагрева

$$H_р=849-56{,}4=792{,}6 \text{ м}^2.$$

Расчетное сечение для прохода газов

$$F=2{,}372\cdot 7{,}055-7{,}055\cdot 0{,}032\cdot 35=8{,}83 \text{ м}^2.$$

Шаги труб:

$$\sigma_1=\frac{S_1}{d}=\frac{68}{32}=2{,}12; \quad \sigma_2=\frac{S_2}{d}=\frac{60}{32}=1{,}875.$$

Число рядов по ходу газов — 32.

Эффективная толщина излучающего слоя:

$$s=0{,}9\left(\frac{4\cdot S_1\cdot S_2}{\pi d^2}-1\right)=0{,}9\cdot 0{,}032(1{,}274\cdot 2{,}12\cdot 1{,}875-1)=0{,}117 \text{ м}.$$

Сечение для прохода воды (по 70 параллельно включенным змеевикам):

$$f=70\cdot 0{,}785\cdot 0{,}25^2=0{,}0343 \text{ м}^2.$$

Тепловой расчет экономайзера приведен в табл. 2.11.

Низкая температура газов за пароперегревателем свидетельствует о том, что тепловосприятие топки и фестона велико. В связи с этим подогрев воды в экономайзере может потребоваться значительно меньшим, чем обеспечивает его первая ступень.

Требуемая энтальпия воды на выходе из ЭК определяется по формуле (8-03) [1]:

$$i''=i_{пп}+\Delta i_{по}-\frac{B_р}{D}(Q_л+Q_ф+Q_{пе})=$$

$$=3402{,}2+62{,}8-\frac{3{,}88}{33{,}3}(12858+1018+6355)=1107{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловосприятие существующей первой ступени экономайзера соответствует требуемой величине. Следовательно, вторую ступень экономайзера можно удалить, а первую оставить без изменения.

Таблица 2.11

Тепловой расчет экономайзера

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Температура газов на выходе	ϑ''	°С	Из расчета $ВП_I$	267
Энтальпия газов на выходе	I''	$\frac{кДж}{кг}$	То же	3148,2
Энтальпия воды на входе в экономайзер	$i'_{пв}$	$\frac{кДж}{кг}$	$i_{пв} + \Delta i_{по}$	923,6+62,8=986,4
Температура воды на входе в экономайзер	$t'_{пв}$	°С	По табл. XXIV [1] при P=11,5 МПа	228
Температура газов на входе	ϑ'	°С	Принимается два значения	300 и 330
Энтальпия газов на входе	I'	$\frac{кДж}{кг}$	По I—ϑ-таблице	3502,3 и 3872,8
Тепловосприятие экономайзера по балансу тепла	$Q_б$	$\frac{кДж}{кг}$	$[(I'-I''+\Delta\alpha \cdot I^0_{хв})]\varphi$	$\left(\begin{matrix}3502,3\\3872,8\end{matrix}-3148+0,02\cdot 240\right)\cdot 0,992=\begin{matrix}356\\724\end{matrix}$
Энтальпия воды на выходе из первой ступени экономайзера	i''	$\frac{кДж}{кг}$	$i'_{пв} + Q_б \frac{B_р}{D_{эк}}$	$986,4+\begin{matrix}356\\724\end{matrix}\cdot\frac{3,88}{33,3}=\begin{matrix}1028\\1071\end{matrix}$
Температура воды на выходе	t''	°С	По табл. XXIV [1]	237 и 239
Температурный напор на входе газов	$\Delta t'$	°С	$\vartheta' - t''$	$\begin{matrix}300\\330\end{matrix}-\begin{matrix}237\\239\end{matrix}=\begin{matrix}63\\91\end{matrix}$
Температурный напор на выходе газов	$\Delta t''$	°С	$\vartheta'' - t'_{пв}$	267—228=39
Средний температурный напор	Δt	°С	$\frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}$	$\frac{\begin{matrix}63\\91\end{matrix}+39}{2}=\begin{matrix}51\\65\end{matrix}$
Средняя температура воды	t	°С	$\frac{t'_{пв} + t''}{2}$	$\frac{228+\begin{matrix}237\\239\end{matrix}}{2}=\begin{matrix}232,5\\233,5\end{matrix}$
Средняя температура газов	ϑ	°С	$\frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$	$\frac{\begin{matrix}300\\330\end{matrix}+267}{2}=\begin{matrix}283,5\\298,5\end{matrix}$
Температура загрязненной стенки	$t_з$	°С	$t + 25$	$\begin{matrix}232,5\\233,5\end{matrix}+25=\begin{matrix}257,5\\259,5\end{matrix}$
Объем газов на 1 кг топлива	$V_г$	$\frac{нм^3}{кг}$	По табл. 2.1 этого расчета	8,41
Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	—	То же	0,0443
Объемная доля трехатомных газов	$r_п$	—	« «	0,187

Продолжение табл. 2.11

1	2	3	4	5
Концентрация золы	$\mu_{зл}$	$\frac{кг}{кг}$	По табл. 2.1 этого расчета	0,0192
Средняя скорость газов	$w_г$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B_р V_г}{F} \cdot \frac{(\vartheta + 273)}{273}$	$\frac{3,88 \cdot 8,41}{8,83} \cdot \frac{\frac{283,5}{298,5}+273}{273} = \frac{7,55}{7,73}$
Коэффициент теплоотдачи конвекцией	$\alpha_к$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 13 [1], $\alpha_н \cdot C_z \cdot C_ф$	$\frac{82}{83} \cdot 1,0 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = \frac{75,5}{76,5}$
Суммарная поглощательная способность газов	$p_п s$	м·МПа	$r_п \cdot s \cdot p$	0,187·0,117·0,1=0,00219
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k_г$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	По номограмме 3 [1]	54
Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами	$k_{зл}$	$\frac{1}{м \cdot МПа}$	По номограмме 4 [1]	150
Суммарная оптическая толщина запыленного потока	kps	—	$(k_г r_п + k_{зл}\mu_{зл}) p \cdot s$	(54·0,187+150·0,0192)·0,1× ×0,117=0,152
Степень черноты продуктов сгорания	a	—	По номограмме 2 [1]	0,14
Коэффициент теплоотдачи излучением	α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 19 [1]	32·0,14=4,5
Коэффициент теплоотдачи	$\alpha_.$	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi(\alpha_к + \alpha_л)$	$1\left(\frac{75,5}{76,5} + 4,5\right) = \frac{80}{81}$
Коэффициент загрязнения	ε	$\frac{м^2 К}{Вт}$	$C_d \cdot C_{фр} \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$	$0,8 \cdot 1 \cdot 0,42 \cdot 10^{-2} + 0 = 0,336 \cdot 10^{-2}$
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{\alpha_.}{1 + \varepsilon\alpha_1}$	$\frac{\frac{80}{81}}{1 + 0,336 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{80}{81}} = \frac{63,1}{63,7}$
Тепловосприятие по уравнению теплопередачи	$Q_т$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{k \cdot H_р \cdot \Delta t}{B_р}$	$\frac{\frac{63,1}{63,7} \cdot 792,6 \cdot \frac{51}{65}}{3,88 \cdot 10^3} = \frac{657,4}{845,8}$

В результате графической интерполяции находим, что $Q_т = Q_б = 940$ кДж/кг при температуре газов на входе в ступень $\vartheta' = 349°$ С (см. рис. 2.11).

Энтальпия воды на выходе из ступени	i''	$\frac{кДж}{кг}$	$i'_{пв} + \frac{Q_б \cdot B_р}{D}$	$986,4 + \frac{940 \cdot 3,88}{33,3} = 1095,9$
Температура воды на выходе из ступени	t''	°С	По табл. XXIV [1]	252,0

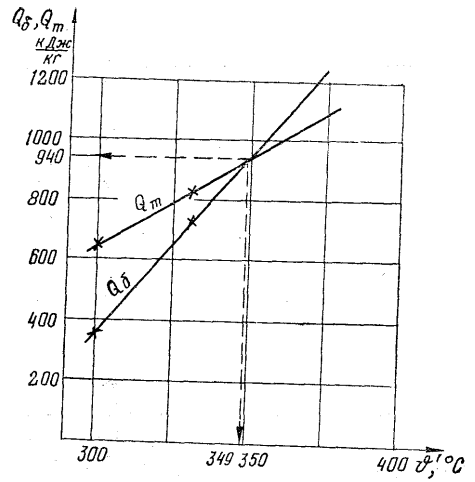


Рис. 2.11. К расчету водяного экономайзера

2.10. Расчет второй ступени воздушного подогревателя

Ступень имеет один ход по воздуху и состоит из 4 секций. Диаметр труб 40×1,5. Расположение труб шахматное, причем $S_1=62$ мм, $S_2=42$ мм. Количество труб $z=4\cdot29\cdot57=6612$ при омываемой высоте $l=3{,}64$ м.

Поверхность нагрева

$$H=3{,}14\cdot0{,}0385\cdot6612\cdot3{,}64=2909{,}5\ м^2.$$

Сечение для прохода газов

$$F=0{,}785\cdot0{,}037^2\cdot6612=7{,}2\ м^2.$$

Сечение для прохода воздуха

$$f=4(1{,}736-28\cdot0{,}04)3{,}64=8{,}97\ м^2.$$

Тепловой расчет воздушного подогревателя приведен в табл. 2.12.

Поверхность нагрева второй ступени воздухоподогревателя необходимо сократить на $\Delta H=2904-2690=214$ м², уменьшив его по высоте так, чтобы омываемая высота труб (высота хода) составила 3,37 м, т. е. на 3,64—3,37=0,27 м меньше.

Тепловой расчет второй ступени воздушного подогревателя

Таблица 2.12

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Расчетные формулы или способ определения	Расчет
1	2	3	4	5
Температура воздуха на входе	$t'_в$	°С	Из расчета $ВП_I$	211
Энтальпия его теоретического количества	$I^{0'}_в$	$\frac{кДж}{кг}$	По I— ϑ-таблице	1812,3
Температура воздуха на выходе	$t_{гв}$	°С	Из расчета топки	350
Энтальпия его теоретического количества	$I^0_{гв}$	$\frac{кДж}{кг}$	То же	2850,0
Температура газов на входе	ϑ'	°С	Из расчета пароперегревателя	460
Энтальпия газов на входе	I'	$\frac{кДж}{кг}$	То же	5281,5
Температура газов на выходе	ϑ''	°С	Из расчета экономайзера	349
Энтальпия газов на выходе	I''	$\frac{кДж}{кг}$	То же	4050
Тепловосприятие ступени по балансу	$Q_б$	$\frac{кДж}{кг}$	$\left(\beta'_{вп}+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)(I^{0''}_в-I^{0'}_в)$	$\left(1{,}08+\frac{0{,}02}{2}\right)(2850{,}0-1812{,}3)=1131$
Температурный напор на входе	$\Delta t'$	°С	$\vartheta'-t''_в$	460—350=110
Температурный напор на выходе	$\Delta t''$	°С	$\vartheta''-t'_в$	349—211=138
Температурный напор при противотоке	$\Delta t_{прт}$	°С	$\frac{\Delta t''+\Delta t'}{2}$	$\frac{110+138}{2}=124$
Больший температурный перепад	$\tau_б$	°С	$t''_в-t'_в$	350—211=139
Меньший температурный перепад	$\tau_м$	°С	$\vartheta'-\vartheta''$	460—349=111
Параметр	p	—	$\frac{\tau_м}{\vartheta'-t'_в}$	$\frac{111}{460-211}=0{,}446$
Параметр	R	—	$\frac{\tau_б}{\tau_м}$	$\frac{139}{111}=1{,}25$
Коэффициент пересчета	ψ	—	По номограмме 31 [1]	0,895
Температурный напор	Δt	°С	$\psi\cdot\Delta t'_{прт}$	$0{,}895\cdot124=111$
Средняя температура газов	ϑ	°С	$\frac{\vartheta'+\vartheta''}{2}$	$\frac{460+349}{2}=404{,}5$
Средняя температура воздуха	$t_в$		$\frac{t'_в+t''_в}{2}$	$\frac{211+350}{2}=280{,}5$
Объем газов на 1 кг топлива	$V_г$	$\frac{м^3}{кг}$	По табл. 2.1	8,35
Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	—	По табл. 2.1	0,0443

Продолжение табл. 2.12

1	2	3	4	5
Средняя скорость газов	$w_г$	$\frac{м}{с}$	$\frac{B_р V_г}{F} \cdot \frac{(\vartheta+273)}{273}$	$\frac{3,88 \cdot 8,35\,(404,5+273)}{7,2 \cdot 273} = 11,17$
Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны	α_1	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 14 [1] $C_\phi \cdot C_l \cdot \alpha_1$	$0,92 \cdot 1,0 \cdot 37 = 34,04$
Средняя скорость воздуха (в существующем воздухоподогревателе)	$w_в$	$\frac{м}{с}$	$\frac{\left(\beta_{вп} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2,}\right) B_р V^0 (t_в+273)}{273 \cdot f}$	$\frac{1,09 \cdot 3,88 \cdot 6,04\,(280,5+273)}{273 \cdot 8,97} = 5,77$
Коэффициент теплоотдачи с воздушной стороны	α_2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	По номограмме 13 [1] $\alpha_н \cdot C_z \cdot C_\phi \cdot C_s$	$63,5 \cdot 1,0 \cdot 0,9 \cdot 1,1 = 63$
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\xi \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$	$0,75 \frac{34,04 \cdot 63,0}{34,04+63,0} = 16,6$
Поверхность нагрева	$H_{р.}$	$м^2$	$\frac{B_р \cdot Q_б}{k \cdot \Delta t}$	$\frac{3,88 \cdot 1131 \cdot 10^3}{16,6 \cdot 111} = 2382$
Омываемая высота труб (высота хода)	$l_{р1}$	м	$\frac{l}{H} H_{р1}$	$\frac{3,64}{2909,5} \cdot 2382 = 2,98$
Средняя скорость воздуха	$w_{в1}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{w_в \cdot l}{l_{р1}}$	$\frac{5,77 \cdot 3,64}{2,98} = 7,05$

Расхождение между $w_в$ и $w_{в1}$ равно <20%, поэтому расчет заканчивается.

Расчетная невязка теплового баланса

$$\Delta Q = Q_р^р \eta - (Q_л + Q_ф + Q_{пе\,II} + Q_{пе\,I} + Q_{эк}) \cdot \frac{100 - q_4}{100} =$$

$$= 22567 \cdot 0,883 - (12858 + 1018 + 3550 + 2784 + 940) \cdot 0,94 =$$

$$= 45,7 \text{ кДж/кг};$$

$$\delta Q = \frac{\Delta Q}{Q_р^р} 100 = \frac{45,7}{22567} \cdot 100 = 0,2\%.$$

Так как невязка меньше 0,5% от $Q_р^р$, расчет парогенератора заканчивается.

Как видно, в результате расчета изменилась первоначально определенная компоновка парогенератора. Отпала необходимость во второй ступени экономайзера.

Результаты теплового расчета реконструкции парогенератора сводятся в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Сводная таблица результатов теплового расчета реконструкции парогенератора ПК-19-2

$D = 33,3$ кг/с; $P_{пп} = 9,8$ МПа; $B = 4,19$ кг/с; $\eta = 88,3\%$.

Топливо (наименование, состав на рабочую массу и другие характеристики):
АШ; $W^р = 8,5\%$; $A^р$—22,9; $C^р = 63,8$; $H^р = 1,2\%$; $S^р = 1,7\%$; $N^р = 0,6\%$; $O^р = 1,3\%$; $Q_н^р = 22567$ кДж/кг; $W^п = 0,378$ кг·%/МДж; $t_т = 1100$°С.

Топочная камера: камерная с зажигательным поясом $F_{зп} = 18,27$ м², горелки вихревые 2 шт.

Наименование величин	Размерность	Наименование газоходов					
		фестон	$ПП_{II}$	$ПП_I$	$ВП_{II}$	$ВЭ_I$	$ВП_I$
Температура газов на входе	°С	1050	972	693	460	349	267
То же на выходе	°С	972	693	460	349	267	130
Тепловосприятие	$\frac{кДж}{кг}$	1018	3550	2784	1131	940	1610
Температура теплоносителя на входе	°С	316,6	360	316,6	211	228	30
То же на выходе	°С	316,6	510	360	350	252	211
Скорость газов (средняя)	$\frac{м}{с}$	5,5	7,35	7,35	11,17	7,73	10,5
Скорости пара, воды, воздуха	$\frac{м}{с}$	—	14,65	14,65	5,77	—	5,9
Коэффициент теплопередачи	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	66,2	49,3	49,3	16,6	63,7	16,12
Поверхность нагрева	$м^2$	88,6	713	944	2382	792,6	4887

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА и ордена ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Утверждено
учебным управлением МЭИ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению проекта

по курсам

Энергетический комплекс промышленных предприятий
и
Котельные установки промышленных предприятий

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3
1. Содержание и объем курсового проекта 3
2. Порядок выполнения курсового проекта 4
3. Содержание и оформление графической части проекта . . 6
4. Рекомендации по выполнению теплового расчета 10
Приложения 14
Литература 15

Введение

Курсовой проект по дисциплинам «Энергетический комплекс промышленных предприятий» и «Котельные установки промышленных предприятий» является логическим продолжением типового расчета «Расчет топки промышленного котла», в процессе выполнения которого студенты приобретают навыки расчетов горения топлива в топке промышленного котла с определением объемов и энтальпий продуктов сгорания (H—t-таблицы), КПД котла и расхода топлива, а также расчета теплообмена в топке котла с нахождением необходимых радиационных поверхностей нагрева.

Выполняя курсовой проект, студенты приобретают навыки проектирования паротеплогенерирующей установки (котла) и отдельных ее элементов при реконструкции в связи с переводом на новый вид топлива, а также навыки пользования нормативными и проектными материалами, ГОСТами, справочниками и т. д.

Методические указания предназначены для ознакомления студентов с содержанием и объемом курсового проектирования, с организацией работы над проектом и требованиями к оформлению материалов проекта.

1. Содержание и объем курсового проекта

В задании на курсовой проект (бланк задания — см. приложение 1) указываются тип и производительность котла, параметры вырабатываемого пара, температура питательной воды, вид топлива.

Курсовой проект включает в себя расчетную и графическую части.

В расчетной части проекта студент по исходным данным задания должен, пользуясь приведенной в настоящих методических указаниях литературой, выбрать и обосновать технологическую схему и компоновку поверхностей нагрева, произвести расчеты горения топлива, рассчитать на основе

УДК 621.181.61.

Тепловой расчет котельного агрегата. Любимова Л. М., Гохгут А. А./Под ред. Л. Н. Сидельковского. — М.: Моск. энерг. ин-т, 1987.—20 с.

Методические указания содержат рекомендации по содержанию, объему и организации выполнения курсового проекта по реконструкции парового котла в связи с переводом его на новый вид топлива. Приведены общие указания по методике выполнения теплового расчета.

Указания предназначены для студентов ПТЭФа специальностей 10.08, 10.07 и 21.03.

теплового баланса котла расход топлива, теплообмен в топке, произвести тепловой и конструктивный расчет всех тепловоспринимающих элементов котла.

Графическая часть проекта состоит из 3 листов 24-го формата, содержащих технологическую и тепловую схемы котельной установки, принципиальную компоновку поверхностей нагрева котла (продольный и поперечный разрезы котла) и конструктивную проработку отдельных элементов и узлов.

Расчетно-пояснительная записка имеет следующую структуру: бланк задания, оглавление, введение, основные разделы, заключение, список использованных источников. Основные разделы записки могут включать подразделы и пункты, нумеруемые в соответствии с ГОСТом.

Введение содержит постановку задачи курсового проекта и краткое описание реконструируемого котельного агрегата, в котором указываются конструктивные особенности всех его элементов. В записку включаются рисунки технологической схемы котельной установки и схемы расположения теплоиспользующих элементов по газоходам. Все выполненные расчеты оформляются в основные разделы записки. Заключение резюмирует результаты выполненных расчетов, содержит выводы о необходимых изменениях, вносимых в конструкцию котла в результате перевода на новый вид топлива, сводную таблицу теплового расчета.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах 11-го формата.

2. Порядок выполнения курсового проекта

Приступая к выполнению курсового проекта, студент должен по чертежам и описаниям ознакомиться с конструкцией отдельных элементов котла (топки, испарительных поверхностей, пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя), схемами движения греющей и нагреваемой сред.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

1) расчеты горения топлива и определение объемов воздуха и продуктов сгорания;

2) выбор коэффициента расхода воздуха в топке и присосов по газоходам котельного агрегата;

3) определение энтальпий продуктов сгорания (расчет H—t-таблицы);

4) составление теплового баланса и определение расхода топлива;

5) расчет теплообмена в топке;

6) тепловые и конструктивные расчеты последующих поверхностей нагрева (фестона, перегревателя, экономайзера, воздушного подогревателя).

Расчеты выполняются с необходимыми пояснениями, формулы записываются сначала в общем виде, затем подставляются численные значения всех входящих в них величин и приводится окончательный результат вычислений. Расчет можно вести в табличной форме.

График работы студентов над первой частью курсового проекта (типовым расчетом)

№ п/п	Содержание работы	Срок выполнения, недели
1	Ознакомление с конструкцией топки, выбор горелочных устройств и способа сжигания топлива	2-я
2	Материальный баланс процесса горения, выбор тепловой схемы котла	3-я
3	Расчет H—t-таблицы	4-я
4	Тепловой баланс котельного агрегата. Определение расхода топлива	5-я
5	Тепловой расчет топки	7-я
6	Оформление записки. Зачет	8-я

Типовой расчет заканчивается составлением технологической схемы котельной установки для данного вида топлива, включаемой в расчетно-пояснительную записку.

Руководителями курсового проекта проводятся общие и индивидуальные консультации для своей подгруппы студентов в часы, отведенные расписанием занятий. На консультациях преподаватель отвечает на вопросы студентов, контролирует получаемые студентами результаты и принимаемые решения по конструктивным изменениям тепловоспринимающих элементов, указывает на типовые ошибки. Не следует основное время консультации затрачивать на поиски ошибок или подробную проверку расчетов. Рекомендуется стимулировать самостоятельную работу студентов над литературой с описанием конструкции котельного агрегата, а также взаимосвязей режимных параметров в переходных режимах работы.

График работы студентов над второй частью курсового проекта

№ п/п	Содержание работы	Срок выполнения, недели
1	Ознакомление с конструкцией тепловоспринимающих элементов котла. Расчет фестона	2-я
2	Тепловой расчет пароперегревателя, расчет коэффициента теплопередачи. Поверочный расчет II ступени перегревателя	4-я
3	Конструктивный расчет I ступени перегревателя	5-я
4	Расчет I ступени воздушного подогревателя	7-я
5	Расчет I ступени экономайзера	8-я
6	Расчет вторых ступеней воздушного подогревателя и экономайзера	10-я
7	Чертеж технологической и тепловой схем котла — 1-й лист	9-я
8	Чертеж продольного и поперечного разрезов котла (принципиальная компоновка) — 2-й лист	11-я
9	Чертежи отдельных узлов котла — 3-й лист	13-я
10	Защита курсового проекта	15-я

Защита проекта организуется в часы последних двух занятий по расписанию. Зачет по проекту принимает комиссия. На защите студент излагает основные результаты расчета, рассказывает о требуемых изменениях в конструкции котла и отвечает на заданные вопросы. Общая продолжительность защиты курсового проекта не должна превышать 20—25 минут. Зачет по курсовому проекту подводит итоги изучения курса, и этому должны соответствовать вопросы на защите, которые можно разделить на 4 основные группы:

1) физические процессы, происходящие в котельном агрегате, и их взаимосвязи;

2) содержание и методика расчетов, выполнявшихся в курсовом проекте;

3) устройство котла, конструкция основных тепловоспринимающих элементов и отдельных узлов агрегата;

4) вопросы эксплуатации котельных установок.

3. Содержание и оформление графической части курсового проекта

Графическая часть проекта содержит 3 листа.

На 1-м листе дается технологическая схема котельной установки, структура которой определяется видом сжигаемого в котле топлива. На схеме приводятся основные стадии подготовки топлива к сжиганию и очистки дымовых газов, а также схематически обозначаются устройства для подачи топлива и воздуха в топку котла и эвакуации продуктов сгорания.

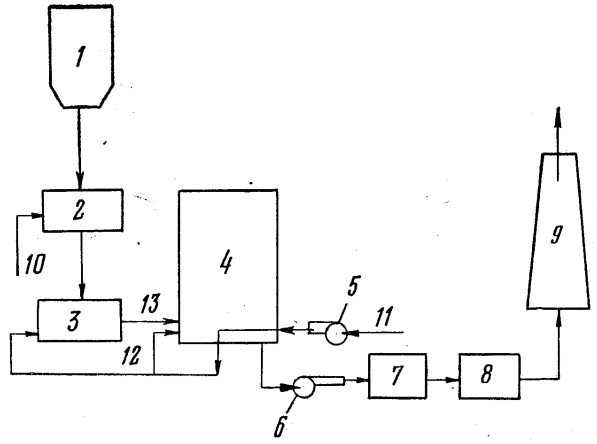


Рис. 1. Принципиальная технологическая схема котельной установки, работающей на буром угле: *1* — складирование сырого угля; *2* — сушка угля; *3* — размол; *4* — котел; *5* — дутьевой вентилятор; *6* — дымосос; *7* — механическая очистка дымовых газов (батарейные циклоны-пылеуловители); *8* — очистка газов в электрофильтре; *9* — дымовая труба; *10* — сушильный агент; *11* — холодный воздух; *12* — горячий воздух; *13* — пылевоздушная смесь

Пример технологической схемы котельной установки, работающей на твердом топливе, представлен на рис. 1.

Кроме технологической схемы, на 1-м листе изображается тепловая схема котла, указывающая последовательность расположения тепловоспринимающих элементов, а также температурный график, иллюстрирующий процессы в котле, с указанием температур греющих газов и нагреваемых теплоносителей. На рис. 2 приведена тепловая схема котла, работающего на твердом топливе. Пример температурного графика для этого же котла дан на рис. 3 (на рис. 3 условно показано прямоточное направление движения теплоноси-

телей для пароперегревателя в целом для случая, когда температура дымовых газов за перегревателем выше температуры перегретого пара).

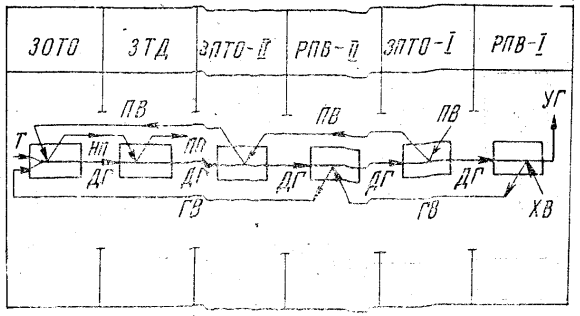


Рис. 2. Тепловая схема котла, работающего на твердом топливе: ЗОТО — зона основной тепловой обработки (испарительные поверхности нагрева); ЗТД — зона тепловой дообработки (пароперегреватель); ЗПТО-I, ЗПТО-II — зоны предварительной тепловой обработки (первая и вторая ступени экономайзера); РПВ-I, РПВ-II — регенеративный подогрев воздуха (первая и вторая ступени воздушного подогревателя); Т — топливо; ХВ и ГВ — соответственно холодный и горячий воздух; ДГ — дымовые газы; УГ — уходящие газы; ПВ — питательная вода; НП и ПП — соответственно насыщенный и перегретый пар

На 2-м листе студентами выполняется принципиальная схема компоновки котла в двух проекциях (продольный и поперечный разрезы). На этом листе изображается в стандартном масштабе конфигурация газоходов котла (по внутренним габаритам), обмуровка показывается условно. В газоходах размещаются поверхности нагрева, при этом трубы топочных экранов, перегревателя и конвективных поверхностей нагрева изображаются осевыми (штрихпунктирными) линиями.

Число труб и трубных петель, шаги труб в экранах и трубных пучках и компоновка последних в перегревателе и конвективных поверхностях нагрева должны соответствовать данному типу котла с учетом вносимых в результате реконструкции изменений.

Лист 2 должен давать исчерпывающее представление о компоновке котла и схемах движения теплоносителей в тепловоспринимающих элементах. На 2-м листе также указываются полученные в результате расчета величины поверхностей нагрева теплоиспользующих элементов.

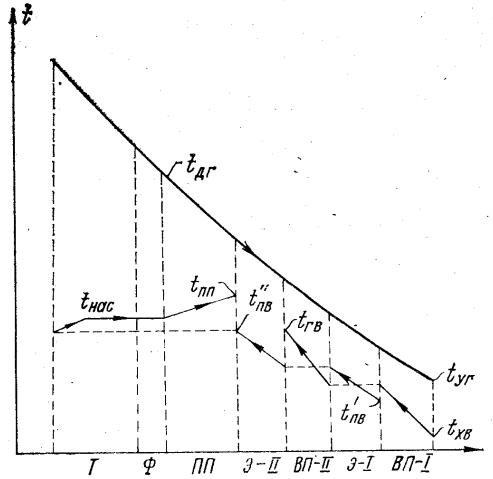


Рис. 3. Качественный температурный график котла: Т — топка; Ф — фестон, ПП — пароперегреватель; Э-1, Э-2 — первая и вторая ступени экономайзера; ВП-1, ВП-2 — первая и вторая ступени воздушного подогревателя; $t_{дг}$ — температура дымовых газов; $t_{хв}$ и $t_{гв}$ — соответственно температуры холодного и горячего воздуха; $t'_{пв}$ и $t''_{пв}$ — температуры питательной воды на входе и на выходе из экономайзера; $t_{нас}$ — температура насыщенного водяного пара при давлении в барабане; $t_{пп}$ — температура перегретого пара

На 3-м листе изображаются конструкции отдельных узлов и элементов котла. По указанию преподавателя студент может либо выполнить подробную конструктивную проработку одного из тепловоспринимающих элементов целиком (пароперегревателя, топочного экрана, воздушного подогревателя, экономайзера), либо проработать 3—4 более мелких узла (элементы конструкции обмуровок, крепление обмуровки или экранных труб к каркасу, подвески или опоры коллекторов, температурные компенсаторы воздухоподогревателя, отдельные элементы гарнитуры котлов и т. д.) в указанном масштабе.

Чертежи выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД. Образец заполнения основной надписи приведен в приложении 2.

4. Рекомендации по выполнению теплового расчета

а) *Определение состава топлива, теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания*

Расчет начинается с определения состава топлива (элементарный состав рабочей массы твердого и жидкого топлива, включая влажность $W^р$ и зольность $A^р$, температурные характеристики золы *T1, T2, T3* и выход летучих $V^г$, а для газообразного топлива — состав газа по объему в процентах), а также величины низшей рабочей теплоты сгорания заданного вида топлива $Q^р_н$ ($Q^с_н$). Состав твердого и жидкого топлива определяется по средним элементарным составам данного вида топлива, приведенным в [1]. Если влажность и зольность топлива, указанные в задании, отличаются от табличных, то следует сделать пересчет состава топлива и его теплоты сгорания на заданные влажность и зольность, согласно указаниям [1].

Средние составы газообразных топлив также приведены в [1]. Если в качестве топлива задана смесь двух газов с известной теплотой сгорания смеси, то состав смеси определяется по известным (табличным) составам исходных газовых топлив по методике, приведенной в [1].

б) *Выбор коэффициента расхода воздуха и присосов по газоходам котельного агрегата*

При движении продуктов сгорания по газоходам котельного агрегата количество воздуха в продуктах сгорания увеличивается за счет присосов через неплотности, имеющиеся в обмуровке, и достигает наибольшей величины на выходе из газохода. Величина коэффициента избытка воздуха в отдельных сечениях газохода котла α_i определяется суммированием коэффициентов избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$ с присосами воздуха в газоходах $\Sigma\Delta\alpha_i$, расположенных между топкой и рассматриваемым сечением $\alpha_i=\alpha_т+\Sigma\Delta\alpha_i$. Рекомендуемые величины присосов воздуха в отдельных элементах котельного агрегата при номинальной нагрузке приведены в [1].

в) *Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания (H—t-таблица)*

Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания выполняется на ЭВМ. Программа расчета дана в методическом пособии [2]. Рекомендуемые пределы температур для расчета различных сечений газового тракта:

топка ($\alpha_т$) от 900 до 2200 °С.
пароперегреватель ($\alpha_{пп}$) от 700 до 1000 °С,
экономайзер II — ступень ($\alpha_{эII}$) от 450 до 700°С,
воздухоподогреватель II—ступень ($\alpha_{впII}$) от 400 до 600° С,
экономайзер I — ступень ($\alpha_{эI}$) от 400 до 250°С,
воздухоподогреватель I — ступень ($\alpha_{впI}=\alpha_{уг}$) от 100 до 300 °С.

Указанные диапазоны температур должны быть скорректированы в соответствии с конкретной тепловой схемой котла (с одно- или двухступенчатой компоновкой экономайзера и воздушного подогревателя). В результате расчета должна быть построена *H—t*-таблица, с помощью которой студенты при последующих расчетах определяют для различных участков газохода котла (при различных α_i) энтальпию продуктов сгорания по известной температуре и наоборот.

г) *Тепловой расчет топки*

При переводе котла на новый вид топлива, исходя из принципа минимума затрат на реконструкцию, целесообразно начать расчет топки с поверочного расчета. Целью поверочного расчета топки является определение температуры продуктов горения на выходе из нее $t_т''$. Границы допустимого интервала температур $t_т''$ определяются технико-экономическим расчетом по условиям надежности работы топки и последующих поверхностей нагрева: при больших значениях $t_т''$ снижается надежность работы пароперегревателя; при уменьшении $t_т''$ растут требуемые значения радиационных поверхностей нагрева. Температура газов в конце топки при сжигании твердого топлива по условиям отсутствия шлакования последующих поверхностей нагрева не должна превышать значений t_2, рекомендуемых в таблице. Тепловое напряжение топочного объема не должно превышать значений q_v, приведенных в таблице.

Если полученное расчетным путем значение $t_т''$ укладывается в допустимый интервал температур, расчет заканчи-

вается. Если определенное поверочным расчетом значение $t_т''$ выходит за пределы допустимого интервала, необходимо выполнить конструктивный расчет топки.

Целью конструктивного расчета топки является определение требуемой величины радиационной поверхности нагрева экранов топочной камеры $H_л$, соответствующей принятому значению $t_т''$. Соответствие между $H_л$ и $t_т''$ обеспечивается за счет изменения коэффициента тепловой эффективности экранов топки $\psi_{ср}$. Изменение $\psi_{ср}$ может быть достигнуто закрытием части экранных труб шамотным кирпичом или огнеупорной обмазкой на предварительно ошипованных экранных трубах, т. е. образованием так называемого зажигательного пояса, позволяющего повысить температуру продуктов сгорания на выходе из топки ($t_т''$). При факельном сжигании твердого и жидкого топлива зажигательный пояс служит также для повышения устойчивого факела, создавая вблизи амбразур горелок зону повышенных температур.

Таким образом, целью конструктивного расчета топки являются в конечном счете определение площади зажигательного пояса, необходимой для обеспечения принятой $t_т''$, и рациональное размещение его на экранных поверхностях.

д) *Поверочный тепловой расчет фестона*

Расчет фестона выполняется поверочно. Задача поверочного расчета состоит в определении температуры газа за фестоном. Из расчета топки известными являются температура и энтальпия газов перед фестоном, из чертежа котла — конструктивные характеристики поверхности нагрева. Перед расчетом выполняется подробный эскиз с указанием основных размеров.

Для расчета необходимо принять два значения температуры газов за фестоном (примерный перепад температур газов на трехрядном фестоне 70—100°С). Исходными уравнениями расчета являются уравнение тепловосприятия фестона по балансу и уравнение теплопередачи. Необходимо определить все величины, входящие в эти уравнения (энтальпии газов за фестоном, коэффициенты теплопередачи и средние температурные напоры), для двух принятых значений температуры газов за фестоном ($t_ф''$). Графическим решением системы указанных уравнений определить тепловосприятие фестона $Q_ф$ и $t_ф''$.

е) *Расчет хвостовых поверхностей нагрева*

Для расчета хвостовых поверхностей нагрева необходимо составить их схему с указанием направления движения потоков воздуха, питательной воды и продуктов сгорания, а также их известных температур и энтальпий. Расчетные схемы приведены на рис. 4.

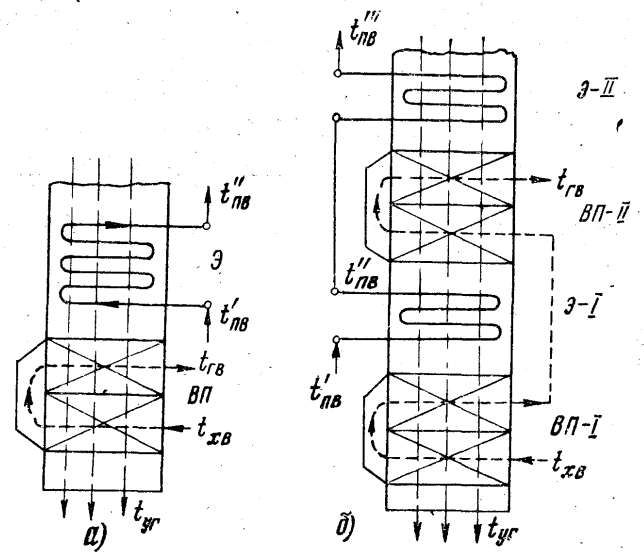


Рис. 4. Расчетные схемы хвостовых поверхностей нагрева: *а* — одноступенчатая; *б* — двухступенчатая; ВП — воздушный подогреватель; Э — экономайзер

Расчет хвостовых поверхностей нагрева начинается с последней по ходу газов поверхности — воздушного подогревателя (при двухступенчатой компоновке — с первой его ступени). Далее последовательно рассчитываются экономайзер (I ступень) и вторые ступени (при двухступенчатой компоновке) воздушного подогревателя и экономайзера. При двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева для первых ступеней выполняется поверочный расчет; вторые ступени рассчитываются конструктивно. Определив в результате конструктивного расчета значения необходимых поверхностей нагрева, студент должен привести в записке их конструктивные характеристики (диаметры, шаги и число

труб, число петель змеевиков экономайзера, высоту труб воздушного подогревателя, число ходов нагреваемой среды).

После расчета всех тепловоспринимающих элементов котла определяется расчетная невязка теплового баланса, которая не должна превышать 0,5%.

В расчетно-пояснительной записке приводится сводная таблица результатов теплового расчета котла, содержащая основные параметры (величины поверхностей нагрева, температуры теплоносителей и продуктов сгорания на входе и выходе из элементов, скорости пара, воздуха и дымовых газов) всех тепловоспринимающих элементов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Изд. 2-е. М.: Энергия, 1973. 296 с.

2. **Любимова Л. М., Морозов И. П.** Расчет энтальпии воздуха и продуктов сгорания на ЭВМ «Наири-2»: Методические указания к проекту по курсу «Парогенераторы промышленных предприятий». М.: Моск. энерг. ин-т, 1981. 19 с.

3. **Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н.** Котельные установки промышленных предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1988. 527 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА и ордена ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

КАФЕДРА ЭНЕРГЕТИКИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Группа _____ **Студент** _____

Задание на курсовой проект

по дисциплине

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ

(Специальность 10.07)

Спроектировать реконструкцию котельной установки _____ _____ в связи с переводом ее на новый вид топлива _____

$W^р$ _____	%	$A^р$= _____	%
Паропроизводительность		$Д$= _____	т/ч
Давление перегретого пара		$P_{пп}$= _____	МПа
Температура перегретого пара		$t_{пп}$= _____	°С
Температура питательной воды		$t_{пв}$= _____	°С
Температура холодного воздуха		$t_{хв}$= _____	°С

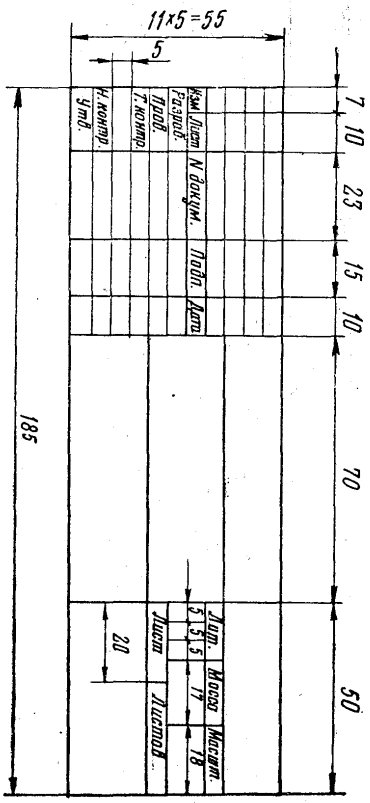
Объем задания

1. Тепловой расчет котельного агрегата.
2. Аэродинамический расчет котельной установки.
3. Графическая часть:
   - а) тепловая и технологическая схемы — 1 лист
   - б) продольный и поперечный разрезы
   - в) характерные узлы и элементы — 2 листа

Срок выполнения проекта _____ неделя.

Руководитель проекта _____

« » _____ 19 г.



Таблица

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Основные технические характеристики котлов ТП-35У, БГ-35, ТП-170, ПК-19

Наименование параметра	Размерность	ТП-35У	БГ-35	ПК-19	ТП-170
1	2	3	4	5	6
Паропроизводительность	кг/с	9,72	9,72	33,33	47,22
Давление перегретого пара	МПа	3,92	3,92	9,81	9,81
Температура перегретого пара	°С	450	450	510	510
Температура питательной воды	°С	150	150	215	215
Температура холодного воздуха	°С	30	30	30	30
Расчетное топливо	—	Бурый уголь	Природный газ	АШ	Бурый уголь
Топка					
Объем топочной камеры	м³	206	147	700	900
Общая поверхность стен топочной камеры	м²	226	165	—	—
Диаметр труб экранов	мм	60×3	60×3	76×6	76×6
Шаг фронтового экрана	мм	110	110	90	95
Шаг боковых экранов	мм	110	110	90	95
Шаг заднего экрана	мм	80	80	90	95
Эффективная радиационная поверхность	м²	184	136	470	460
Фестон					
Диаметр труб	мм	60×3	60×3	76×6	76×6
Расположение труб	—	Шахматное			
Число рядов в глубину	шт	3	3	3	4
Шаг по ширине	мм	240	240	270	380
Шаг по глубине	мм	220	220	380 и 300	300
Поверхность нагрева фестона	м²	42	39	88,4	116

Продолжение приложения 2

1	2	3	4	5	6
Первая ступень пароперегревателя					
Диаметр труб	мм	38×3,5	38×3,5	38×4,5	38×4,5
Расположение труб	—		Коридорное		
Шаг по ширине	мм	110	110	90	90
Шаг по глубине	мм	82	82	98	120
Поверхность нагрева первой ступени	м²	171	200	520+125	265
Вторая ступень пароперегревателя					
Диаметр труб	мм	38×3,5	42×4	42×5	42×5
Расположение труб	—		Коридорное		
Шаг по ширине	мм	110	110	180	
Шаг по глубине	мм	97	97	90	
Поверхность нагрева второй ступени	м²	100	100	445	545
Первая ступень экономайзера					
Диаметр труб	мм	32×4	32×3	32×4	38×4,5
Расположение труб	—		Шахматное		
Шаг по ширине	мм	80	80	68	110
Шаг по глубине	мм	60	60	60	75
Поверхность нагрева	м²	207	554	792	1200
Вторая ступень экономайзера					
Диаметр труб	мм	32×4	—	32×4	38×4,5
Расположение труб	—		Шахматное		
Шаг по ширине	мм	90	—	68	110
Шаг по глубине	мм	60	—	60	75
Поверхность нагрева	м²				
Первая ступень воздушного подогревателя					
Диаметр труб	мм	40×1,5	40×1,5	41×1,5	51×1,5
Расположение труб	—		Шахматное		
Шаг по ширине	мм	56	56	62	80
Шаг по глубине	мм	44	44	41	52,5
Поверхность нагрева	м²	1000	800	4924	4070
Вторая ступень воздушного подогревателя					
Диаметр труб	—	40×1,5	—	41×1,5	51×1,5
Расположение труб	—		Шахматное		
Шаг по ширине	мм	56	—	62	80
Шаг по глубине	мм	44	—	42	52,5
Поверхность нагрева	м²	1000	—	2904	4900