

УДК 62-932.2

EDN UXNORM

А.Г. Воеводин, А. Кориши, С.Н. Хрунков
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ
ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТЬЮ 750 КВТ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
 Нижний Новгород, Россия

Рассмотрены методики конструктивного, гидравлического, теплового и прочностного расчета подогревателя, предназначенного для подогрева углеводородной газожидкостной смеси Астраханского месторождения для обеспечения незамерзания в процессе технологических операций. Объект исследования – теплообменный аппарат, состоящий из общего корпуса, расширительного бака промежуточного теплоносителя (воды или этиленгликоля), инжекционной газовой горелки и дымовой трубы естественной тяги. Подогреваемый газожидкостный конденсат обогревается в рекуперативном теплообменнике промежуточным теплоносителем (вода, этиленгликоль), который нагревается в жаротрубном топливном котле. Котел и рекуператор объединены в общую конструкцию; топливом является природный газ. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании аналогичных аппаратов.

Ключевые слова: газовые котлы, теплообменные аппараты, теплоносители, инжекционная газовая горелка, тепловой расчет.

Объектом исследования является теплообменный аппарат, состоящий из общего корпуса, включающего газотрубный водогрейный котел с П-образной жаровой трубой и рекуперативный подогреватель газожидкостной смеси (ГЖС), расширительного бака промежуточного теплоносителя (воды или этиленгликоля), инжекционной газовой горелки и дымовой трубы естественной тяги. Подогреватель предназначен для подогрева углеводородной газожидкостной смеси, содержащей: сероводород (H_2S) – 26 % мольных; углекислый газ (CO_2) – 14 % мольных; метан (CH_4) – 55 % мольных; этан C_2H_6 – 5 % мольных; конденсат (легкие жидкие фракции углеводородов с плотностью 800 кг/м^3); основные параметры отражены в табл. 1. Подогрев ГЖС, поступающей из устья скважин газоконденсатного месторождения Астраханской области, производится с целью исключения образования гидратов при дросселировании до необходимого давления и температуры транспортирования для дальнейшей переработки.

Таблица 1.
Основные параметры подогревателя газа

Наименование параметра, единица измерения	Значение
Производительность по ГЖС, кг/час (кг/с):	
• общая (G_0)	34000 (9,4)
• по газу (G_r)	26000 (7,2)
• по жидкой фазе ($G_{ж}$)	8000 (2,2)
Расчетная тепловая мощность (N), МВт	0,75
Коэффициент кинематической вязкости (m^2/c)	
• по газу (ν_r)	0,00002
• по жидкой фазе ($\nu_{ж}$)	0,00003
Объемный расход топливного газа ($G_{тр}$), $nm^3/час$ (nm^3/c)	100 (0,028)
Давление, МПа	
• трубопровод нагрева ГЖС	12
• трубопровод топливного газа на входе в подогреватель	0,6

Окончание табл. 1.
Основные параметры подогревателя газа

Наименование параметра, единица измерения	Значение
Температура, °С	
• ГЖС на входе	50
• ГЖС на выходе	75
• промежуточный теплоноситель ($T_{пр}$)	95

Цель разработки подогревателя – техническое перевооружение газовой отрасли с целью улучшения эксплуатационных характеристик изделия, применение при обустройстве вновь строящихся скважин, а также при реконструкции имеющихся. Подогреватель предназначен для эксплуатации на открытой площадке в условиях умеренного климатического района с температурой воздуха наиболее холодной пятидневки не ниже -21 °С и абсолютной минимальной температурой воздуха не ниже -36 °С. Технологический процесс нагрева ГЖС должен осуществляться следующим образом. Очищенный природный газ (далее – газ), поступающая из промышленной сети по трубопроводу топливного газа, после фильтрации и редуцирования подается на горелку и сжигается в топке подогревателя. Продукты сгорания отдают тепло промежуточному теплоносителю, охлаждаются при помощи дымовой трубы и выводятся из топки подогревателя в атмосферу.

ГЖС из скважины, при давлении 12 МПа ($P_{см}$), поступает во входной коллектор, далее – в теплообменные элементы подогревателя, где нагревается от промежуточного теплоносителя от 50 до 75 °С ($T_{ср} = 63$ °С) и выходит из выходного коллектора подогревателя. Внешний вид прототипа изделия приведен на рис. 1.



Рис. 1. Внешний вид прототипа подогревателя ГЖС

Внешний вид проектируемого подогревателя ГЖС приведен на рис. 2 (без горелочного устройства и дымовой трубы). Продольный разрез подогревателя (с нумерацией змеевиков) приведен на рис. 3, поперечный – на рис. 4.

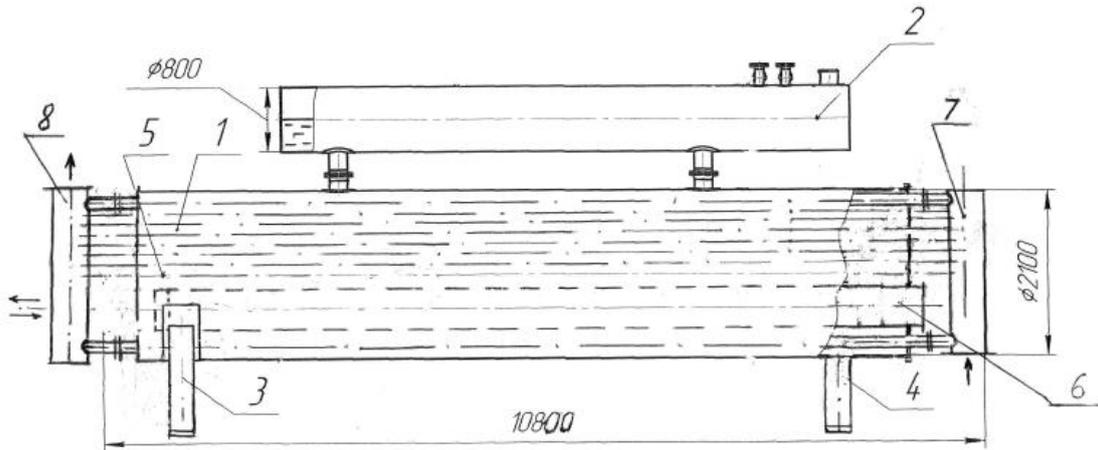


Рис. 2. Внешний вид проектируемого подогревателя ГЖС

1 – корпус; 2 – бак расширительный; 3,4 – опоры; 5 – теплообменный элемент подогрева ГЖС; труба жаровая (топка); входной коллектор ГЖС; 8 – выходной коллектор

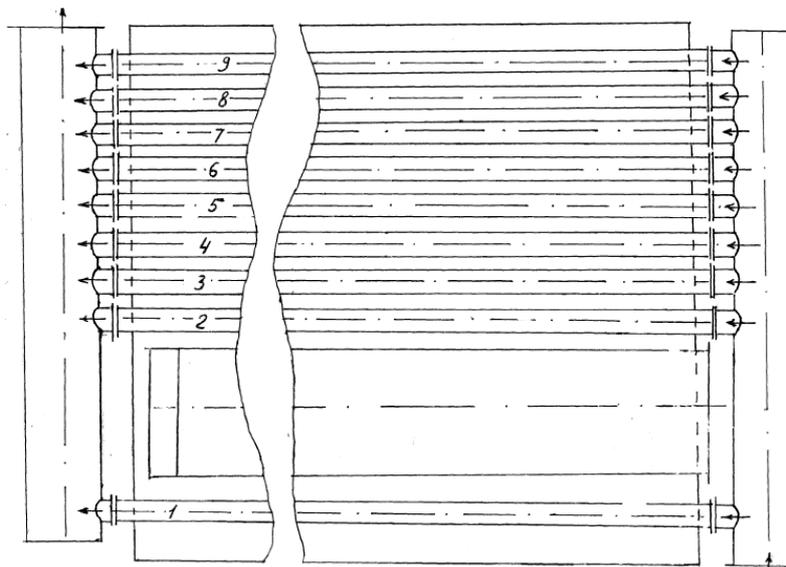


Рис. 3. Продольный разрез подогревателя с нумерацией теплообменных элементов

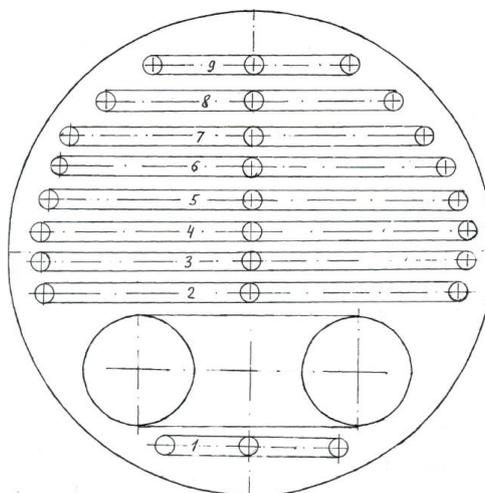


Рис. 4. Поперечный разрез подогревателя с нумерацией теплообменных элементов

Эскиз жаровой трубы (U -образной топки) приведен на рис. 5, при этом длина l_T равна 19 м; площадь проходного сечения продуктов сгорания $F_{пр.г} = 0,16 \text{ м}^2$; объем $V_T = 3 \text{ м}^3$; площадь поверхности стенок $F_{ст.г} = 27 \text{ м}^2$; диаметр $D_T = 0,45 \text{ м}$. Эскиз теплообменного элемента (с номерами 2...5) приведен на рис. 6. Здесь ширина змеевиков h с номерами 1 и 9 соответствует 700 мм, с номерами 2...5 – 1700 мм, с номером 6 – 1500 мм, с номером 7 – 1400 мм, с номером 8 – 1150 мм. Полная длина труб элементов с номерами 1 и 9 составляет 32 м; с номерами 2...6 – 35 м, с номером 7 – 34 м; с номером 8 – 33 м. Средний диаметр труб элементов – Ду 80. Общая длина труб элементов равна 306 м, а площадь стенок (по среднему диаметру труб) $F_{ст.э} = 77 \text{ м}^2$. Площадь проходного сечения трубы элемента Ду 80 $F_{пр.э}$ составляет $0,005 \text{ м}^2$, а полная площадь проходного сечения всех (9 шт. элементов по 3 разветвления в каждом) $F_{пр.э\Sigma} = 0,135 \text{ м}^2$. Эскиз инжекционной горелки ИГК 4-100 приведен на рис. 7.

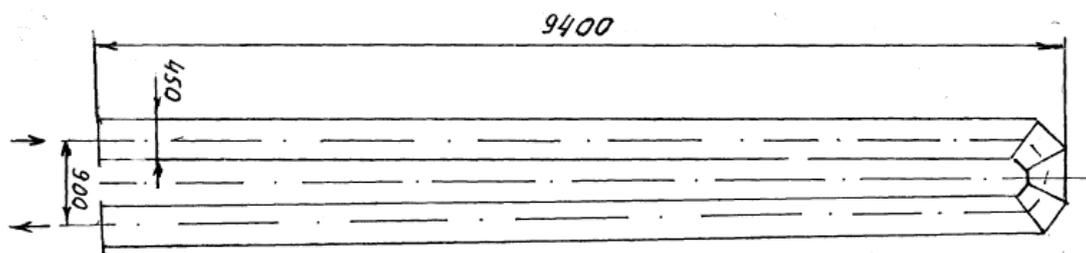


Рис. 5. Эскиз жаровой трубы

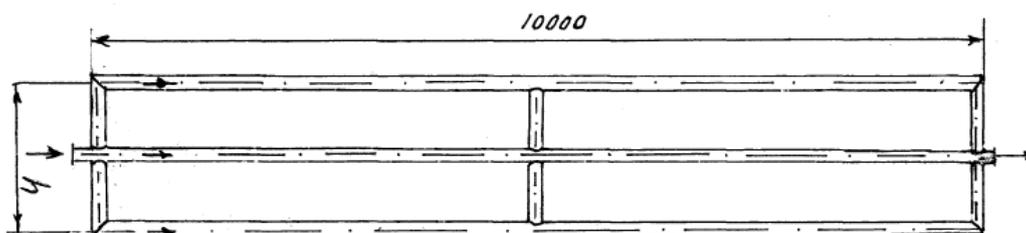


Рис. 6. Эскиз теплообменного элемента

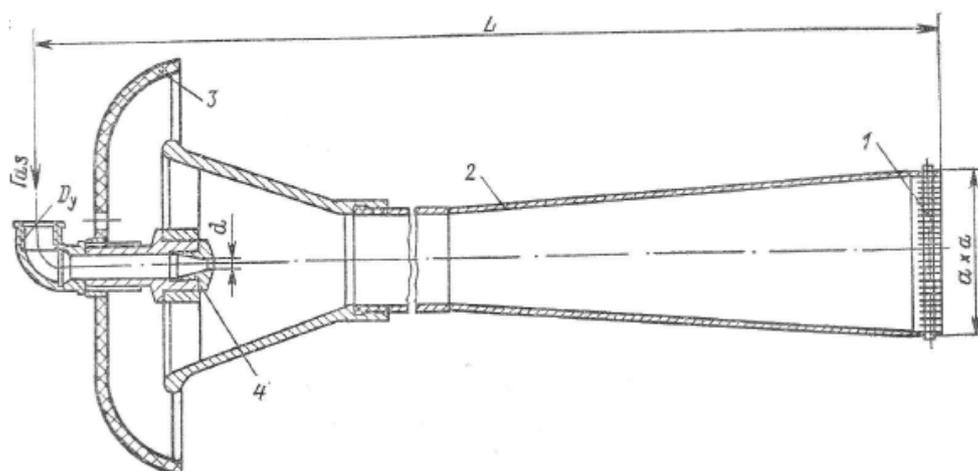


Рис. 7. Инжекционная горелка ИГК 4-100 (номинальная тепловая мощность – 1,6 МВт; номинальный расход топливного газа – $160 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении $0,07 \text{ МПа}$; коэффициент регулирования – 5,2; длина факела – 1200 мм)
 1 – пластинчатый стабилизатор; 2 – смеситель; 3 – воздушная коробка;
 4 – сопло для подачи топливного газа ($L = 1500 \text{ мм}$; $Dy = 32$; $d = 6,2 \text{ мм}$; $a = 200 \text{ мм}$)

Тепловой расчет теплообменных элементов подогревателя

По газовой фазе молярная масса смеси (кг/кмоль):

$$\mu_{см} = \mu_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + \mu_{H_2S} \cdot M_{H_2S} + \mu_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + \mu_{C_2H_6} \cdot M_{C_2H_6} = \\ 16 \cdot 0,55 + 34 \cdot 0,26 + 44 \cdot 0,14 + 30 \cdot 0,05 = 25,0$$

Газовая постоянная смеси при этом составит (Дж/(кг·К)) $R_{см} = R_{\mu}/\mu_{см} = 8314/25 = 333$, где $R_{\mu} = 8314$ Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная.

Среднее значение удельного объема газовой смеси (м³/кг):

$$v_{см} = R_{см} \cdot T_{ср} / P_{см} = 333 \cdot 336 / 12000000 = 0,0093$$

При этом плотность (кг/м³) газовой смеси:

$$\rho_{г} = 1/v_{см} = 1/0,0093 = 107,0$$

Если бы через теплообменные элементы подогревателя поступала лишь чисто газовая смесь, то ее скорость составила бы:

$$w_{г} = G_{г} / (\rho_{г} \cdot F_{пр.э\Omega}) = 7,2 / (107 \cdot 0,135) = 0,5 \text{ (м/с)}$$

Если бы через теплообменные элементы подогревателя поступала лишь чисто жидкостная фаза, то ее скорость составила бы:

$$w_{ж} = G_{ж} / (\rho_{ж} \cdot F_{пр.э\Omega}) = 2,2 / (800 \cdot 0,135) = 0,02 \text{ (м/с)},$$

где $\rho_{ж} = 800$ кг/м³ – плотность жидкой фазы газового конденсата (опытное значение).

Среднее значение скорости газоконденсатной смеси:

$$w_{ГКС} = (w_{г} \cdot G_{г} + w_{ж} \cdot G_{ж}) / G_{о} = (0,5 \cdot 7,2 + 0,02 \cdot 2,2) / 9,4 = 0,4 \text{ (м/с)}$$

Коэффициент теплопередачи Вт/(м²·К) в теплообменных элементах:

$$k_{эл} = N / ((F_{ст.э\Omega} \cdot (T_{пр} - T_{ср})) = 750000 / (77 \cdot (95 - 63)) = 300,0$$

Коэффициент полезного действия подогревателя:

$$\eta = N / (Q_{н}^p \cdot G_{г}) = 750 / (35000 \cdot 0,028) = 0,77,$$

где $Q_{н}^p = 35000$ кДж/м³ – низшая теплота сгорания топливного газа (опытное значение).

При этом плотность газоконденсатной смеси:

$$\rho_{ГКС} = (\rho_{ж} G_{ж} + \rho_{г} G_{г}) / G_{о} = (800 \cdot 2,2 + 107 \cdot 7,2) / 9,4 = 275 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

Кинематическая вязкость газоконденсатной смеси:

$$v_{ГКС} = (v_{ж} G_{ж} + v_{г} G_{г}) / G_{о} = (0,00003 \cdot 2,2 + 0,00002 \cdot 7,2) / 9,4 = 0,00002 \text{ (м}^2\text{/с)}$$

Тепловой расчет топочной камеры

Теплота, воспринимаемая единицей объема топочной камеры (кДж/м³):

$$Q_{т} = Q_{л} + Q_{к} = 17700 + 8540 = 25240$$

Лучистая (радиационная) составляющая теплоты:

$$Q_{л} = \sigma_0 a_{к} F_{ст.т} (T_{ф}^4 + T_{з}^4) / G_{т\Omega} = 5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,3 \cdot 27 \cdot (985^4 + 600^4) / 0,028 = 17700,$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$ кВт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Приведенная степень черноты топочной камеры:

$$a_{к} = 1 / ((1/\alpha_{л}) + \chi((1/a_{ф}) - 1)) = 1 / ((1/0,88) + 0,99((1/0,31) - 1)) = 0,3,$$

где $\alpha_{л} = 0,88$ – эффективная поглощательная способность стальной жаровой трубы (опытные данные).

Степень экранирования топочной камеры:

$$\chi = F_{ст.т} / F_{ст.т\Omega} = 27 / 27,3 = 0,99$$

Суммарная поверхность стенок топки:

$$F_{ст.т\Omega} = F_{ст.т} + 2F_{пр.т} = 27 + 2 \cdot 0,16 = 27,3 \text{ м}^2$$

Эффективная степень черноты факела:

$$a_{ф} = m a_{св} + (1 - m) a_{г} = 0,6 \cdot 0,32 + (1 - 0,6) \cdot 0,31 = 0,31$$

Тепловое напряжение топочного объема (кВт/м³):

$$q_v = G_{т\Omega} Q_{н}^p / V_{т} = 0,028 \cdot 35000 / 3 = 327$$

Поскольку значение q_v меньше 400, принимаем $m = 0,6$ (коэффициент заполнения топки светящейся частью факела), при q_v более 1200 $m = 1,0$; в других случаях применяем интерполяцию. Степень черноты светящейся части факела:

$$a_{св} = 1 - e^{-kps} = 1 - 2,7^{-(9,7 \cdot 0,1 \cdot 0,4)} = 0,32$$

Коэффициент ослабления лучей светящейся частью факела; 1/(м·МПа):

$$k = k_{r_{\Gamma}} + k_c = 23,7 \cdot 0,4 + 0,23 = 9,7.$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой ;1/(м·МПа)

$$k_r = (((7,8 + 16r_{H_2O})/(10pr_{\Gamma})^{0,5}) - 1) (1 - 0,00037T_r)$$

$$k_c = (((7,8 + 16 \cdot 0,27)/(10 \cdot 0,1 \cdot 0,4 \cdot 0,4)^{0,5}) - 1) (1 - 0,00037 \cdot 500) = 23,7.$$

Объем доли продуктов сгорания:

- водяных паров: $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_r = 2,3/8,44 = 0,27$;
- суммы углекислого (CO₂) и сернистого (SO₂) газов: $r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_r = 0,98/8,44 = 0,12$;
- суммы трехатомных газов: $r_{\Gamma} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,12 + 0,27 = 0,4$.

Объем продуктов сгорания:

$$V_r = (V_r^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V_{\phi}^0) = (10,48 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,1 - 1) \cdot 9,32) = 11,4 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Парциальный объем водяных паров в составе дымовых газов:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 1,24 d \alpha V_{\phi}^0 \rho_b = 2,1 + 1,24 \cdot 0,01 \cdot 1,1 \cdot 9,32 \cdot 1,25 = 2,3 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Состав топливного (природного) газа (справочные данные): метан CH₄ – 96,1 % ; этан C₂H₆ – 0,7 % ; пропан C₃H₈ – 0,2 % ; N₂ – 3 %. Плотность топливного газа (при 273 К) $\rho_0 = 0,74 \text{ кг/м}^3$. Объем воздуха для горения при $\alpha=1$ $V_{\phi}^0 = 9,32 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Коэффициент избытка воздуха в топке (из справочника на горелку) $\alpha=1,1$. Объем дымовых газов (продуктов сгорания) при $\alpha=1$ $V_r^0 = 10,48 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Парциальный объем водяных паров в составе дымовых газов при $\alpha=1$ $V_{H_2O}^0 = 2,10 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Парциальный объем азота в составе дымовых газов при $\alpha=1$ $V_{N_2}^0 = 7,39 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Парциальный объем суммы углекислого и сернистого газов в составе дымовых газов $V_{RO_2} = 0,98 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Влажосодержание атмосферного воздуха $d = 0,01 \text{ кг/кг}$. Давление атмосферного воздуха $p = 0,1 \text{ МПа}$. Плотность атмосферного воздуха $\rho_b = 1,25 \text{ кг/м}^3$.

Эффективная толщина излучающего слоя, м: $s = 3,6 V_r/F_{\text{ст.т}} = 3,6 \cdot 3/27 = 0,4$

Температура на выходе из топки в первом приближении задается $T_r = 500 \text{ К}$.

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами:

$$k_c = 0,3(2 - \alpha)(0,0016 T_r - 0,5) (C^p/H^p)$$

$$k_c = 0,3(2 - 1,1)(0,0016 \cdot 500 - 0,5) 2,9 = 0,23.$$

Для природного газа $C^p/H^p = 0,12 \sum (m/n) C_m H_n = 0,12 (((1/4)96,1) + ((2/6)0,7) + ((3/8)0,2)) = 2,9$, где m – количество атомов углерода в природном газе (молекулах метана, этана и пропана соответственно); n – количество атомов водорода в природном газе.

Степень черноты несветящейся (газовой) части факела:

$$a_r = 1 - e^{-k_r r_{\Gamma} p s} = 1 - 2,7^{-(23,7 \cdot 0,4 \cdot 0,1 \cdot 0,4)} = 0,31$$

Эффективная температура топочной среды:

$$T_{\phi} = 0,925 (T_a \cdot T_r)^{0,5} = 0,925 (2270 \cdot 500)^{0,5} = 985 \text{ К},$$

где $T_a = 2270 \text{ К}$ – адиабатная температура горения природного газа (из справочных данных); $T_r = 500 \text{ К}$ – температура продуктов сгорания на выходе из топки (в первом приближении принимается, при этом по справочным данным $I_r = 295 \text{ кДж/м}^3$), $T_3 = 600 \text{ К}$ – температура наружного слоя (загрязнения) лучевоспринимающей поверхности (принимается по опытным данным).

Конвективная составляющая теплоты:

$$Q_k = \alpha_k^r F_{\text{ст.т}}(T_{\phi} - T_3)/1000 G_{\Gamma} = 23 \cdot 27 \cdot (985 - 600)/(0,028 \cdot 1000) = 8540 \text{ кДж/м}^3$$

Коэффициент теплоотдачи продуктов сгорания ;Вт/(м²К):

$$\alpha_k^r = 0,023 \lambda (w_r D_r / v_r)^{0,8} Pr^{0,4} / D_r = 0,023 \cdot 0,083 \cdot (5 \cdot 0,45 / 0,0001)^{0,8} 0,6^{0,4} / 0,45 = 23,0$$

Значения физических параметров продуктов сгорания (по справочным данным для $T_{\phi} = 985 \text{ К}$ (712 °С) и дымовых газов среднего состава): коэффициент теплопроводности дымовых газов $\lambda = 0,083 \text{ Вт/(м К)}$; коэффициент кинематической вязкости $v_r = 0,0001 \text{ м}^2/\text{с}$; число Прандтля $Pr = 0,6$; плотность $\rho_r = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Скорость дымовых газов (м/с) $w_r = G_{\Gamma} V_r T_{\phi} / (F_{\text{пр.т}} 273) = 0,028 \cdot 11,4 \cdot 985 / (0,16 \cdot 273) = 5$. Тепловосприятие топки по балансу $Q_{\phi} = \phi (Q_r - I_r) = 0,96 \cdot (25240 - 295) = 24945 \text{ кДж/м}^3$. Коэффициент сохранения тепла $\phi = 1 - (q_5 / (\eta + q_5)) = 1 - (0,03 / (0,77 + 0,03)) = 0,96$, где $q_5 = 0,03$ (принимается на основании опытных данных). Невязка теплового баланса $\Delta Q = (Q_{\phi} - Q_r) / Q_r = (24945 - 25240) / 25240 = 0,01$. Поскольку отличие менее 5 %, второе приближение не требуется.

Аэродинамический расчет топочной камеры

Величина потерь давления топочной камеры (вместе с учетом высоты дымовой трубы 11 м того же диаметра длина составит $l_T = 30$ м) определится из выражения:

$$\Delta P = (\zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{пов1}} + \zeta_{\text{пов2}}) \rho_{\text{г}} w_{\text{г}}^2 / 2 = (1,07 + 0,53 + 1,0 + 0,8 + 0,4) \cdot 1,2 \cdot 5^2 / 2 = 57 \text{ Па (6 мм. вод. ст.)}, \text{ где:}$$

$$\zeta_{\text{тр}} = \lambda l_T / D_T = 0,016 \cdot 30 / 0,45 = 1,07 \text{ (величина коэффициента сопротивления трения);}$$

Здесь $\lambda = 0,016$ - коэффициент сопротивления трения, определяемый по справочным данным в зависимости от числа Рейнольдса (Re) для гладкостенной трубы круглого сечения;

$$Re = w_{\text{г}} D_T / \nu_{\text{г}} = 5 \cdot 0,45 / 0,0001 = 23000 \text{ (режим течения турбулентный);}$$

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,53 \text{ – входное сопротивление в прямую трубу заподлицо (по справочным данным);}$$

$$\zeta_{\text{вых}} = 1,0 \text{ – выходное сопротивление из прямой трубы;}$$

$$\zeta_{\text{пов1}} = 0,8 \text{ (поворот на } 180^\circ \text{, пять звеньев под углами } 60^\circ \text{, рис. 5);}$$

$$\zeta_{\text{пов2}} = 0,4 \text{ (поворот на } 90^\circ \text{ в дымовую трубу, три звена под углами } 60^\circ \text{ и } 30^\circ \text{, на рис. не показаны).}$$

Гидравлический расчет теплообменного элемента (№ 2...5)

Величина потерь давления теплообменного элемента (№2...5) $l_3 = 32$ м определится из выражения: $\Delta P = (\zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}} + \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{сл}} + \zeta_{\text{раз}} + \zeta_{\text{кр}}) \rho_{\text{гк}} w_{\text{гк}}^2 / 2 = (11,2 + 0,53 + 1,0 + 2,0 + 6,0 + 2,0 + 1,15) \cdot 275 \cdot 0,4^2 / 2 = 528 \text{ Па (53 мм. вод. ст.)}$, где $\zeta_{\text{тр}} = \lambda l_3 / D_3 = 0,028 \cdot 32 / 0,08 = 11,2$ (величина коэффициента сопротивления трения), где:

$\lambda = 0,028$ – коэффициент сопротивления трения, определяемый по справочным данным в зависимости от числа Рейнольдса (Re) для гладкостенной трубы круглого сечения;

$$Re = w_{\text{гк}} D_3 / \nu_{\text{гк}} = 0,4 \cdot 0,08 / 0,00002 = 1600 \text{ (режим течения ламинарный);}$$

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,53 \text{ – входное сопротивление в прямую трубу заподлицо (по справочным данным);}$$

$$\zeta_{\text{вых}} = 1,0 \text{ – выходное сопротивление из прямой трубы;}$$

$$\zeta_{\text{пов}} = 4 \cdot 0,5 = 2,0 \text{ (поворот на } 90^\circ \text{, 4 поворота, рис. 6);}$$

$$\zeta_{\text{сл}} = 3 \cdot 2,0 = 6,0 \text{ (слияние трех потоков симметричной формы, 3 шт., рис.6);}$$

$$\zeta_{\text{раз}} = 2,0 \text{ (разделение трех потоков симметричной формы, рис. 6 слева);}$$

$$\zeta_{\text{кр}} = 1,15 \text{ (крестовина, рис. 6 в центре).}$$

Расчет прочности теплообменных элементов

В качестве материала теплообменных элементов рассматриваем Сталь 20 пределом длительной прочности $\sigma_{\text{дл}}^t = 220$ МПа при температуре 350°C . Допускаемое напряжение в элементах составит:

$$\sigma_{\text{д}} = \sigma_{\text{дл}}^t / n = 220 / 1,7 = 129 \text{ (Мпа)},$$

где $n = 1,7$ – коэффициент запаса для коллекторов и труб. Толщина труб элементов (мм):

$$\delta_3 = D_{\text{нз}} p / (2 \sigma_{\text{д}} + p) = 88 \cdot 12 / (2 \cdot 129 + 12) = 4,0,$$

где $D_{\text{нз}} = 88$ мм – наружный диаметр труб элементов Ду80, $p = 12$ МПа – давление в трубах элемента.

Расчет прочности коллекторов

В качестве материала коллекторов (поз. 7, 8 на рис. 2) рассматриваем Сталь 20, как и для теплообменных элементов. Толщина труб коллекторов (мм):

$$\delta_{\text{к}} = D_{\text{нк}} p / (2 \sigma_{\text{д}} + p) = 250 \cdot 12 / (2 \cdot 129 + 12) = 11,0,$$

где $D_{\text{нк}} = 250$ мм – наружный диаметр труб коллекторов.

Библиографический список

1. **Хряпченков, А.С.** Судовые вспомогательные и утилизационные котлы / А.С. Хряпченков. – Л. : Судостроение, 1988. – 296 с.
2. **Арсеньев, Г.В.** Тепловое оборудование и тепловые сети / Г.В. Арсенъев и др. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 400 с.
3. **Котин, А.Ф.** Курс лекций по технической термодинамике: в 2 ч. – Горький: Волго-Вят. кн. изд-во, 1970. Ч. 2. – 154 с.
4. **Малахов, А.В.** Курс лекций по технической термодинамике: учеб. пособие: в 2 ч. – Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2013. Ч. 1.: – 129 с.