2 Тепломеханическая часть

2.1 Состав котельной. Характеристика котла КСВ-3.0

Котельная изготовлена в блочно-модульном исполнении и предназначена для теплоснабжения жилых, общественно-бытовых и промышленных зданий и сооружений.

Котельная оснащена средствами автоматизации в объеме, обеспечивающем ее надежную и безопасную работу в автоматическом режиме.

Установлены необходимые показывающие и сигнализирующие приборы, обеспечивающие безопасную работу оборудования котельной.

Проектом предусмотрена передача сигналов об аварийных ситуациях в диспетчерскую эксплуатирующей организации.

Проект котельной разработан с учетом максимального изготовления котельной в заводских условиях и сокращения до минимума строительно-монтажных работ на строительной площадке.

Котельная представляет собой технологический комплекс, состоящий из транспортабельных блок-модулей максимальной заводской готовности, в которых смонтировано котельное оборудование, вспомогательное оборудование подготовки воды и теплоносителя, систем контрольно-измерительных приборов и автоматики, электросилового оборудования.

К месту эксплуатации котельная доставляется отдельными блоками на железнодорожных платформах. На время транспортировки недостающие стенки блоков закрываются временными щитами.

На месте монтажа котельной блоки жестко соединяются между собой по их длинной стороне в общее здание.

Стенки блоков заделываются теплоизоляционным материалом и закрываются накладками из тонколистовой стали.

Основными преимуществами блочных котельных установок являются отсутствие значительных капитальных затрат на строительство здания под котельную, а также то, что сборка котельной из модулей занимает во много раз меньше времени, чем поузловой монтаж.

Котельная укомплектована четырьмя водогрейными котлами КСВ-3.0 теплопроизводительностью 3,0 МВт каждый. Устройства управления, поставляемые комплектно с горелками, обеспечивают управление работы в режимах: автоматический розжиг, автоматическое регулирование мощности, аварийное отключение и сигнализация аварийной ситуации.

В соответствии с техническим заданием три котла оборудуются газовой горелкой типа P 93A M-PR.S.RU.A.1.50, один котел оборудуется комбинированной горелкой HP93A MG.PR.S.RU.A.1.50 производитель итальянская фирма «Cibital UNIGAS». Подача воздуха на горение – вентилятором горелки. Дополнительно с горелкой заказано реле максимального давления.

Котел работает под наддувом. Тип горелки выбран с учетом конструктивных и аэродинамических характеристик котла.

Дымовые газы отводятся самотягой в дымовую трубу Ø 530х6 мм высотой 30 м. Дымовая труба установлена за каждым котлом.

Высота и диаметр дымовых труб определены на основании результатов аэродинамического расчета газовоздушного тракта и проверена по условиям рассеивания в атмосфере вредных веществ.

Также в состав котельной входят следующее технологическое оборудование: для подачи сетевой воды потребителю запроектированы сетевые насосы типа TP 100-480/2 производительностью 137 $м^3$/ч, напором 51,9 м.в.ст., производитель - фирма «Grundfos»,

Для поддержания температуры воды на входе в котел равной 70°С, запроектированы рециркуляционные насосы типа TP 50-130/4 производительностью 19,5 $м^3$/ч, напором 10,5 м.в.ст., производитель - фирма «Grundfos».

Циркуляция воды внутреннего контура осуществляется циркуляционными насосами типа ТР 100-200/4, производительностью 127 м³/ч, напором 15,3 м.в.ст., производитель - фирма «Grundfos».

Теплообменники сетевой воды пластинчатые типа НН N 65 0-10 фирмы «Ридан», 2 штуки.

Подпитка теплосети осуществляется насосами подпиточной воды типа ТР40-160/4, производительностью 6,18 м^3/ч, напором 15,4 м.в.ст., производитель - фирма «Grundfos».

Питательная вода готовится в установке АСДР «Комплексон 6», производительностью до 7,0 м^3/ч.

В таблице 2.1 представлены характеристики насосов применяемых в рассматриваемой котельной.

Таблица 2.1 Характеристики насосов

Наименование	Подача, м^3/ч	Напор, м.в.ст	Кол-во, шт.
насос сетевой ТР 100-480/2 GRUNDFOS	137	51,9	4
насос рецеркуляционный ТР 50-130/4 GRUNDFOS	19,5	10,5	4
насос циркуляционный ТР 100-200/4 GRUNDFOS	127	15,3	3
насос подпиточный ТР40-160/4 GRUNDFOS	6,18	15,4	2

2.1.1 Устройство котла КСВ-3.0

Котел водогрейный типа КСВ-3.0 предназначен для производства теплоты, теплоносителем является вода.

Котел водогрейный типа КСВ-3.0 представляет собой трехходовой жаротрубный – дымогарный котел. Первый ход котла образован жаровой трубой и поворотной камерой. Второй и третий ход образуют дымогарные трубы конвективной части котла.

Котел может работать на жидком и газообразном топливе с максимальной мощностью 3,0 МВт, давлением воды на выходе из котла 0,6 МПа и температурой теплоносителя на выходе из котла не более 115 ^{0}С.

Таблица 2.2 **Технические данные котла**

Наименование	Ед. измерения	Значения
1 Максимальная теплопроизводительность	МВт (Гкал/ч)	3,00 (2,58)
2 Коэффициент полезного действия, не менее	%	92
3 Минимальная температура воды на входе	°С	70
4 Максимальная температура воды на выходе	°С	115
5 Аэродинамическое сопротивление	Па (мм.в.ст)	700 (70)
6 Максимальное рабочее давление воды	МПа (кгс/см^2)	0,6 (6,0)
7 Объем котла	м^3	7,6
8 Температура наружной поверхности кожуха (теплоизоляции)	°С	45

2.1.2 Тепловая схема котельной

Тепловая схема котельной обеспечивает приготовление горячей воды для нужд теплоснабжения по температурному графику 95-70°С.

Горячая вода с температурой 70°С из теплосети, пройдя узел учета, подается на теплообменники, где нагревается до температуры 95°С и сетевыми насосами типа ТР 100-480/2 подается в теплосеть, пройдя узел коммерческого учета.

Сетевая вода внутреннего контура после котлов подается на теплообменники, где охлаждается и циркуляционными насосами внутреннего контура подается в котлы.

Подпитка внутреннего и внешнего контуров сетевой воды осуществляется через автоматическую систему дозирования реагентов АСДР «Комплексон-6» подпиточными насосами типа ТР 40-160/4, через соленоидные клапаны К12.

Для коммерческого учета отпущенной теплоэнергии трубопроводы подпитки и системы теплоснабжения оборудованы тепловыми счетчиками.

Для контроля параметров теплоносителя, трубопроводы и оборудование оборудованы контрольно-измерительными приборами.

Автоматический регулятор температуры, установленный на перемычке между прямым и обратным трубопроводом внутреннего контура, служит для регулирования температуры теплоносителя наружного контура по температурному графику в зависимости от температуры наружного воздуха.

Стоки от опорожнения котлов, оборудования и предохранительных клапанов по трубопроводам дренажа отводятся за пределы котельной.

2.1.3 Расчёт тепловой схемы

Расход теплоты на отопление $Q_o = 10{,}27\ MBm$

Температура прямой горячей воды $t_{прям} = 115^0 C$;

Температура обратной воды $t_{обр} = 70^0 C$

Расход воды на подогреватели сетевой воды

$$G = \frac{10^3 \cdot Q}{h_{прям} - h_{обр}} = \frac{10^3 \cdot 10{,}27}{482{,}5 - 293{,}5} = 54{,}33\ кг/с.$$

Потери воды в тепловых сетях, приняв коэффициент потерь воды в тепловых сетях $k_{T.C.} = 2\%$:

$$\Delta G_{T.C} = k_{T.C} \cdot G = 0{,}02 \cdot 54{,}33 = 1{,}08\ кг/с$$

Расход воды, поступающей из обратной магистрали тепловых сетей:

$$G_{обр} = G - \Delta G_{T.C} = 54{,}33 - 1{,}08 = 53{,}25\ кг/с$$

Расход воды, идущей к потребителю, принимая потери воды в пределах котельной $\kappa_к = 2{,}5\%$:

$$\Delta G_к = k_k \cdot G = 0{,}025 \cdot 54{,}33 = 1{,}35 \; кг/с$$

Производительность химводоочистки:

$$G_{ХВО} = \Delta G_{Т.С} + \Delta G_к = 1{,}08 + 1{,}35 = 2{,}43 \; кг/с$$

Количество сырой воды при известном проценте воды, расходуемой на собственные нужды химводоочистки $k_{ХВО} = 1{,}25$:

$$G_{С.В} = k_{ХВО} \cdot G_{ХВО} = 0{,}0125 \cdot 2{,}43 = 0{,}03037 \; кг/с$$

Расход теплоты, требуемой для подогрева сырой воды:

$$Q_{С.В} = G_{С.В} \cdot 4190 \cdot \left(t_{С.В}'' - t_{С.В}' \right) = 0{,}03037 \cdot 4190 \cdot (25 - 5) = 2545 \; Вт$$

Расход горячей воды из котлов на теплообменник:

$$G_{1к} = G_{ТО.С.В} = \frac{Q_{С.В}}{c_В \cdot (t_1 - t_2) \cdot \eta_{под}} = \frac{2545}{4190 \cdot (115 - 70) \cdot 0{,}97} = 0{,}0139 \; кг/с$$

Для деаэрации воды, поступающей в тепловые сети из химводоочистки, её необходимо нагреть до температуры 70°С.

Расход теплоты:

$$Q_д = G_{ХВО} \cdot c \cdot \left(t_д - t_{С.В}'' \right) = 2{,}43 \cdot 4190 \cdot (70 - 25) = 458 \; кВт$$

Расход горячей воды из котлов:

$$G_{2к} = G_д = \frac{Q_д}{(t_1 - t_2) \cdot c \cdot \eta_{под}} = \frac{458 \cdot 10^3}{(115 - 70) \cdot 4190 \cdot 0{,}97} = 2{,}504 \; кг/с$$

Расход теплоты, расходуемое в котельной на собственные нужды:

$$Q_к = Q_{С.В} + Q_д = 2545 + 458 = 3003 \; кВт$$

Расход теплоты, потерянное трубопроводами, арматурой и другим оборудованием:

$$Q_{пот.к} = Q_о \cdot \eta_{трубопр.} = 10{,}27 \cdot 0{,}012 = 123240 \; Вт$$

Максимальная теплопроизводительность котельной:

$$\sum Q = Q_о + Q_{пот.к} = 10{,}27 + 0{,}123240 = 10{,}4 \; МВт$$

Суммарный расход горячей воды на выходе из котлов:

$$\sum G = G + \Delta G_{Т.С} + \Delta G_к + G_{1к} + G_{2к} = 54{,}33 + 1{,}08 + 1{,}35 + 0{,}0139 + 2{,}504 = 59{,}3 \; кг/с$$

Полученную величину сопоставим с требующим расходом теплоты.

$$\frac{10,4 - 10,27}{10,27} \cdot 100\% = 1,26\%$$

Так как расхождение не больше 10%, то расчёт можно считать законченным.

2.1.4 Выбор сетевых, рецеркуляционных, подпиточных и циркуляционных насосов

Сетевые насосы

Производительность сетевых насосов определяется количеством воды, циркулирующей в тепловой сети G (см. расчет тепловой схемы):

Полное давление сетевого насоса $P_{СЕТ}$ должно преодолевать сопротивление тепловой сети подогревателей (теплогенераторов). Ориентировочно можно принять $(0,5\text{-}1,0)\cdot 10^6$ Па.

Мощность электродвигателя сетевого насоса:

$$N_{СЕТ} = \frac{G \cdot P_{СЕТ}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{СЕТ}} = \frac{54,33 \cdot 0,5 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7} = 10,78\ кВт.$$

Выбираем насос типа ТР-100-480/2, производитель фирма «Grundfoss» в количестве 4 шт;

Q = 137 м^3/ч, Н = 51,9 м.в.ст.

Подпиточные насосы

Обеспечивают восполнение утечки воды из закрытых систем теплоснабжения и расходов воды на горячее водоснабжение и утечки в открытых системах.

Производительность подпиточного насоса

$$Q_{ПОД} = g \cdot G = 0,12 \cdot 54,33 = 6,18\ м^3/ч$$

Полное давление подпиточного насоса определяется давлением воды в обратной магистрали тепловой сети и сопротивлением трубопроводов и арматуры. Для расчетов можно принять $P_{под}=0,5 \cdot P_{СЕТ}$, (Па)

$P_{под} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 10^6 = 1,8741$ Па;

Мощность электродвигателя подпиточного насоса:

$$N_{под} = \frac{Q_{под} \cdot P_{под}}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{под}} = \frac{6{,}18 \cdot 1{,}8741 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}7} = 13{,}4\ кВт$$

Выбираем насос типа ТР40-160/4 производитель фирма «Grundfoss» в количестве 2 шт;

Q = 6,18 м^3/ч, Н = 15,4 м.в.ст.

Также применяются насосы следующих марок:

Насос типа ТР50-130/4 производитель фирма «Grundfoss» в количестве 4 шт;

Q = 19,5 м^3/ч, Н = 10,5 м.в.ст.

Насос типа ТР100-200/4 производитель фирма «Grundfoss» в количестве 3 шт;

Q = 127 м^3/ч, Н =15,3 м.в.ст.

Насосы системы отопления работают постоянно по схеме 3 рабочих, 1 резервный. Поочередное включение в зависимости от времени наработки и аварийное включение резервного насоса при отключении одного из основных.

2.2 Тепловой расчет котла водогрейного КСВ-3.0

2.2.1 Объемы воздуха и продуктов сгорания

В таблице 2.3 указанны характеристики топлива, требуемые для расчета.

Таблица 2.3 Состав топлива на рабочую массу, %.

	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	N_2	H_2S	O_2
%	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	0,8	7,726	0,004	0,07
мол. масса	16,042	30,07	44,094	58,12	72,146	44,01	28	34,08	16

Низшая теплота сгорания Q_H^P=35653, кДж/м^3 .

Тепловой расчет котла начинается с расчета количества воздуха и продуктов сгорания.

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T =1,3.

Присос воздуха в конвективном пучке котельного агрегата $\Delta\alpha_{КП}$=0, 1.

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 нм^3 топлива:

$$V^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (2.1)$$

$$V^0 = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 1,5 \cdot 0,004 + 2 \cdot 84,5 + 3,5 \cdot 3,8 + 5 \cdot 1,9 + 6,5 \cdot 0,9 + 8 \cdot 0,3 - 0,07] = 9 \quad м^3 / м^3$$

Теоретический объем азота в продуктах сгорания:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + \frac{N_2}{100}, \quad (2.2)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 9 + \frac{7,726}{100} = 7,5 \quad м^3 / м^3$$

Теоретический объем трехатомных газов в дымовых газах:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_m H_n), \quad (2.3)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,8 + 0 + 0,004 + 84,5 + 2 \cdot 3,8 + 3 \cdot 1,9 + 4 \cdot 0,9 + 5 \cdot 0,3) = 1,037 \quad м^3 / м^3$$

Теоретический объем водяных паров в дымовых газах:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot (H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_{Г,ТЛ}) + 0,0161 V^0, \quad (2.4)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot (0,004 + 0 + 2 \cdot 84,5 + 3 \cdot 3,8 + 4 \cdot 1,9 + 5 \cdot 0,9 + 6 \cdot 0,3 + 0,124 \cdot 10) + 0,0161 \cdot 9 = 2,109 \quad м^3 / м^3$$

где $d_{Г,ТЛ}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа и принимаемое равным 10 г/м^3.

Теоретический объем дымовых газов:

$$V_Г^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (2.5)$$

$$V_Г^0 = 7,5 + 1,037 + 2,109 = 10 \quad м^3 / м^3$$

Коэффициент избытка воздуха на выходе из котельного пучка:

$$\alpha_{КП}'' = \alpha_T + \Delta\alpha_{КП}, \quad (2.6)$$

$$\alpha_{КП}'' = 1,3 + 0,1 = 1,4.$$

Средний коэффициент избытка воздуха в котельном пучке:

$$\alpha_{КП} = 0,5(\alpha_T + \Delta\alpha_{КП}''), \quad (2.7)$$

$$\alpha_{КП} = 0,5 \cdot (1,3 + 1,4) = 1,350.$$

При избытке воздуха в газоходах котлоагрегата α>1, объемы продуктов сгорания подсчитывается по следующим формулам:

Объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^0, \quad (2.8)$$

$$V_{H_2O} = 2{,}109 + 0{,}0161 \cdot (1{,}3 - 1) \cdot 9 = 2{,}155 \quad м^3/м^3.$$

Объем дымовых газов:

$$V_Г = V_{R\,O_2} + V^0_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0, \quad (2.9)$$

$$V_Г = 1{,}037 + 7{,}5 + 2{,}155 + (1{,}3 - 1) \cdot 9 = 13{,}645 \quad м^3/м^3.$$

Объемная сухих трехатомных газов в продуктах сгорания:

$$r_{R_2O} = \frac{V_{RO_2}}{V_Г}, \quad (2.10)$$

$$r_{R_2O} = \frac{1{,}037}{13{,}645} = 0{,}076.$$

То же водяных паров:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_Г}, \quad (2.11)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2{,}155}{13{,}645} = 0{,}158.$$

То же суммарная доля:

$$r_П = r_{RO_2} + r_{H_2O}, \quad (2.12)$$

$$r_П = 0{,}076 + 0{,}158 = 0{,}234.$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 Результаты расчетов

Величина	Формула	Топка	Котельный пучок
		$\alpha_Т$	$\alpha_{КП}$
V_{H_2O}, м^3/ м^3	$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^0$	2,155	1,350
$V_Г$, м^3/ м^3	$V_Г = V_{R\,O_2} + V^0_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V$	13,645	14,121
r_{RO_2}	$r_{R_2O} = \frac{V_{RO_2}}{V_Г}$	0,076	0,073
r_{H_2O}	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_Г}$	0,158	0,153
$r_П$	$r_П = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,234	0,226

2.2.2 Энтальпия продуктов сгорания

Энтальпия дымовых газов рассчитывается следующим образом:

$$H_{\tilde{a}} = H_{\tilde{a}}^{0} + (\alpha - 1) \cdot H_{\hat{a}}^{0}, \quad (2.13)$$

$$H_{\tilde{a}}^{0} = 4{,}1868 \cdot \left(V_{RO_2} \cdot (CV)_{CO_2} + V_{NO_2}^{0} \cdot (CV)_{N_2} + V_{H_2O}^{0} \cdot (CV)_{H_2O}\right), \quad (2.14)$$

$$H_{\hat{a}}^{0} = 4{,}1868 \cdot V^{0} \cdot (CV)_{\hat{A}}. \quad (2.15)$$

Для топлив величины теоретических энтальпий $H_г^0$ и $H_в^0$ берутся из таблицы 2.5.

Величины энтальпий $H_г$ из таблицы используется для построения H - t-диаграммы, которая удобна для последующих расчетов. Впрочем, значения энтальпий для промежуточных температур можно найти с помощью линейной интерполяции величин таблицы.

Результаты расчетов сводятся в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 Зависимость энтальпии дымовых газов от температуры по газоходам

$t, ^0C$	$H_г^0$, кДж/кг ($м^3$)	$H_в^0$, кДж/кг ($м^3$)	$H_г = H_г^0 + (\alpha - 1)H_в^0 + H_{зл}$	
			$\alpha_Т$	$\alpha_{КП}$
100	1480	1259	1857	1920
200	2987	2534	3748	3875
300	4532	3833	5682	5874
400	6123	5157	7670	7928
500	7754	6512	9707	10033
600	9414	7899	11784	12179
700	11123	9326	13921	14387
800	12885	10760	16114	16652
900	14684	12195	18343	18953
1000	16948	13670	21049	21732
1100	18565	15185	23120	23879
1200	20194	16699	25204	26039
1300	22091	18214	27555	28466
1400	24024	19768	29954	30942
1500	25942	21322	32339	33405
1600	27892	22877	34755	35899
1700	29856	24431	37185	38407
1800	31811	25985	39606	40906
1900	33832	27580	42106	43485
2000	35826	29174	44579	46037

2.2.3 Тепловой баланс котельного агрегата и расход топлива

Составление теплового баланса состоит в установлении равенства между располагаемой теплотой Q_P^P, поступившей в агрегат, и суммой полезно использованной теплотой и потерь.

Располагаемая теплота топлива:

$$Q_P^P \cong Q_H^P = 35653 \quad кДж/м^3.$$

Температура уходящих газов:

$$t_{ух.г} = 144^\circ C.$$

Энтальпия уходящих газов:

$$H_{ух} = 2139 \, кДж/м^3 \text{ (из таблицы 2.5).}$$

Энтальпия холодного воздуха при $\alpha = 1$(по заданной $t_{хв}$ из $H\text{-}t$- таблицы 2.5):

$$H_{Х.В}^0 = 570 \quad кДж/м^3.$$

Потери теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{H_{ух} - \alpha_{КП} \cdot H_{Х.В}^0}{Q_H^P}, \qquad (2.16)$$

$$q_2 = \frac{2139 - 1{,}35 \cdot 570}{35653} = 6{,}545\,\%.$$

Потери теплоты от химического недожога:

$$q_3 = 0\ \%.$$

Потери теплоты в окружающую среду:

$$q_5 = 0{,}55\ \%.$$

Сумма тепловых потерь:

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \qquad (2.17)$$

$$\sum q = 6{,}545 + 0 + 0 + 0{,}55 + 0 = 7{,}1\,\%.$$

КПД теплогенератора

$$\eta_{ТГ} = 100 - \sum q, \qquad (2.18)$$

$$\eta_{ТГ} = 100 - 7{,}1 = 92{,}9\,\%.$$

Полезно использованная теплота:

$$Q_{КА} = 3000 \quad кВт.$$

Полный расход топлива:

$$B = \frac{100 \cdot Q_{КА}}{\eta_{КА} \cdot Q_H^P}, \qquad (2.19)$$

$$B = \frac{100 \cdot 3000}{92{,}9 \cdot 35653} = 0{,}09 \quad \frac{м^3}{с}.$$

Расчетный расход топлива:

$$B_р = B\left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \tag{2.20}$$

$$B_р = 0{,}09 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 0{,}09 \quad \frac{м^3}{с}.$$

2.2.4 Расчёт теплопередачи в топке

После расчета количества воздуха и продуктов сгорания производится расчет теплопередачи, который позволяет найти для поверхности нагрева котла и для каждого ее участка зависимости между количеством теплоты, передаваемой через поверхность нагрева, и температурами газов перед ней и за ней. По заданным количеству теплоты и температурам можно определить требующуюся поверхность нагрева. Изменяя величину поверхности нагрева котла, можно более или менее значительно изменять температуру уходящих газов, а от этого в значительной мере зависит к. п. д. котла. От количества же теплоты, переданной через поверхность нагрева, зависит теплопроизводительность котла. Количество теплоты в свою очередь зависит от расхода топлива.

Таким образом, расчет теплопередачи позволяет связать между собой количество теплоты, передаваемой через поверхность нагрева котла, температуры газов перед и за поверхностью нагрева, величину этой поверхности нагрева, к.п.д. котла, его теплопроизводительность и расход топлива.

В зависимости от того, какая практическая задача решается, часть этих величин известна или может быть задана, а часть определяется расчетом.

Расчет теплопередачи на любом участке поверхности нагрева котла, в том числе и огнетрубного, производят решением двух уравнений: теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплового баланса в общём виде можно написать:

$$Q = B \cdot (H - Q_{уч}^5 - H), \tag{2.21}$$

или

$$Q + B \cdot Q_{уч}^{5} = B \cdot (H_1 - H_2).$$

где Q - количество тепла, передаваемое нагреваемому веществу через рассчитываемый участок поверхности, нагрева, $МВт$;

B - расход топлива, $м^3/час$;

H_1, H_2 - энтальпии газов перед и за рассчитываемым участком поверхности нагрева, $\frac{кДж}{м^3}$;

$Q_5^{уч}$ - потери тепла в окружающую среду на рассматриваемом участке, $\frac{кДж}{м^3}$;

Из уравнения видим, что, газы, охлаждаясь в газоходе, понижают свою энтальпию от величины H_1 до H_2. Отданное при этом газами количество теплоты передается через поверхность нагрева рабочей среде и частично теряется через наружные поверхности котла в окружающую среду.

Уравнение теплопередачи имеет вид:

$$Q = K \cdot H \cdot \Delta t_{ср}, \qquad (2.22)$$

где $H_{ок}$ - поверхность нагрева огневой камеры, $м^2$;

$\Delta t_{ср}$ - средняя логарифмическая разность температур между газами и водой, ^0C;

$K_{ок}$ - коэффициент теплопередачи в огневой камере, $кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0C)$.

Уравнения (2.21) и (2.22) полностью справедливы, если теплота от охлаждаемых газов может одновременно передаваться через поверхность нагрева нагреваемому веществу и через наружные стенки котла в окружающую среду.

В огнетрубных котлах газоходы окружены нагреваемым веществом (например, огневая камера окружена водой), а теплота в окружающую среду рассеивается через наружные стенки котла, не являющиеся поверхностью нагрева. Следовательно, в окружающую среду теплота рассеивается не непосредственно от газов, а от воды. Теплота, отданная газами, целиком передается воде, а от неё часть теплоты уходит в окружающую среду.

Поэтому для огнетрубных котлов правильнее пользоваться системой уравнений:

$$Q = B(H_1 - H_2), \qquad (2.23)$$

$$Q = KH\Delta t_{ср}. \quad (2.24)$$

где Q - количество теплоты, передаваемое через рассчитываемый участок поверхности нагрева нагреваемому веществу, MBm.

Небольшая часть теплоты затем рассеивается в окружающую среду через наружные стенки котла, а остальная подавляющая часть остается полезно использованной.

Полезно использованная часть теплоты может быть вычислена по выражению

$$Q_{пол} = Q - BQ^{уч}_{5}, \quad (2.25)$$

в свою очередь:

$$Q_5^{уч} = q_5^{уч}\frac{Q_H^{\ p}}{100}, \quad (2.26)$$

где $q_5^{уч}$ - потеря теплоты в окружающую среду на рассматриваемом участке в процентах.

Таким образом, теплота, потерянная в окружающую среду, условно распределяем между отдельными участками поверхности нагрева, так как эта теплота переходит сначала через стенки поверхности нагрева и только после этого рассеивается в окружающую среду.

Теплопередача в топочной камере большей частью осуществляется с помощью излучения. Температура за топкой при входе в конвективную поверхность нагрева ($T_{зт}, ^{\circ}C$) определяется по формуле:

$$T_{зт} = \left(T_a + \frac{1+K_m}{1+1,7\cdot K_m}\right) - 273, \quad (2.27)$$

$$T_{зт} = \left(1794 + \frac{1+1617}{1+1,7\cdot 1617}\right) - 273 = 1522 \quad K,$$

T_a - теоретическая температура в топке, соответствующая начальной энтальпии, К;

K_m - топочный критерий, то есть безразмерное соотношение, имеющее вид

$$K_m = \frac{c_s \cdot \left(\frac{T_a}{100}\right)^3 \cdot H_л^{'}}{100 \cdot B_p \cdot V_г \cdot c}, \qquad (2.28)$$

где $c_s = 20,77 \frac{кДж}{м^2 час K^4}$ - коэффициент излучения абсолютно чёрного тела;

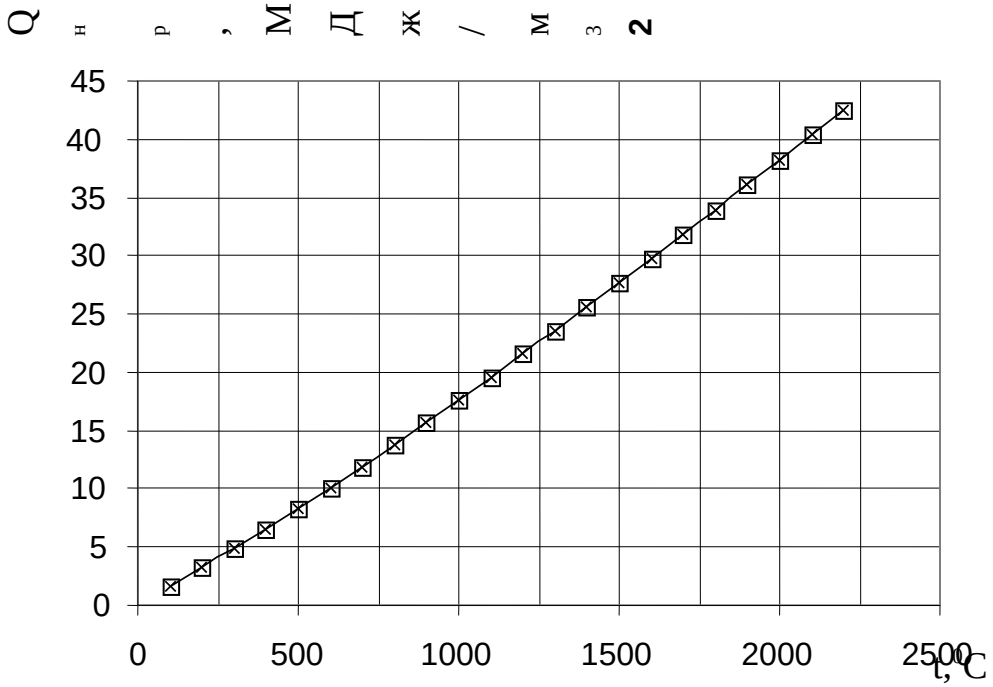

Рисунок 2.1 - H – t диаграмма

$t_a = 1210^{\circ} C$, - адиабатная температура (определяется по рисунку 2.1).

Этой температуре соответствует в таблице 2.5 значение энтальпии:

$H_{зт} = 25498 \ \frac{кДж}{м^3}$.

$H_л^{'}, м^2$ - радиационная поверхность топочной камеры:

$$H_л^{'} = \pi \cdot D_{вн} \cdot L, \qquad (2.29)$$

где $D_{вн}, м$ - внутренний диаметр топочной камеры;

$L, м$ - длина топочной камеры;

$$H_л^{'} = 3,14 \cdot 0,23 \cdot 4,5 = 3,25 \quad м^2,$$

$B_p = 324 \ \frac{м^3}{час}$ - расчётный расход топлива на котёл;

$V_г = 13,645 \ \frac{м^3}{м^3}$ - объём газов приходящийся на 1 $м^3$ топлива;

$c = 1{,}549 \ \frac{кДж}{м^3 \cdot K}$ - средняя теплоёмкость продуктов сгорания;

$$K_m = \frac{20{,}77 \cdot \left(\frac{1210}{100}\right)^3 \cdot 3{,}25}{100 \cdot 0{,}09 \cdot 13{,}645 \cdot 1{,}549} = 1617.$$

Количество теплоты, переданное лучеиспусканием в топке $(Q_л, МВт)$ определяется по формуле 2.23.

$H_a = 39455 \ \frac{кДж}{м^3}$ - энтальпия продуктов сгорания при адиабатной температуре (из таблицы 2.5).

$$Q_л = 0{,}09 \cdot (39455 - 25498) = 488 \quad МВт.$$

Количество теплоты, приходящееся на 1 $м^3$ и на 1 кг топлива можно найти по формуле:

$$Q_л' = \frac{Q_л}{B_р},$$

$$Q_л' = \frac{488}{0{,}09} = 13943 \quad МВт$$

2.2.5 Расчет теплопередачи в огневой камере

После расчета топки приступаем к расчету теплопередачи в огневой камере, который производится совместным решением уравнения теплового баланса:

$$Q_{ок} = B_р \cdot (H_{зт} - H_{зок}); , \qquad (2.30)$$

где Q_{ok} – количество теплоты, переданной воде через поверхность нагрева огневой камеры, $МВт$;

$B_р = 324 \frac{м^3}{час}$ - расчетный расход топлива;

$H_{зт}, H_{зок}$ - энтальпии дымовых газов перед и за огневой камерой, $кДж/м^3$;

$H_{зт} = 25498 \ кДж/м^3$ (из таблицы 2.5, для $t_{зт} = 1210^0 C$);

и уравнения теплопередачи:

$$Q_{ок} = K_{ок} \cdot H_{ок} \cdot \Delta t_{ср}, \qquad (2.31)$$

где $H_{ок}$ - поверхность нагрева огневой камеры, $м^2$;

$\Delta t_{ср}$ - средняя логарифмическая разность температур между газами и водой, ^0C;

$K_{ок}$ - коэффициент теплопередачи в огневой камере, $кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0C)$.

а) Задаемся тремя значениями температур за огневой камерой и решаем уравнение теплового баланса.

$$t_{зок} = 1000; \quad 1100; \quad 1150^0C.$$

Находим энтальпию газов за огневой камерой $H_{зок}$ (из таблицы 2.5) для трех значений температуры за огневой камерой:

$$H_{зок} = 21049; \quad 23120; \quad 24162^0C.$$

Тогда:

$$Q_{ок} = 324 \cdot (25498 - 21049) = 0{,}56 \quad МВт,$$

$$Q_{ок} = 324 \cdot (25498 - 23120) = 0{,}29 \quad МВт,$$

$$Q_{ок} = 324 \cdot (25498 - 24162) = 0{,}16 \quad МВт.$$

По трем значениям $Q_{ок}$ и $t_{зок}$ строим прямую 1 на рисунок 2.2.

б) Для тех же трех значений $t_{зок}$ решаем уравнение теплопередачи.

Поверхность нагрева огневой камеры $H_{ок} = 4{,}8м^2$. Среднюю логарифмическую разность температур находим по графику [4] для трех значений температуры $t_{зок}$.

Для всех трех температур:

$$\Delta t = t_{зт} - t_н, \qquad (2.32)$$

$$\Delta t = 1210 - 95 = 1115^0C$$

где температура насыщения $t_н = 95^0C$.

Конечная разность температур принимает три значения:

$$\Delta t_k = 1000 - 95 = 905^0C,$$

$$\Delta t_k = 1100 - 95 = 1005^0C,$$

$$\Delta t_k = 1150 - 95 = 1055^0C.$$

Получаем отношения:

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{1115}{905} = 1{,}23$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{1115}{1005} = 1{,}11$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{1115}{1055} = 1{,}06$$

Для этих значений $\frac{\Delta t_к}{\Delta t_н}$ и $\Delta t_к$ находим по графику [4] $\Delta t_{ср}$:

$$\Delta t_{ср} = 1010^0 C,$$

$$\Delta t_{ср} = 1060^0 C,$$

$$\Delta t_{ср} = 1085^0 C.$$

Величину коэффициента теплопередачи $K_{ок}$ следовало бы находить также для трех значений $t_{зок}$ по формуле:

$$K_{ок} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon\alpha_1}. \qquad (2.33)$$

Но, учитывая, что коэффициент $K_{ок}$ меняется незначительно в интервале 200-300^0 принимаем его постоянным, определяя для среднего случая.

Величину ε принимаем $717 \cdot 10^{-6}$ $м^2 \cdot час \cdot {}^0C / кДж$. Для этого необходимо знать: высоту камеры $l = 1{,}1$ $м$, скорость газов $W_{газ}$, температуру $t_{ст} = t_Н = 95^0 C$ и среднюю температуру газов $t_{газ}^{ср}$.

Последняя величина принимает среднее значение:

$$t_{газ}^{ср} = \frac{t_{зт} + t_{зок}}{2}; \qquad (2.34)$$

$$t_{газ}^{ср} = \frac{1210 + 1150}{2} = 1180\ {}^0C.$$

Скорость газов определяем по формуле:

$$W = \frac{B_р V_г}{F} \cdot \frac{T_{газ}}{273}; \qquad (2.35)$$

$$W = \frac{0{,}09 \cdot 13{,}645 \cdot (1180 + 273)}{0{,}8 \cdot 273} = 3{,}2\ м/с.$$

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением находим, по номограмме [4].

$$\alpha_c = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \alpha', \qquad (2.36)$$

$$a_c = 0{,}8 \cdot 0{,}85 \cdot 1{,}4 = 0{,}95\ \frac{кДж}{м^2 \cdot час \cdot {}^\circ C}.$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен

$$\alpha_л = \alpha_{лCO2} + \alpha_{лH2O}, \qquad (2.37)$$

$$\alpha_л = 27 + 42 = 69 \quad \frac{кДж}{м^2 \cdot час \cdot ^\circ C}.$$

Находим $\alpha_{лCO2}$ по номограмме [4] . Для определения $\alpha_л$ по этим номограммам надо знать $t_{ст}$ и $t_{газ}$ (см. выше), среднюю толщину газового слоя S:

$$S = \frac{2}{3}\sqrt[3]{V_{ok}}; \qquad (2.38)$$

$$S = \frac{2}{3} \cdot \sqrt[3]{1,4} = 0,74 \quad м.$$

и парциальные давления, P_{CO_2} и P_{H_2O}. Эти давления определяем по формулам:

$$P_{CO2} = \frac{CO_2}{100} \cdot \frac{V_{сг}}{V_{сг} + V_{вп}}, \qquad (2.39)$$

$$P_{co_2} = \frac{13,645}{100} \cdot \frac{13,645}{13,645 + 1,05} = 0,127\ МПа,$$

принимаем CO_2=RO_2:

$$P_{H2O} = \frac{V_{вп}}{V_{сг} + V_{вп}}, \qquad (2.40)$$

$$P_{H_2O} = \frac{1,05}{13,645 + 1,05} = 0,071\ МПа.$$

Отсюда произведения:

$$P_{CO_2} \cdot S = 0,127 \cdot 0,74 = 0,094\ МПа,$$

$$P_{H_2O} \cdot S = 0,071 \cdot 0,74 = 0,053 МПа.$$

По номограмме [4]:

$$a_{лCO_2} = 27\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C).$$

По номограмме [4]:

$$a_{лH2O} = 42\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C).$$

Тогда:

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_c + \alpha_л, \qquad (2.41)$$

$$a_1 = 1 \cdot 0,95 + 69 = 69,95\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C),$$

$$K_{ок} = \frac{69,95}{1 + 0,003 \cdot 69,95} = 57,82\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C).$$

Подставляем найденные величины в уравнение теплопередачи:

$$Q_{ok} = 57,82 \cdot 4,8 \cdot 1010 = 0,28 \quad МВт$$

$$Q_{ok} = 57,82 \cdot 4,8 \cdot 1060 = 0,29 \quad МВт$$

$$Q_{ok} = 57,82 \cdot 4,8 \cdot 1085 = 0,30 \quad МВт$$

По этим значениям $Q_{ок}$ и выбранным ранее значениям $t_{зок}$ строим прямую 2 на рисунке 2.2.

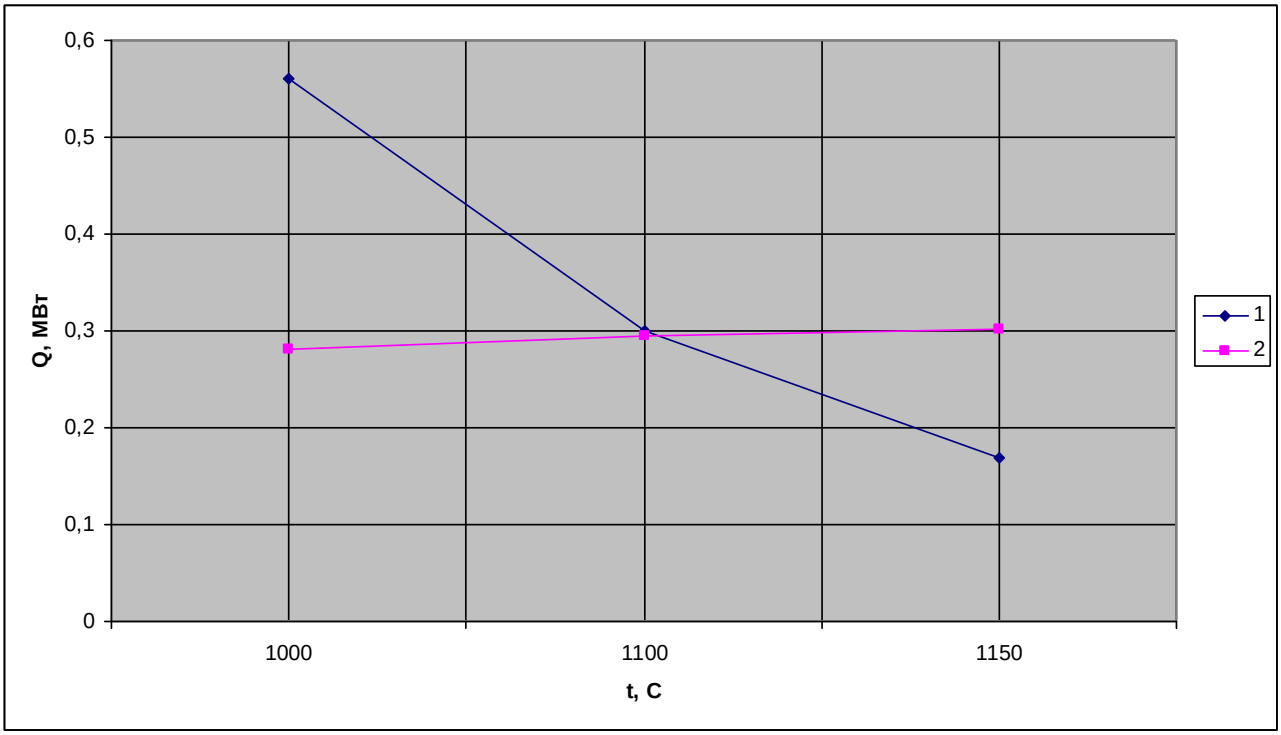

Рисунок 2.2 - Q – t диаграмма

Пересечение прямых 1 и 2 дает ответ:

$Q_{ok} = 0{,}3\ MBm;$

$t_{зок} = 1100\ ^0C.$

Чтобы получить полезную теплоту, отданную воде через, поверхность нагрева огневой камеры, следует учесть теплоту, отданную водой в окружающую среду, по выражению (2.42):

$$Q_{ок}^{пол} = Q_{ок} - B_p \cdot q_5 \cdot \frac{Q_н^p}{100}, \qquad (2.42)$$

$$Q_{ок}^{пол} = 0{,}3 - 0{,}09 \cdot 0{,}00054 \cdot \frac{35653}{100} = 0{,}29\ MBm.$$

Дальше рассчитываем отдельно теплопередачу в пучке дымогарных труб.

2.2.6 Расчет теплопередачи в дымогарных трубах на участке от огневой камеры до поворотной камеры

Для трех значений температуры за дымогарными трубами $t_{здт1}$ решаем уравнение теплового баланса:

$$Q_{дт1} = B_p \cdot (H_{зок} - H_{здт1});, \qquad (2.43)$$

где $Q_{дт1}$ – количество теплоты, переданной воде через поверхность нагрева дымогарных трубок, $МВт$;

$B_p = 324 \frac{м^3}{час}$ - расчетный расход топлива;

$H_{здтй}, H_{зок}$ - энтальпии дымовых газов перед и за дымогарными трубами, $кДж / м^3$;

$H_{зок} = 23120\ кДж / м^3$ (из таблицы 2.5 для $t_{зок} = 1100\ ^0C$),

и уравнения теплопередачи:

$$Q_{дт1} = K_{дт1} \cdot H_{дт1} \cdot \Delta t_{ср}, \qquad (2.44)$$

где $H_{дт1}$ - поверхность нагрева дымогарных труб, $м^2$;

$\Delta t_{ср}$ - средняя логарифмическая разность температур между газами и водой, ^0C;

$K_{дт1}$ - коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах, $кДж/(м^2 \cdot час\ ^0C)$.

а) Задаемся тремя значениями температур за дымогарными трубами и решаем уравнение теплового баланса:

$$t_{здт1} = 750; \quad 850; \quad 950^0 C.$$

Находим энтальпию газов за дымогарными трубами $H_{çäò\,1}$ по диаграмме $H - t$ (рисунок 2.1) для трех значений температуры за дымогарными трубами

$$H_{здт1} = 15018; \quad 17229; \quad 19696^0 C,$$

Тогда, решая уравнение (2.43), имеем:

$$Q_{здт1} = 324 \cdot (23120 - 15018) = 1{,}02 \quad МВт,$$

$$Q_{здт1} = 324 \cdot (23120 - 17229) = 0{,}74 \quad МВт,$$

$$Q_{здт1} = 324 \cdot (23120 - 159696) = 0{,}43 \quad МВт.$$

По трем значениям $Q_{здт1}$ и $t_{дт1}$ строим прямую 1 на рисунке 2.3.

б) Для тех же трех значений $t_{дт1}$ решаем уравнение теплопередачи уравнение (2.44).

Поверхность нагрева дымогарных труб определяем по формуле:

$$H_{дт} = \pi \cdot d_0 \cdot L_1 \cdot n_1, \qquad (2.45)$$

$$H_{дт1} = 3{,}14 \cdot 0{,}036 \cdot 1{,}9 \cdot 100 = 21.48\ м^2$$

Среднюю логарифмическую разность температур находим по графику [4] для трех значений температуры $t_{дт1}$.

Для всех трех температур:

$$\Delta t_н = t_{зок} - t_н = 1100 - 95 = 1005\ ^0C.$$

Конечная разность температур принимает три значения:

$$\Delta t_k = 750 - 95 = 655^0C$$

$$\Delta t_k = 850 - 95 = 755^0C$$

$$\Delta t_k = 950 - 95 = 855^0C$$

Отсюда отношения равны:

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{1005}{655} = 1{,}53$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{1005}{755} = 1{,}33$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{1005}{855} = 1{,}18$$

Для этих значений $\frac{\Delta t_к}{\Delta t_н}$ и $\Delta t_н$ находим по графику [4]:

$$\Delta t_{ср} = 615^0C;$$

$$\Delta t_{ср} = 665^0C;$$

$$\Delta t_{ср} = 775^0C.$$

Величину коэффициента теплопередачи определяем по выражению

$$K_{дт1} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon\alpha_1}, \qquad (2.46)$$

$$\alpha_1 = \omega\alpha_c + \alpha_л. \qquad (2.47)$$

В пределах температурного интервала интерполяции (200°) можем считать, что значения $K_{дт1}$ незначительно отклоняются от среднего значения. Поэтому приближенно считаем $K_{дт1}$ одинаковой для всех трех случаев и определяем ее по среднему значению температуры.

Для определения величины a_c по номограмме [4], надо знать внутренний диаметр трубы:

$$d_0 = 0{,}036\ м,$$

среднюю температуру газов

$$t_{ср}^{газ} = \frac{t_{зок} + t_{дт}^{1}}{2}, \quad (2.48)$$

$$t_{газ}^{ср} = \frac{1100 + 850}{2} = 975 \quad {}^{0}C,$$

среднюю скорость газов в дымогарных трубах:

$$W = \frac{B_р \cdot V_г}{3600 \cdot f_{дт}} \left(\frac{t_{ср}^{газ}}{273} + 1\right), \quad (2.49)$$

$$W = \frac{0{,}09 \cdot 13{,}645}{3600 \cdot 0{,}1} \cdot \left(\frac{975}{273} + 1\right) = 22 \quad м/с,$$

где $f_{дт1}$ - площадь сечения дымогарных трубок:

$$f_{дт} = n_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2_0}{4}, \quad (2.50)$$

$$f_{дт1} = 100 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}036^2 = 0{,}1 м^2;,$$

затем $P_{co_2} = 0{,}127\ МПа$,

$P_{H_2O} = 0{,}071\ МПа$ (см. расчет огневой камеры);

длину трубы L_1 :

$$L_1 = 1{,}9\ м;$$

и соотношение:

$$\frac{L_1}{d_0} = 52{,}8.$$

По номограмме [4]:

$$a_c = C_ф \cdot C_1 \cdot a_н, \quad (2.51)$$

$$a_c = 0{,}9 \cdot 1 \cdot 18 = 16{,}2 \quad \frac{кДж}{м^2 \cdot час \cdot {}^{\circ}C}.$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен

$$\alpha_л = \alpha_{лCO2} + \alpha_{лH_2O}, \quad (2.52)$$

$$a_л = 21 + 21{,}4 = 42{,}4 кДж/(м^2 \cdot час \cdot {}^{0}C).$$

Находим эти величины по номограмме [4].

Чтобы найти $\alpha_{лCO2}$ и $\alpha_{лH_2O}$ этим номограммам, надо знать:

$$t_{ст} = t_{н} = 95\ ^{0}C;$$
$$t_{ср}^{газ} = 975\ ^{0}\ C.$$

толщину газового слоя:

$$S = d_{0} = 0{,}036\ м,$$

парциальные деления вычислены в расчете огневой камеры:

$$P_{CO_2} = 0{,}127\ МПа,$$

$$P_{H_2O} = 0{,}071\ МПа.$$

Отсюда произведения:

$$P_{CO_2} \cdot S = 0{,}127 \cdot 0{,}036 = 0{,}0046\ МПа,$$

$$P_{H_2O} \cdot S = 0{,}071 \cdot 0{,}036 = 0{,}0026\ МПа.$$

По номограмме [4]:

$$a_{лCO_2} = 21\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^{0}C).$$

По номограмме [4]:

$$a_{лH2O} = 21{,}4\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^{0}C).$$

Тогда:

$$a_1 = w \cdot a_c + a_л = 1 \cdot 16{,}2 + 42{,}4 = 58{,}6\ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^{0}C)$$

$$K_{дт1} = \frac{a_1}{1 + \varepsilon \cdot a_1} = \frac{58{,}6}{1 + 0{,}003 \cdot 58{,}6} = 49{,}84$$

Поставляем найденные величины в уравнение (2.45):

$$Q_{дт1} = 49{,}84 \cdot 21{,}48 \cdot 615 = 0{,}65\ \ МВт,$$

$$Q_{дт1} = 49{,}84 \cdot 21{,}48 \cdot 655 = 0{,}71\ \ МВт,$$

$$Q_{дт1} = 49{,}84 \cdot 21{,}48 \cdot 775 = 0{,}83\ \ МВт.$$

По этим значениям $Q_{дт1}$ и принятым ранее значениям $t_{дт1}$ строим кривую 2 (см. рисунок 2.3).

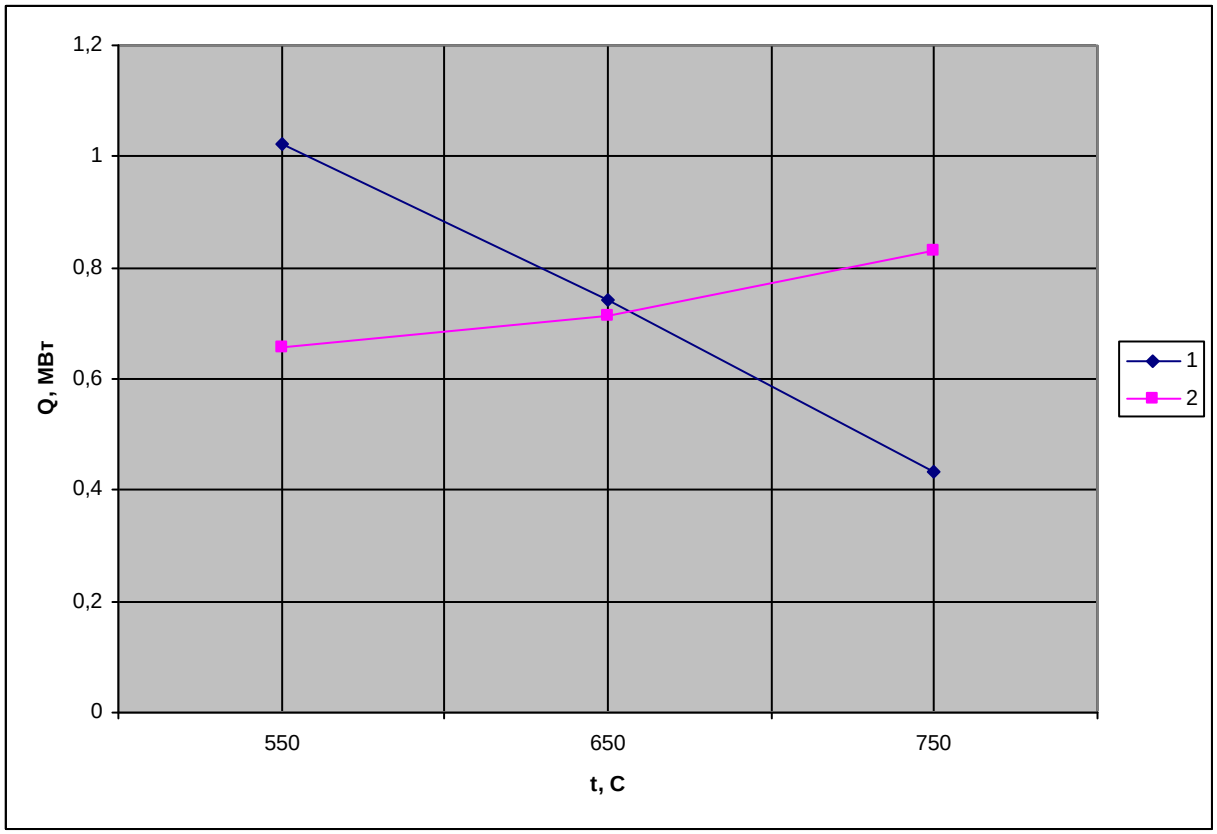

Рисунок 2.3 - Q – t диаграмма

Пересечение кривых 1 и 2 дает нам ответ:

$Q_{дт}^{1} = 0{,}73\ МВт$;

$t_{дт}^{1} = 660\ ^{0}C$.

Полезная теплота, переданная воде через поверхность нагрева дымогарных труб, находим из выражения (2.42)

$$Q_{дт}^{пол} = Q_{дт}^{1} - B_p \cdot q_5 \cdot \frac{Q_н^p}{100} = 0{,}73 - 0{,}09 \cdot 0{,}00054 \cdot \frac{35653}{100} = 0{,}72 \quad МВт$$

Далее производится совершенно аналогично выполненному примеру расчет теплопередачи в поворотной камере и в трубах на участке от поворотной камеры до газового коллектора. В заключении уточняется баланс, так как температура уходящих газов может не совпадать с ранее выбранной. И вычисляются количества полезного тепла и производительность котла.

2.2.7 Расчет теплопередачи в поворотной камере

После расчета дымогарных труб приступают к расчету теплопередачи в поворотной камере, который производится совместным решением уравнения теплового баланса:

$$Q_{пк} = B_p \cdot (H_{здт1} - H_{зпк}), \quad (2.53)$$

где $Q_{пк}$ – количество теплоты, переданной воде через поверхность нагрева поворотной камеры, $МВт$;

$B_p = 324 \frac{м^3}{час}$ - расчетный расход топлива (из расчета топки);

$H_{здт1}, H_{зпк}$ - энтальпии дымовых газов перед и за поворотной камерой, $кДж / м^3$;

$H_{зт} = 13120 \ \frac{кДж}{м^3}$ (из таблицы 2.5 для $t_{здт} = 660^0 C$);

и уравнения теплопередачи:

$$Q_{пк} = K_{пк} \cdot H_{пк} \cdot \Delta t_{ср}, \quad (2.54)$$

где $H_{пк}$ - поверхность нагрева поворотной камеры, $м^2$;

$\Delta t_{ср}$ - средняя логарифмическая разность температур между газами и водой, ^0C;

$K_{пк}$ - коэффициент теплопередачи в поворотной камере, $кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C)$.

а) Для трех значений температуры за поворотной камерой решаем уравнение теплового баланса.

Для трех значений температуры газов за огневой камерой находим энтальпию $H_{зпк}$ (из таблицы 2.5):

$$t_{зпк} = 350; \quad 500; \quad 650^0 C,$$

$$H_{зпк} = 6676; 9707; 12853 \ кДж / кг.$$

Тогда, решая уравнение (2.53), имеем:

$$Q_{пк} = 324 \cdot (13120 - 6676) = 0{,}81 \quad МВт,$$

$$Q_{пк} = 324 \cdot (13120 - 9707) = 0{,}43 \quad МВт,$$

$$Q_{пк} = 324 \cdot (13120 - 12853) = 0{,}03 \quad МВт.$$

По трем значениям $Q_{пк}$ и $t_{зпк}$ строим прямую 1 на рисунке 2.4.

б) Для тех же трех значений $t_{зпк}$ решаем уравнение (2.54) теплопередачи.

Поверхность нагрева огневой камеры $H_{ок} = 0{,}54 м^2$.

Среднюю логарифмическую разность температур находим по графику для трех значений температуры $t_{зпк}$.

Для всех трех температур:

$$\Delta t_н = t_{дт} - t_н = 660 - 95 = 565^0;$$

где температура насыщения $t_н$ =95 °С. Конечная разность температур принимает три значения:

$$\Delta t_k = 350 - 95 = 255^0 C,$$

$$\Delta t_k = 500 - 95 = 405^0 C,$$

$$\Delta t_k = 650 - 95 = 555^0 C.$$

Получаем отношения:

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{565}{255} = 2{,}22;,$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{565}{405} = 1{,}4;,$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{565}{555} = 1{,}02;.$$

Для этих значений $\frac{\Delta t_к}{\Delta t_н}$ и $\Delta t_к$ находим по графику [4]:

$$\Delta t_{ср} = 324^0 C,$$

$$\Delta t_{ср} = 374^0 C,$$

$$\Delta t_{ср} = 424^0 C.$$

Величину коэффициента теплопередачи $K_{пк}$ следовало бы находить также для трех значений $t_{зпк}$ по формуле;

$$K_{пк} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon\alpha_1}.$$

Но, учитывая, что коэффициент $K_{пк}$ меняется незначительно в интервале 200-300 ^{0} принимаем его постоянным, определяя для среднего случая.

Величину ε принимаем 717 $\cdot 10^{-6}$ $м^2 \cdot час^0 \cdot C / кДж$. Для этого необходимо знать: высоту камеры $l = 1{,}1$ $м$ скорость газов $W_{газ}$, температуру $t_{ст} = t_Н = 95^0 C$ и среднюю температуру газов $t_{газ}^{ср}$.

Последняя величина принимает среднее значение:

$$t_{газ}^{ср} = \frac{t_{здт1} + t_{зпк}}{2} = \frac{660 + 500}{2} = 580 \quad ^0 C.$$

Скорость газов определяем по формуле:

$$W = \frac{B_p V_г}{f_{дт1} \cdot 273} \cdot (\frac{T_{ср}^{газ} + 273}{1}), \quad (2.55)$$

$$W = \frac{0,09 \cdot 13,645}{0,1 \cdot 273} \cdot (580 + 273) = 15 м/с.$$

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением находим, по номограмме [4]:

$$a_c = \varphi_1 \varphi_2 .. a' = 0,9 \cdot 0,87 \cdot 16,42 = 12,86 \ \frac{кДж}{м^2 \cdot час \cdot ^\circ C}.$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен:

$$\alpha_л = \alpha_{лCO2} + \alpha_{лH2O},$$

$$a_л = 8,81 + 6,93 = 15,74 \quad кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C).$$

Находим $\alpha_{лCO2}$ по номограмме [4]. Для определения $\alpha_л$ по этим номограммам надо знать $t_{ст}$ и $t_{газ}$ (они уже известны), среднюю толщину газового слоя S:

$$S = \frac{2}{3} \cdot \sqrt[3]{V_{пк}}, \quad (2.56)$$

$$S = \frac{2}{3} \cdot \sqrt[3]{1,61} = 0,78 \quad м.$$

И парциальные давления P_{CO_2} и P_{H_2O}:

$$P_{CO_2} = 0,127 \ МПа,$$

$$P_{H_2O} = 0,071 \ МПа.$$

Отсюда произведения:

$$P_{CO_2} \cdot S = 0,127 \cdot 0,78 = 0,01 \ МПа,$$

$$P_{H_2O} \cdot S = 0,071 \cdot 0,78 = 0,06 \ МПа.$$

По номограмме [4]:

$$a_{лCO_2} = 8,81 \ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C),$$

$$a_{лH2O} = 6,93 \ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C).$$

Тогда:

$$a_1 = w \cdot a_c + a_л = 1 \cdot 12,86 + 15,74 = 28,6 \ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C),$$

$$К_{пк} = \frac{a_1}{1 + \varepsilon \cdot a_1} = \frac{28,6}{1 + 0,003 \cdot 28,6} = 26,34 \ кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C).$$

Подставляем найденные величины в уравнение (2.54):

$$Q_{пк} = 26{,}34 \cdot 21{,}48 \cdot 324 = 0{,}18 \quad MBm,$$

$$Q_{пк} = 26{,}34 \cdot 21{,}48 \cdot 374 = 0{,}21 \quad MBm,$$

$$Q_{пк} = 26{,}34 \cdot 21{,}48 \cdot 424 = 0{,}24 \quad MBm.$$

По этим значениям $Q_{пк}$ и выбранным ранее значениям $t_{зок}$ строим прямую 2 на рисунке 2.4.

Чтобы получить полезное тепло, отданное воде через, поверхность нагрева поворотной камеры, следует учесть тепло, отданное водой в окружающую среду, по выражению (2.42)

$$Q_{пк}^{пол} = Q_{пк}^{1} - B_p \cdot q_5 \cdot \frac{Q_н^p}{100} = 0{,}23 - 0{,}09 \cdot 0{,}00054 \cdot \frac{35653}{1000} = 0{,}22 \quad MBm$$

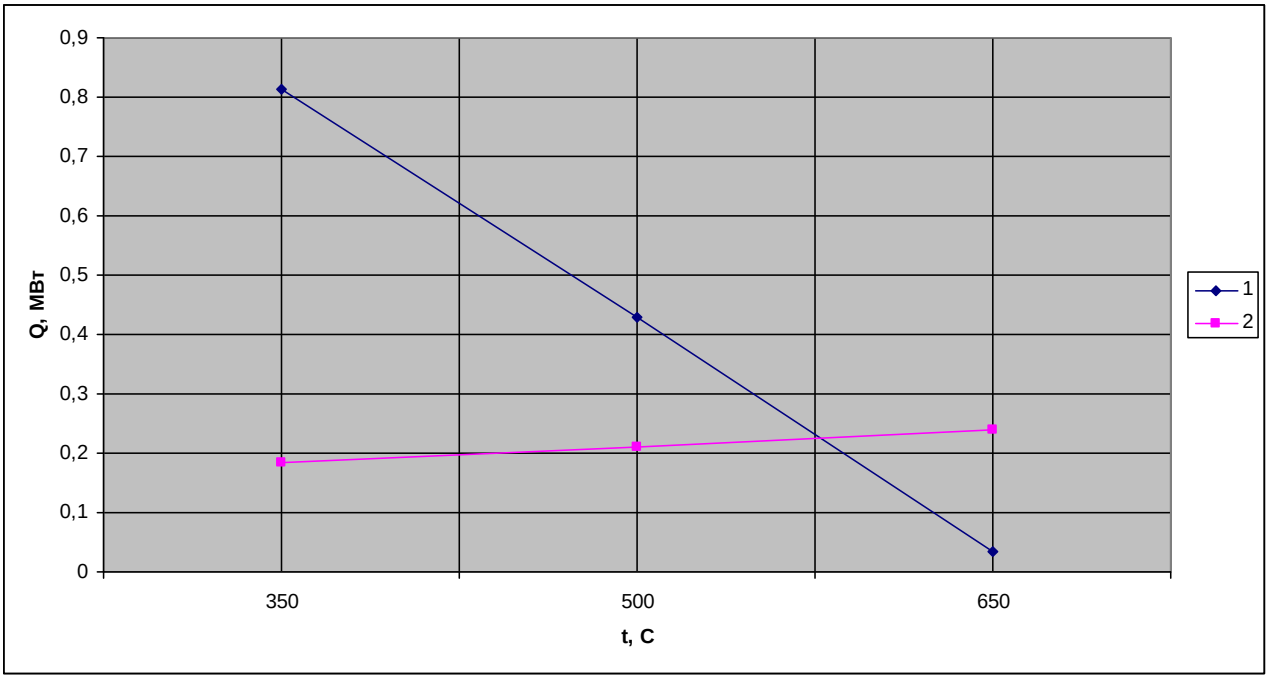

Рисунок 2.4 - Q – t диаграмма

Пересечение прямых 1 и 2 дает ответ:

$$Q_{пк}^{1} = 0{,}23 \quad MBm;$$

$$t_{пк}^{1} = 550 \ ^0C.$$

Дальше рассчитываем отдельно теплопередачу в пучке дымогарных труб.

2.2.8 Расчет теплопередачи в дымогарных трубах на участке от поворотной камеры до газового коллектора

Для трех значений температуры за дымогарными трубами $t_{здт2}$ решаем уравнение теплового баланса:

$$Q_{дт2} = B_p \cdot (H_{зпк} - H_{здт2}); \quad (2.57)$$

где $Q_{дт2}$ – количество тепла, переданное воде через поверхность нагрева дымогарных трубок, $МВт$;

$B_p = 324 \frac{м^3}{час}$ - расчетный расход топлива (из расчета топки);

$H_{зт2}, H_{зпк}$ - энтальпии дымовых газов перед и за дымогарными трубами, $кДж / м^3$;

$H_{зпк} = 10746\ кДж / м^3$ (из таблицы 2.5 для $t_{зпк} = 550^0 C$),

и уравнения теплопередачи:

$$Q_{дт2} = K_{дт2} \cdot H_{дт2} \cdot \Delta t_{ср}, \quad (2.58)$$

где $H_{дт2}$ - поверхность нагрева дымогарных труб, $м^2$;

$\Delta t_{ср}$ - средняя логарифмическая разность температур между газами и водой, ^0C;

$K_{дт2}$ - коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах, $кДж/(м^2 \cdot час \cdot ^0 C)$

а) Задаемся тремя значениями температур за дымогарными трубами и решаем уравнение теплового баланса:

$$t_{здт2} = 100;\quad 300;\quad 500^0 C$$

Находим энтальпию газов за дымогарными трубами $I_{здт2}$ (из таблицы 2.5) для трех значений температуры за дымогарными трубами:

$$H_{здт2} = 1857;\quad 5682;\quad 9707\ \frac{кДж}{м^3}.$$

Тогда, решая уравнение (2.58), имеем

$$Q_{здт2} = 324 \cdot (10746 - 1857) = 1{,}2 \quad МВт$$

$$Q_{здт2} = 324 \cdot (10746 - 5682) = 0{,}63 \quad МВт$$

$$Q_{здт2} = 324 \cdot (10746 - 9707) = 0{,}13 \quad МВт$$

По трем значениям $Q_{здт2}$ и $t_{дт2}$ строим прямую 1 (рисунок 2.5).

б) Для тех же трех значений $t_{здт2}$ решаем уравнение теплопередачи.

Поверхность нагрева дымогарных труб определяем по формуле:

$$H_{дт1} = \pi \cdot d_0 \cdot L_1 \cdot n_1 = 3{,}14 \cdot 0{,}036 \cdot 1{,}9 \cdot 70 = 15{,}03\ м^2.$$

Среднюю логарифмическую разность температур находим по графику [4] для трех значений температуры $t_{дт2}$:

$$\Delta t_н = t_{зпк} - t_н = 550 - 95 = 455\ ^0C.$$

Конечная разность температур принимает три значения:

$$\Delta t_k = 100 - 95 = 5^0C$$

$$\Delta t_k = 300 - 95 = 205^0C$$

$$\Delta t_k = 500 - 95 = 405^0C$$

Отсюда отношения равны:

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{455}{5} = 91$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{455}{205} = 2{,}22$$

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{455}{405} = 1{,}12$$

Для этих значений $\frac{\Delta t_к}{\Delta t_н}$ и $\Delta t_н$ находим по графику [4]:

$$\Delta t_{ср} = 172^0C$$

$$\Delta t_{ср} = 252^0C$$

$$\Delta t_{ср} = 372^0C$$

Величину коэффициента теплопередачи определяем по выражению:

$$K_{дт2} = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon\alpha_1}, \qquad (2.59)$$

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_c + \alpha_л. \qquad (2.60)$$

В пределах температурного интервала интерполяции (200°) можем считать, что значения $K_{дт2}$ незначительно отклоняются от среднего значения. Поэтому

приближенно считаем $K_{дт2}$ одинаковой для всех трех случаев и определяем ее по среднему значению температуры.

Для определения величины α_c по номограмме [4], надо знать внутренний диаметр трубы:

$$d_0 = 0{,}036\ м,$$

среднюю температуру газов:

$$t_{газ}^{ср} = \frac{t_{зпк} + t_{дт2}}{2} = \frac{550 + 300}{2} = 425\ \ ^0C,$$

среднюю скорость газов в дымогарных трубах:

$$W = \frac{B_p V_г}{3600 \cdot f_{дт2}} \cdot (\frac{T_{ср}^{газ}}{273} + 1) = \frac{324 \cdot 13{,}645}{3600 \cdot 0{,}07} \cdot \left(\frac{425}{273} + 1\right) = 17\ м/с,$$

где $f_{дт2}$ - площадь сечения дымогарных трубок:

$$f_{дт2} = n_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^{\ 2}}{4} = 70 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}036^2 = 0{,}07\ м^2;,$$

Затем $P_{CO_2} = 0{,}127\ МПа$,

$P_{H_2O} = 0{,}071\ МПа$,

длину трубы :

$$L_2 = 2{,}2 м,$$

и соотношение:

$$\frac{L_1}{d_0} = 61,$$

По номограмме [4]:

$$a_c = C_ф \cdot C_1 \cdot a_н = 0{,}9 \cdot 1 \cdot 18 = 16{,}2 \quad кДж/м^2 \cdot час \cdot ^\circ C.$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием равен:

$$\alpha_л = \alpha_{лCO2} + \alpha_{лH_2O},$$

$$a_л = 4{,}8 + 7{,}2 = 12 кДж/м^2 \cdot час \cdot ^0 C.$$

Находим эти величины по номограммам [4]. Чтобы найти $\alpha_{лCO2}$ и $\alpha_{лH_2O}$ этим номограммам, надо знать:

$$t_{ст} = t_н = 95\ ^0C;$$
$$t_{ср}^{газ} = 425\ ^0\ C.$$

толщину газового слоя:

$$S = d_0 = 0{,}036 \text{ м},$$

парциальные деления вычислены в расчете огневой камеры:

$$P_{CO_2} = 0{,}127 \text{ МПа},$$

$$P_{H_2O} = 0{,}071 \text{ МПа}.$$

Отсюда произведения:

$$P_{CO_2} \cdot S = 0{,}127 \cdot 0{,}036 = 0{,}0045 \text{ МПа},$$

$$P_{H_2O} \cdot S = 0{,}071 \cdot 0{,}036 = 0{,}0025 \text{ МПа}.$$

По номограмме [4]:

$$a_{лCO_2} = 4{,}8 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{час} \cdot {}^0C.$$

По номограмме [4]:

$$a_{лH2O} = 7{,}2 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{час} \cdot {}^0C.$$

Тогда:

$$a_1 = w \cdot a_c + a_л = 1 \cdot 16{,}2 + 12 = 28{,}2 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{час} \cdot {}^0C$$

$$K_{дт2} = \frac{a_1}{1 + \varepsilon \cdot a_1} = \frac{28{,}2}{1 + 0{,}003 \cdot 28{,}2} = 26 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{час} \cdot {}^0C$$

Поставляем найденные величины в уравнение (2.58):

$$Q_{дт2} = 26 \cdot 15{,}03 \cdot 172 = 0{,}067 \quad \text{МВт},$$

$$Q_{дт2} = 26 \cdot 15{,}03 \cdot 252 = 0{,}098 \quad \text{МВт},$$

$$Q_{дт2} = 26 \cdot 15{,}03 \cdot 372 = 0{,}145 \quad \text{МВт}.$$

По этим значениям $Q_{дт2}$ и принятым ранее значениям $t_{дт2}$ строим кривую 2 (см. рисунок 2.5).

Пересечение кривых 1 и 2 дает нам ответ:

$Q^2_{дт} = 0{,}15$ МВт;

$t^2_{дт} = 495 \ {}^0C$.

Полезная теплота, переданная воде через поверхность нагрева дымогарных труб, находим из выражения (2.42):

$$Q^{пол}_{дт} = Q^2_{дт} - B_p \cdot q_5 \cdot \frac{Q^p_н}{100} = 0{,}15 - 0{,}09 \cdot 0{,}00054 \cdot \frac{35653}{100} = 0{,}14 \text{ МВт}.$$

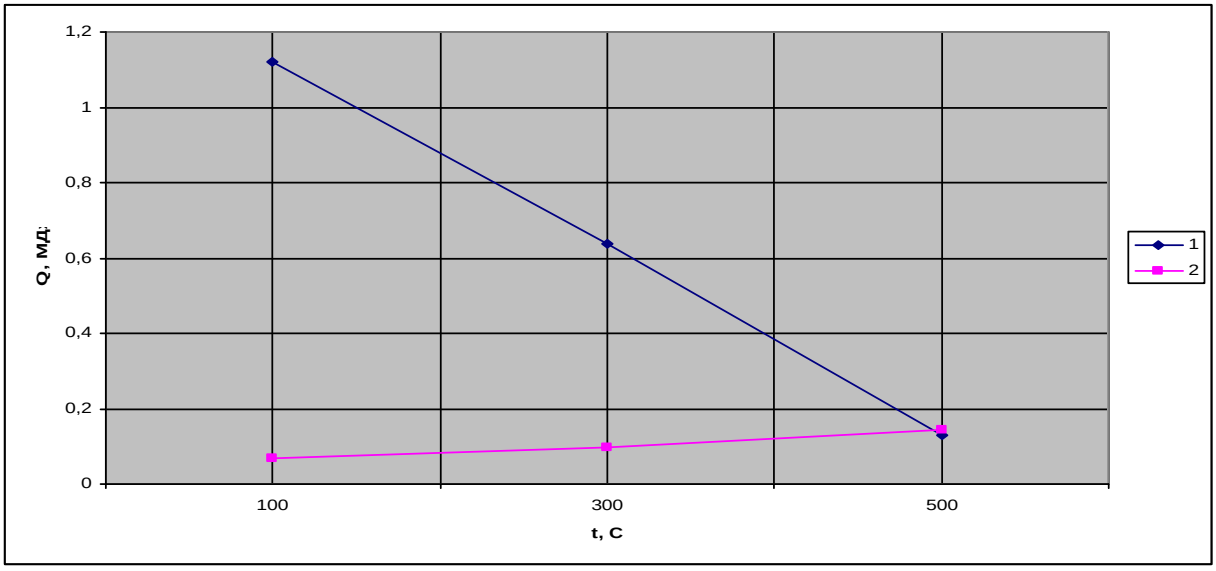

Рисунок 2.5 - Q – t диаграмма

2.2.9 Проверка теплового расчета котлоагрегата

Тепловой расчет котельного агрегата проверяется по невязке теплового баланса. При отсутствии пароперегревателя и воздухоподогревателя невязка есть:

$$\Delta Q = Q_H^P \cdot \eta_{TT} - \left(Q_л + Q_{ок} + Q_{дт}^1 + Q_{пк} + Q_{дт}^2\right) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right). \qquad (2.61)$$

При правильном выполнении расчета величина невязки не превышает 0,5%, т.е.

$$\frac{\Delta Q}{Q_H^P} \le 0,005,$$

Если величина невязки превышает данное отклонение, то следует уточнить тепловой расчет всех поверхностей теплогенератора:

$$\Delta Q = 35653 \cdot 0,95 - (13943 + 2900 + 7200 + 2200 + 1500) \cdot 1 = 170 \quad кДж/м^3,$$

$$\frac{\Delta Q}{Q_н^p} = \frac{170}{35653} = 0,004 \le 0,005.$$

2.3 Аэродинамический расчет водогрейного котла КСВ-3.0

Для сжигания одного кубометра газообразного топлива требуется подавать в топку значительное по объему количество воздуха. В результате сгорания образуется количество газа, по весу почти равное весу топлива и воздуха, а по

объему значительно больше их. Следовательно, для поддержания в топке необходимой напряженности горения надо обеспечить поступление в топку в каждую единицу времени значительного количества воздуха и одновременный отвод через газоходы котла в дымовую трубу образующегося в топке большого количества газообразных продуктов сгорания топлива.

Если необходимые поступление воздуха и отвод газов не будут обеспечены, то топливо не будет сгорать в достаточном количестве и теплопроизводительность котла снизится.

При движении газов внутри котла возникает сопротивление трения. Кроме того, в отдельных местах газоходов могут возникнуть дополнительные сопротивления, вызванные какими-либо препятствиями движению газов (повороты, изменение площади прохода и т. д.). Эти дополнительные сопротивления называются местными. Чтобы газы могли двигаться по газоходам с необходимой скоростью, и воздух мог поступать в топку, нужно иметь разность давлений, которая могла бы преодолеть все сопротивления, возникающие при движении газов от топки до устья дымовой трубы.

Разность давлений, при которой возникает разрежение (понижение давления) в газоходах, называется тягой. Кроме того, необходимую для движения газов и воздуха разность давлений можно обеспечить, создавая напор перед топкой и газоходами. Этот напор создается дутьем. Устройства, обеспечивающие разность давлений, называются тягодутьевыми устройствами.

Для поступления воздуха и отвода газов в нужном количестве необходимо, чтобы существовало условие:

$$h = \sum h_{сопр}\,, \qquad (2.62)$$

где h - величина тяги или напора дутья или сумма того и другого, если они применяются одновременно;

$\sum h_{сопр}$ - сумма сопротивлений, возникающих при движении газов в газоходах, мм вод. ст.,

Из этого выражения следует, что определение необходимой величины тяги или напора сводится к расчету сопротивлений, возникающих в газоходах при движении по ним газов. Если вычислена сумма сопротивлений, можно выяснить, какие тягодутьевые устройства необходимы для их преодоления. Расчет сопротивлений называют аэродинамическим расчетом.

Сумма сопротивлений складывается из сопротивлений элементов котельного агрегата, последовательно расположенных по ходу газов:

$$\sum h_{сопр} = h_{топ} + h_{ок} + h_{дт} + h_{пк} + h_{дт}, \quad (2.63)$$

где $h_{топ}$ - сопротивление топки, в которое входит сопротивление воздухоподводящих каналов и фронта топки при камерном сжигании топлива, Па;

$h_{ок}$ – сопротивление огневой камеры, Па;

$h_{дт}$ – сопротивление дымогарных труб, Па;

$h_{пк}$ – сопротивление поворотной камеры, Па;

$h_{дт}$ – сопротивление дымогарных труб, Па;

$h_{тр}$ - сопротивление дымоходов и дымовой трубы, Па;

В огнетрубных котлах учитываются сопротивления одной жаровой трубы, одной огневой камеры и одной дымогарной трубы. Остальные жаровые и дымогарные трубы и огневые камеры являются параллельными газоходами и при расчете не учитываются.

Сказанное относится к расчету величины тяги или напора. Площадь поперечного сечения дымовой трубы, необходимая для удаления газов, и производительность вентиляторов должны рассчитываться на полное количество образующихся в котле газов.

При сжигании газа сопротивление топки (фронта и воздухоподводящих устройств) может принимать различные значения в зависимости от теплового напряжения топочного объема и скорости воздуха в воздухо-направляющих устройствах. Сопротивление топки зависит главным образом от скорости подводимого через фронт воздуха. Увеличение этой скорости улучшает перемешивание частиц топлива с воздухом, что важно для высокофорсированных котлов, работающих с большими напряжениями топочного объема.

В огнетрубных котлах газы движутся внутри труб параллельно их оси (дымогарные и жаровые трубы, огневые камеры).

Для движения газов внутри трубы в условиях теплообмена:

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l \cdot W^2}{d \cdot 2 \cdot g} \cdot \gamma_{газ} \cdot \left(\frac{T_{газ}}{T_{ст}} \right)^{0,583}, \qquad (2.64)$$

где $h_{тр}$ - сопротивление трения при течении газов внутри трубы, мм вод. ст.;

λ - коэффициент трения;

l - длина трубы, м;

d - внутренний диаметр трубы, м;

W - средняя скорость газов, м/с;

$\gamma_{газ}$ - удельный вес газов при средней их температуре, кг/м^3;

$g = 9,81$ м/с^2 – ускорение силы тяжести;

$T_{газ}$ - средняя абсолютная температура газов, К;

$T_{ст}$ - температура стенки, К .

Коэффициент трения λ зависит от скорости, вязкости и плотности газа, а также от диаметра трубы. Его величина определена опытами, на основании которых получены приведенные выше выражения. Для приближенных расчетов можно принимать $\lambda = 0,03$;

$$\gamma_{газ} = \gamma_{ог} \cdot \frac{273}{273 + t_{газ}}, \qquad (2.65)$$

где $t_{газ}$ - средняя температура газов, ^0C;

Принимаем $\gamma_{ог} = 1,34$ $кг/м^3$, для среднего состава газов.

Местные сопротивления вызываются внезапным изменением направления потока (поворотами) и изменением живого сечения потока (сужением или расширением). Все местные сопротивления определяются по выражению

$$h_{мс} = \sum \zeta \cdot \frac{W^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma_г, \qquad (2.66)$$

где $h_{мс}$ - величина местного сопротивления (потеря напора), мм вод. ст., остальные обозначения такие же, как в выражении выше.

$\sum \xi_i$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений в огневой камере;

ζ - коэффициент местных сопротивлений (таблица 2.6), учитывает местные сопротивления участков газохода: повороты потока, сужения, расширения итд.

Таблица 2.6 Коэффициент местных сопротивлений при разных углах поворота

Поворот потока на:	ζ
45°	0,5
90°	1
135°	0,5
180°	2

При внезапном расширении коэффициент местного сопротивления определяется по формуле:

$$\xi_{расш}^{вн} = \left(\frac{F_б}{F_м} - 1 \right)^2, \qquad (2.67)$$

где $F_б$ и $F_м$ ($м^2$) – большая и меньшая площади поперечных сечений участка расширения.

При внезапном сужении:

$$\xi_{суж}^{вн} = 0{,}51 \cdot \left(1 - \frac{F_м}{F_б} \right)^{\frac{3}{4}}. \qquad (2.68)$$

2.3.1 Расчет аэродинамических сопротивлений котлоагрегата

2.3.1.1 Расчет сопротивлений в топке

Расчет сопротивлений в топке производится по формуле:

$$h_m = \lambda \cdot \frac{l_m \cdot W^2}{d_m \cdot 2 \cdot g} \gamma_{газ} \cdot \left(\frac{T_{газ}}{T_{ст}} \right)^{0,583}, \quad (2.69)$$

где h_m - сопротивление трения при течении газов внутри топки, *мм вод. ст.*;

λ - коэффициент трения, 0,03;

l_m - длина топки, 4,5 м;

d_m - внутренний диаметр топки, 0,23 м;

W - средняя скорость газов, 3,2 м/с;

$\gamma_{газ}$ - удельный вес газов при средней их температуре, $кг/м^3$;

$$\gamma_{газ} = \gamma_{ог} \cdot \frac{273}{273 + t_{газ}}$$

где $t_{газ}$ - средняя температура газов, 1210 ^0C;

Принимаем $\gamma_{ог} = 1,34$ $кг/м^3$, для среднего состава газов;

$$\gamma_{газ} = 1,34 \cdot \frac{273}{273 + 1210} = 0,25 \frac{кг}{м^3},$$

$g = 9,81$ $м/с^2$ – ускорение силы тяжести;

$T_{газ}$ - средняя абсолютная температура газов, 1483К;

$T_{ст}$ - температура стенки, 388 К.

$$h_m = 0,03 \cdot \frac{4,5 \cdot 3,2^2}{0,23^2 \cdot 2 \cdot 9,81} \cdot 0,25 \cdot \left(\frac{1483}{388} \right)^{0,583} = 0,728 \quad Па.$$

2.3.1.2 Расчет сопротивлений в огневой камере

Местное сопротивление огневой камеры определяется по формуле (2.66):

$$h_{мс} = \sum \zeta \cdot \frac{W^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma_г$$

где $h_{мс}$ - величина местного сопротивления (потеря напора) в огневой камере, *мм вод. ст.*;

W - средняя скорость газов, 3,2м/с;

$\gamma_{газ}$ - удельный вес газов при средней их температуре, $кг/м^3$;

$$\gamma_{газ} = \gamma_{ог} \cdot \frac{273}{273 + t_{газ}},$$

где $t_{газ}$ - средняя температура газов за топкой, $1180\,^0C$;

$$\gamma_{газ} = 1{,}34 \cdot \frac{273}{273 + 1180} = 0{,}25 \frac{кг}{м^3},$$

$\sum \xi_i$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений в огневой камере:

$$\sum \xi = 2 \cdot \xi_{90} + \xi_{РАСШ}^{ВН} + \xi_{СУЖ}, \qquad (2.70)$$

ξ - коэффициенты местных сопротивлений (таблица 2.6), учитывают местные сопротивления участков газохода: повороты потока, сужения, расширения и т.д.

Внезапное расширение считается по формуле (2.67):

$$\xi_{расш}^{вн} = \left(\frac{F_б}{F_м} - 1 \right)^2$$

где $F_б$ и $F_м$ ($м^2$) – большая и меньшая площади поперечных сечений участка расширения.

$$F_Б = L \cdot D_б, \qquad (2.71)$$

где L – ширина огневой камеры, 0,64 м ;

$D_б$ – диаметр огневой камеры, 1,76м;

$$F_Б = 0{,}64 \cdot 1{,}76 = 1{,}13 \ \ м^2;$$

$$F_М = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \qquad (2.72)$$

где d – диаметр топки, 0,23 м;

$$F_м = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}23^2}{4} = 0{,}42 \quad м^2;$$

$$\xi_{расш}^{вн} = \left(\frac{1{,}13}{0{,}42} - 1 \right) = 2{,}8,$$

Внезапное сужение считается по формуле (2.68):

$$\xi_{суж}^{вн} = 0{,}51 \cdot \left(1 - \frac{F_м}{F_б} \right)^{\frac{3}{4}}$$

где $F_б$ и $F_м$ ($м^2$) – большая и меньшая площади поперечных сечений участка сужения.

$$F_Б = L \cdot D_б,$$

где L – ширина огневой камеры, 0,64 м;

$D_б$ – диаметр огневой камеры, 1,76 м;

$$F_Б = 0,64 \cdot 1,76 = 1,13 \ м^2;$$

$$F_м = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_1,$$

где d - диаметр дымогарной трубки, 0,036 м;

n_1 - количество дымогарных трубок, 85;

$$F_м = \frac{3,14 \cdot 0,036^2}{4} \cdot 85 = 0,08 \quad м^2,$$

$$\xi_{суж}^{вн} = 0,51 \cdot \left(1 - \frac{0,08}{1,13}\right)^{3/4} = 0,48,$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в огневой камере:

$$\sum \xi = 2 \cdot 1 + 2,8 + 0,48 = 5,$$

Местное сопротивление огневой камеры:

$$h_{мс} = 5 \cdot \frac{3,2^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,25 = 6 \quad Па$$

2.3.1.3 Расчет сопротивления в дымогарных трубках на участке от огневой до поворотной камеры

Расчет сопротивления в дымогарных трубках на участке от огневой до поворотной камеры рассчитывается по формуле:

$$h_{дт} = \lambda \cdot \frac{l_{дт} \cdot W^2}{d_{дт} \cdot 2 \cdot g} \gamma_{газ} \cdot \left(\frac{T_{газ}}{T_{ст}}\right)^{0,583}, \qquad (2.73)$$

где $h_{дт}$ - сопротивление трения при течении газов внутри дымогарных трубок, $мм\ вод.ст.$;

λ - коэффициент трения, 0,03;

$l_{дт}$ - длина дымогарных трубок, 1,9м;

$d_{дт}$ - диаметр дымогарных трубок, 0,036 м;

W - средняя скорость газов, м/с;

$\gamma_{газ}$ - удельный вес газов при средней их температуре, $кг/м^3$;

$$\gamma_{газ} = \gamma_{ог} \cdot \frac{273}{273 + t_{газ}}$$

где $t_{газ}$ - средняя температура газов, 975 ^0C;

$$\gamma_{газ} = 1{,}34 \cdot \frac{273}{273 + 975} = 0{,}3 \frac{кг}{м^3},$$

$g = 9{,}81$ $м/с^2$ – ускорение силы тяжести;

$T_{газ}$ - средняя абсолютная температура газов, 1256 К;

$T_{ст}$ - температура стенки, 388 К.

$$h_{дт} = 0{,}03 \cdot \frac{1{,}9 \cdot 22^2}{0{,}036 \cdot 2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}3 \cdot \left(\frac{1256}{388} \right)^{0{,}583} = 82 \quad Па.$$

2.3.1.4 Расчет сопротивлений в поворотной камере

Местное сопротивление поворотной камеры определяется по формуле (2.66):

$$h_{мс} = \sum \zeta \cdot \frac{W^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma_г$$

где $h_{мс}$ - величина местного сопротивления (потеря напора) в поворотной камере, *мм вод. ст.*

W - средняя скорость газов, м/с;

$\gamma_{газ}$ - удельный вес газов при средней их температуре, $кг/м^3$;

$$\gamma_{газ} = \gamma_{ог} \cdot \frac{273}{273 + t_{газ}},$$

где $t_{газ}$ - средняя температура газов, 580 ^0C;

Принимаем $\gamma_{ог} = 1{,}34$ $кг/м^3$, для среднего состава газов:

$$\gamma_{газ} = 1{,}34 \cdot \frac{273}{273 + 580} = 0{,}4 \frac{кг}{м^3}$$

$\sum \xi_i$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений в поворотной камере;

$$\sum \xi = 2 \cdot \xi_{90} + \xi_{РАСШ}^{ВН} + \xi_{СУЖ};$$

ζ - коэффициенты местных сопротивлений (таблица 2.6), учитывают местные сопротивления участков газохода: повороты потока, сужения, расширения и т.д.

$$\xi_{РАСШ}^{ВН} = \left(\frac{F_Б}{F_М} - 1 \right)^2;$$

где $F_б$ и $F_м$ ($м^2$) – большая и меньшая площади поперечных сечений участка расширения:

$$F_Б = L \cdot D_б,$$

где L – ширина поворотной камеры, 0,5 м;

$D_б$ – диаметр поворотной камеры, 2,16 м;

$$F_Б = 0,5 \cdot 2,16 = 1,08 \ м^2;$$

$$F_М = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_1,$$

где d – диаметр одной дымогарной трубы, 0,036 м;

n_1 - количество дымогарных трубок, 85;

$$F_м = \frac{3,14 \cdot 0,036^2}{4} \cdot 85 = 0,08 \quad м^2;$$

$$\xi_{расш}^{вн} = \left(\frac{1,08}{0,08} - 1 \right) = 3,4$$

Внезапное сужение:

$$\xi_{СУЖ}^{ВН} = 0,51 \cdot \left(1 - \frac{F_М}{F_Б} \right)^{3/4};$$

где $F_б$ и $F_м$ ($м^2$) – большая и меньшая площади поперечных сечений участка сужения:

$$F_Б = L \cdot D_б,$$

где L – ширина поворотной камеры, 0,5 м;

$D_б$ – диаметр поворотной камеры, 2,16 м;

$$F_Б = 0,5 \cdot 2,16 = 1,08 \ м^2;$$

$$F_M = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_1,$$

где d – диаметр одной дымогарной трубы, 0,036 м;

n_1 - количество дымогарных трубок, 65;

$$F_м = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}036^2}{4} \cdot 65 = 0{,}06 \quad м^2$$

$$\xi_{суж}^{вн} = 0{,}51 \cdot \left(1 - \frac{0{,}06}{1{,}08}\right)^{3/4} = 0{,}5$$

$$\sum \xi = 2 \cdot 1 + 3{,}4 + 0{,}5 = 6$$

$$h_{мс} = 6 \cdot \frac{15^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}4 = 43 \quad Па$$

2.3.1.5 Расчет сопротивления в дымогарных трубках на участке от поворотной камеры до газового коллектора

Рассчитаем сопротивление в дымогарных трубках по формуле (2.73):

$$h_{дт} = \lambda \cdot \frac{l_{дт} \cdot W^2}{d_{дт} \cdot 2 \cdot g} \gamma_{газ} \cdot \left(\frac{T_{газ}}{T_{ст}}\right)^{0{,}583},$$

где $h_{дт}$ - сопротивление трения при течении газов внутри дымогарных трубок, $мм\ вод.ст.$;

λ - коэффициент трения, 0,03;

$l_{дт}$ - длина дымогарных трубок, 2,2 м;

$d_{дт}$ - диаметр дымогарных трубок, 0,036 м;

W - средняя скорость газов, м/с;

$\gamma_{газ}$ - удельный вес газов при средней их температуре, $кг/м^3$;

$$\gamma_{газ} = \gamma_{ог} \frac{273}{273 + t_{газ}},$$

где $t_{газ}$ - средняя температура газов, 425 ^0C;

$$\gamma_{газ} = 1{,}34 \cdot \frac{273}{273 + 425} = 0{,}53 \frac{кг}{м^3},$$

$g = 9{,}81$ $м/с^2$ – ускорение силы тяжести;

$T_{газ}$ - средняя абсолютная температура газов 698, К;

$T_{ст}$ - температура стенки, 388 К.

$$h_{дт} = 0{,}03 \cdot \frac{2{,}2 \cdot 17^2}{0{,}036 \cdot 2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}3 \cdot \left(\frac{698}{388}\right)^{0{,}583} = 85 \quad Па.$$

2.3.2 Методика расчета аэродинамического сопротивления дымовой трубы

Аэродинамическое сопротивление конических кирпичных и железобетонных труб есть сумма сопротивления трения прямой конической части и местного сопротивления устья из-за изменения сечения потока газов в момент выхода его в атмосферу:

$$h_{ДТ} = h_{ТР} + h_{вых}, \tag{2.74}$$

причем сопротивление трения есть

$$h_{ТР} = \frac{0{,}004}{i} \cdot \frac{\rho_г \cdot \omega_{вых}^2}{2}, \tag{2.75}$$

где i = 0,02 – средний уклон внутренней части трубы,

$\rho_г = \rho_{ух}$, кг/м^3 – плотность газов за конвективным пучком, приближенно:

$$\rho_г = 1{,}3 \cdot \frac{273}{273 + t_{ух}}, \tag{2.76}$$

$\omega_{вых}$ – скорость выхода газов через устье трубы, м/с;

Местное сопротивление:

$$h_{вых} = \xi \cdot \frac{\rho_г \cdot \omega_{вых}^2}{2}, \tag{2.77}$$

где $\xi = 1{,}1$ - коэффициент местного сопротивления устья трубы.

Рассчитываем сопротивление, приняв диаметр устья трубы из рекомендуемого ряда значений и уточнив скорость выхода газов из устья трубы:

$$\omega_{вых} = \frac{V_Д}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{вых}^2}, \tag{2.78}$$

Самотяга дымовой трубы определяется по формуле:

$$h_c = H \cdot g \cdot (1{,}21 - \rho_{ух}), \quad (2.79)$$

где H, м – рассчитанная геометрическая высота трубы,

1,21, кг/м^3 – плотность воздуха при 20 ^{o}С,

$\rho_{ух}$, кг/м^3 – плотность дымовых при температуре уходящих газов.

2.3.2.1 Расчет аэродинамического сопротивления дымовой трубы

Дымовые газы от котлов отводятся по отдельным газоходам в дымовую трубу высотой 30 м диаметром 530×6 мм. Дымовые трубы котельной отдельностоящие самонесущие в обечайке. Газоотводящие стволы оборудованы конденсатоотводчиками и смотровыми люками.

Сопротивление трения находится по формуле (2.75):

$$h_{тр} = \frac{0{,}004}{0{,}02} \cdot \frac{0{,}85 \cdot 9^2}{2} = 6 \quad Па$$

где i = 0,02 – средний уклон внутренней части трубы;

$\omega_{вых}$ – скорость выхода газов через устье трубы, м/с;

$\rho_г = \rho_{ух}$ – плотность газов за конвективным пучком, приближенно, кг/м^3;

$t_{ух}$ - температура уходящих газов, 144 ^{0}С;

$$\rho_г = 1{,}3 \cdot \frac{273}{273 + 144} = 0{,}85 \frac{кг}{м^3}$$

$\omega_{вых}$ – скорость выхода газов через устье трубы, м/с, находится по формуле (2.78):

$$\omega_{вых} = \frac{V_Д}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{вых}^2}$$

где $V_Д$ - расход газов одного котла после конвективного пучка, м^3/с. Этот расход определяют по результатам теплового расчета котла:

$$V_{ДЫМ} = B_P \cdot (V_{КП} + \Delta\alpha_{КП} \cdot V_B^o) \cdot \frac{273 + t_{ух}}{273}, \quad (2.80)$$

$$V_{ДЫМ} = 0{,}09 \cdot (13 + 0{,}1 \cdot 9) \cdot \frac{273 + 144}{273} = 2 \quad \frac{м^3}{с}$$

где B_P - расчетный расход топлива, 0,09 м^3/сек;

$V_{КП}$ - объем газов в конвективном пучке, 13 м^3/кг;

$\Delta\alpha_{КП}$ - присосы воздуха в конвективном пучке, 0,1;

V_B^o - теоретический объем воздуха, 9 м^3/кг;

$d_{вых}$ - диаметр устья трубы, 0,53 м;

$$\omega_{вых} = \frac{2}{\frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}53^2} = 9 \quad \frac{м}{с}$$

$$h_{вых} = \xi \cdot \frac{\rho_г \cdot \omega_{вых}^2}{2}, \qquad (2.81)$$

где $\xi = 1{,}1$ - коэффициент местного сопротивления устья трубы;

$$h_{вых} = 1{,}1 \cdot \frac{0{,}85 \cdot 9^2}{2} = 38 \quad Па$$

Самотяга дымовой трубы определяется по формуле (2.79):

$$h_c = H \cdot g \cdot (1{,}21 - \rho_{ух})$$

где Н – высота трубы, 30 м;

g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с^2;

1,21, кг/м^3 – плотность воздуха при 20 ^{o}С;

$\rho_{ух}$ – плотность дымовых газов при температуре уходящих газов, 0,84 кг/м^3;

$$h_c = 30 \cdot 9{,}81 \cdot (1{,}21 - 0{,}84) = 108 \quad Па$$

Аэродинамическое сопротивление трубы:

$$h_{ДТ} = h_{ТР} + h_{вых}, \qquad (2.82)$$

$$h_{ДТ} = 6 + 38 = 44 \quad Па$$

Сумма сопротивлений

$$\sum h_{сопр} = h_{топ} + h_{ок} + h_{дт} + h_{пк} + h_{дт}, \qquad (2.83)$$

где $h_{топ}$ – сопротивление топки, 0,728 Па;

$h_{ок}$ – сопротивление огневой камеры, 6 Па;

$h_{дт}$ – сопротивление дымогарных труб, 82 Па;

$h_{пк}$ – сопротивление поворотной камеры, 43 Па;

$h_{дт}$ – сопротивление дымогарных труб, 85 Па;

$$\sum h_{сопр} = 0{,}728 + 6 + 82 + 43 + 85 = 217 \quad Па$$

$$\sum h_{сопр} - h_c = 109 \quad Па$$

2.3.3 Выбор дутьевого вентилятора

Для выбора дутьевого вентилятора необходимо знать приведенное сопротивление воздушного тракта и приведенный расход холодного воздуха.

Приведённая производительность вентилятора:

$$V_{ПРИВ}^{ВЕН} = \beta_1 \cdot V_{Х.В.}, \tag{2.84}$$

$$V_{ПРИВ}^{ВЕН} = 1{,}1 \cdot 0{,}87 = 0{,}96 \quad \frac{м^3}{с},$$

где $\beta_1 = 1{,}1$ - коэффициент запаса.

Расход холодного воздуха:

$$V_{Х.В.} = B_Р \cdot V_В^О \cdot (\alpha_Т - \Delta\alpha_Т + \Delta\alpha_{ВОЗД}) \cdot \frac{t_{Х.В.} + 273}{273}, \tag{2.85}$$

$$V_{Х.В.} = 0{,}09 \cdot 9 \cdot (1{,}3 - 0{,}1 + 0{,}1) \cdot \frac{45 + 273}{273} = 0{,}87 \quad \frac{м^3}{с},$$

где $\Delta\alpha_Т = 0{,}1$ - присос воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{ВОЗД} = 0{,}1$ - присос воздуха в воздуховод.

Приведённое сопротивление:

$$\Delta h_{ПРИВ}^{ВЕН} = \frac{N_{ВЕН} \cdot \eta_{ВЕН}}{\beta_3 \cdot V_{ПРИВ}^{ВЕН}}, \tag{2.86}$$

$$\Delta h_{ПРИВ}^{ВЕН} = \frac{750 \cdot 0{,}95}{1{,}1 \cdot 0{,}96} = 674{,}7 \quad Па.$$