

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра ТЭС

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 Е.А.Бойко
подпись инициалы, фамилия
« » 20 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 - «Теплоэнергетика и теплотехника »
Проект ГТУ ТЭЦ 12 МВт

Руководитель старший преподаватель Н.В.Клепикова
подпись, дата должность, ученая степень инициалы, фамилия

Выпускник Ю.Е.Головченко
подпись, дата инициалы, фамилия

Нормоконтролер П.В. Шишмарев
подпись, дата инициалы, фамилия

Красноярск 2016

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Кафедра ТЭС

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Е.А.Бойко
подпись инициалы, фамилия
« __ » _____ 20 __ г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме бакалаврской работы

Студенту Головченко Юлии Евгеньевне

Группа ФЭ12-01Б

Направление (специальность) 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Тема выпускной квалификационной работы Проект ГТУ ТЭЦ 12 МВт

Утверждена приказом по университету № 5781/с от 28.04.16

Руководитель ВКР Н.В.Клепикова, старший преподаватель кафедры «ТЭС»

Исходные данные для ВКР: ГТУ ТЭЦ - 12 МВт пром. Площадка Северо-Останинского месторождения , турбины 2×ГТА-6 , котлы 2×УТ-100.

Перечень разделов ВКР

- 1.Общая часть;
- 2.Расчетная часть;
- 3.Экономическая часть;
- 4.Охрана окружающей среды;

Перечень графического материала

- Лист 1. Компоновка главного корпуса (вид сбоку);
- Лист 2. Компоновка главного корпуса (вид сверху);
- Лист 3. Котел-утилизатор водогрейный;
- Лист 4. Схема газоснабжения;

Руководитель ВКР _____

(подпись)

Н.В.Клепикова

(инициалы и фамилия)

Задание принял к исполнению _____

(подпись)

Ю.Е.Головченко

(инициалы и фамилия студента)

«__» _____ 20__ г

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект ГТУ ТЭЦ 12 МВт» содержит 56 страниц текстового документа, 15 использованных источников, 4 листа графического материала, 4 приложения.

ПОПУТНЫЙ ГАЗ, КОТЕЛ-УТИЛИЗАТОР, ГАЗОВАЯ ТУРБИНА, ПОДГОТОВКА ПОПУТНОГО ГАЗА.

Объект – ГТУ ТЭЦ - 12 МВт на промышленной площадке Северо-Останинского месторождения.

Цели работы:

- выбор основного оборудования;
- разработка схемы подготовки попутного газа;
- экономическая оценка проекта;

В результате проекта ГТУ ТЭЦ мощностью 12 МВт было рассчитано оборудование, которое характерно для выработки данной мощности и имеющей долгий срок службы. Также спроектирована схема очистки и подготовки попутного газа для сжигания в газотурбинной установке, выгодная с точки зрения экологии и экономики.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Общая характеристика попутного газа.....	7
1.1 Попутный нефтяной газ в России.....	7
1.2 Законодательство.....	7
2 Расчетная часть.....	10
2.1 Тепловой расчет ГТУ.....	10
2.1.1 Определение параметров в процессе сжатия воздуха в компрессоре.....	11
2.1.2 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	14
2.1.3 Определение параметров в процессе расширения газа в турбине.....	17
2.1.4 Учет охлаждения турбины ГТУ.....	21
2.2 Расчет схемы котла-утилизатора водогрейного.....	24
2.2.1 Исходные данные.....	24
2.2.2 Расчет тепловой схемы КУВ.....	25
2.2.3 Коэффициент полезного действия котельного агрегата и потери теплоты.....	27
2.3 Конструктивный расчет котла-утилизатора водогрейного.....	28
2.3.1 Определение эскизной площади поверхности теплообмена.....	28
2.3.2 Определение основных конструктивных размеров котла-утилизатора.....	29
2.3.3 Расчет площади поверхности теплообмена.....	31
2.3.4 Определение коэффициента теплопередач.....	33
5 Система газоснабжения.....	36
3.1 Подготовка попутного газа.....	36
3.2 Выбор оборудования для пункта подготовки попутного газа.....	39
3.2.1 Выбор газосепаратора.....	39
3.2.2 Выбор оборудования для подогрева газа.....	40
3.2.3 Емкость слива теплоносителя.....	42
3.3 Описание блока редуцирования.....	42
4 Экономическая часть.....	44
4.1 Расчет основных технико-экономических показателей проектируемой газотурбинной станции.....	44
4.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией.....	44
4.3 Затраты на топливо.....	44
4.4 Расходы на оплату труда.....	47
4.5 Амортизационные отчисления.....	47
4.6 Расходы по ремонтному обслуживанию.....	48
4.7 Прочие расходы.....	48
4.8 Расчет срока окупаемости ГТУ ТЭЦ.....	48
5 Охрана окружающей среды.....	51
5.1 Очистка и утилизация сточных вод.....	51
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	55
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	55

ВВЕДЕНИЕ

Северо-Останинское месторождение расположено на территории Останинского лицензионного участка в Парабельском районе Томской области, входит в Пудинскую группу месторождений. Помимо Северо-Останинского, на территории блока находятся также Останинское и Мирное нефтегазоконденсатные месторождения.

Геология месторождений Останинского лицензионного участка на порядок сложнее, чем других месторождений компании. На Северо-Останинском и Останинском месторождениях залежи расположены как в верхней юре, так и в залегающем глубже палеозое. Также на участке есть большое количество тектонических разломов, которые еще предстоит изучать. В настоящее время на месторождении пробурено две эксплуатационные скважины. Вторая из них дала приток дебитом 75 кубометров в сутки. Эксплуатационным объектом на этом месторождении является пласт палеозоя, расположенный на глубине около 3 км.

Месторождение расположено в 35 км от с. Пудино, районный центр п. Парабель - в 150 км на СВ. Ближайший промышленный и железнодорожный центр г. Томск расположен в 370 км на восток по прямой. Сеть дорог отсутствует. Сообщение в зимнее время - воздушным транспортом, в летнее - по рекам Амелич, Парабель, Обь.

Актуальность строительства станции обусловлена большими затратами на покупку электроэнергии у других источников. Строительство данного проекта позволит использовать выработанные тепло и электроэнергию на собственные нужды, а также использовать в качестве топлива попутный газ, добываемый на нефтяном месторождении. Благодаря чему улучшатся экономические и экологические показатели.

1 Общая характеристика попутного нефтяного газа

Попутный нефтяной газ (ПНГ), как ясно из самого названия, является побочным продуктом добычи нефти. Нефть залегает в земле вместе с газом и технически практически невозможно обеспечить добычу исключительно жидкой фазы углеводородного сырья, оставляя газ внутри пласта.

На данном этапе именно газ воспринимается как попутное сырье, так как мировые цены на нефть обуславливают большую ценность именно жидкой фазы. В отличие от газовых месторождений, где все производственные и технические характеристики добычи направлены на извлечение исключительно газообразной фазы (с незначительной примесью газового конденсата), нефтяные промыслы не обустроены таким образом, чтобы эффективно вести процесс добычи и утилизации попутного газа.

1.1 Попутный нефтяной газ в России

Одной из особенностей российской нефтегазовой отрасли можно назвать отношение к извлекаемому попутному нефтяному газу. Долгое время этот вид сырья считался побочным продуктом работы нефтяной отрасли, и, как следствие, до 1 января 2001 года никаким образом не учитывался обязательным образом в отчётах предприятий. Попутный нефтяной газ – это единственное полезное ископаемое, на которое распространяется нулевая ставка НДС. Это связано с тем, что наличие нулевой ставки (в отличие от отсутствия ставки вовсе) обязывает предприятия полностью отчитываться о добычи и заполнять налоговые декларации. Так правительство РФ стимулирует компании инвестировать в оборудование предприятий измерительными приборами. Косвенным образом данное изменение налогового кодекса повлияло на резкий рост уровня сжигания попутного газа, при этом вырос не фактический объём добычи и сжигания попутного газа – а лишь усилился контроль над реальными объёмами.

1.2 Законодательство

Одним из первых законодательных актов, регулирующих отрасль добычи попутного нефтяного газа, является «Постановление Правительства Российской Федерации от 5 февраля 1998 года №162 Об утверждении Правил поставки газа в Российской Федерации». Но в данном законопроекте попутный нефтяной газ никоим образом не выделяется из общей категории: «газ - природный, нефтяной (попутный)...»

Следующим документом является «Федеральный закон Российской Федерации от 31 марта 1999 года № 69-ФЗ О газоснабжении в Российской Федерации». Здесь нефтяной газ также определяется в рамках совокупности всех источников получения газа, но уже имеется существенное отличие от предыдущего документа – в статье 27 о доступе организаций к газотранспортным и газораспределительным сетям устанавливается, что в первую очередь доступ к свободным мощностям предоставляется поставщиками для транспортировки отбензиненного сухого газа, получаемого после переработки попутного нефтяного газа. Данный законопроект, таким образом, является одним из первых, который теоретически может служить стимулирующим утилизацию попутного газа. В действительности же, данный законопроект не регулирует прямым образом, где и как будет осуществляться поставка газа, обязательно ли контрагентом должен выступать именно непосредственный недропользователь, или имеется возможность организовать холдинговую структуру. Проблема заключается в том, что даже в случае наличия приоритетного доступа, это не гарантирует увеличение утилизации.

Фактически, законом прямого действия является «Постановление Правительства Российской Федерации от 8 ноября 2012 года № 1148 Об особенностях исчисления платы за выбросы загрязняющих веществ, образующихся при сжигании на факельных установках и (или) рассеивании попутного нефтяного газа», которое определяет порядок расчётов и выплат за сжигание попутного нефтяного газа.

С 1 января 2012 года начинало действовать Постановление Правительства РФ №7 от 8 января 2009 года «О мерах по стимулированию сокращения загрязнения атмосферного воздуха продуктами сжигания попутного нефтяного газа на факельных установках». Основные нововведения данного законопроекта:

- Введен целевой показатель утилизации в 95%;
- Расчёт платы за выбросы сверх установленных 5% как за сверхлимитное загрязнение;
- Введение повышающего коэффициента 4,5 для выплат за выбросы сверх установленного лимита;
- Введение повышающего коэффициента 6 для выплат за выбросы в случае, если отсутствуют измерительные приборы, фиксирующие точное количество выбросов.

Стоит так же отметить, что понятие «утилизация» не имеют точной юридической формулировки. Все объёмы попутного газа, не сожжённые на факельных установках и не выпущенные в атмосферу, считаются «утилизированными». Это, в свою очередь, создаёт возможность для возникновения конфликтных ситуаций между недропользователями и администрирующими органами, а так же благоприятствовать использованию газа не в самых эффективных для общества целях. Например, закачивать обратно в пласт без должного расчёта эффективности данного мероприятия.

Котельная с крайне низким КПД так же будет, с точки зрения нынешнего законодательства, являться эффективной мерой по утилизации газа.

Один из последних проектных документов - «Генеральная схема развития нефтяной отрасли на период до 2020 года», предполагает достижения утилизации ПНГ в 95% к 2016 году.

2 Расчетная часть

2.1 Тепловой расчет ГТУ

В данной работе производится тепловой расчет одноконтурной схемы газотурбинной установки (ГТУ) утилизационного типа мощностью 6 МВт.

Для выполнения расчетов потребуются исходные данные, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Наименование	Значение
Электрическая мощность ГТУ $N_{э}$, МВт	6
Температура газов перед газовой турбиной t_c , °С	1100
Температура воздуха перед компрессором t_a , °С	10
Отношение давлений компрессора $\varepsilon = p_b/p_a$	10
КПД электрогенератора $\eta_{э.г.}$	0,982
Изоэнтروпийный КПД турбины $\eta_{ГТ}$	0,88
Изоэнтропийный КПД компрессора $\eta_{К}$	0,86
Коэффициент утечек α_v	0,005
Коэффициент потерь давления λ	0,95
Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{КС}$	0,995
Механический КПД турбины $\eta_{М}$	0,99
Число ступеней газовой турбины z	5
Наибольшая допустимая температура металла лопаток турбины t_{ω} , °С	850

В качестве топлива используется попутный газ. Характеристики попутного газа Северо-Останинского месторождения, Томская область, Парабельский район приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристика газа

Состав газа, %, по объему						Q_p^H МДж/м ³ (ккал/м ³)	ρ , кг/м ³	V^0	V_{RO_2}	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$	V_Γ
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₆	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂			м ³ /м ³				
85,97	4,46	3,94	1,03	0,12	2,39	37,614 (8990)	0,752	10,23	1,12	8,105	2,0026	11,23

2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Температура воздуха перед компрессором (точка a), K:

$$T_a = t_a + 273 = 10 + 273 = 283 \quad (1)$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_a перед компрессором, кДж/м³:

$$c_p^B(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 10) = 1,2878 \quad (2)$$

Теплоемкость воздуха при температуре 25 °С, кДж/м³:

$$c_p^B(25^\circ) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896 \quad (3)$$

Энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/м³:

$$h_a = h'_a(t_a) - h^B(25^\circ), \quad (4)$$

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a, \quad (5)$$

$$h^B(25) = c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ = 1,2896 \cdot 25^\circ = 32,24, \quad (6)$$

$$h_a = 12,878 - 32,24 = -19,3621$$

В первом приближении принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха $m_b = 0,2755$. Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении, °С :

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right) = 283 \cdot \left(1 + \frac{10^{0,2755} - 1}{0,86} \right) = 580,96 \quad (7)$$

$$t_b = T_b - 273 = 580,96 - 273 = 307,96 \quad (8)$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_b за компрессором , кДж/м³:

$$\begin{aligned} c_p^B(t_b) &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 307,96) = 1,3236 \end{aligned} \quad (9)$$

Энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка b), кДж/м³:

$$\begin{aligned} h_b &= h_b'(t_b) - h^B(25^0) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^0) \cdot 25^0 = \\ &= 1,3236 \cdot 307,96 - 1,2896 \cdot 25 = 375,3711 \end{aligned} \quad (10)$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град):

$$c_p^{B'} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{375,3711 + 19,3621}{307,96 - 10} = 1,3248 \quad (11)$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = c_p^{B'} / \rho_v = \frac{1,3248}{1,293} = 1,0246 \quad (12)$$

где $\rho_v = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени m_b :

$$m_g = R_g / c_p^B = \frac{0,287}{1,0246} = 0,2801 \quad (13)$$

где $R_g = 0,287$ кДж/(кг·град) – газовая постоянная для воздуха.

Уточнение температуры и энтальпии воздуха за компрессором (второе приближение). Расчет повторяется с (7).

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_g} - 1}{\eta_k} \right) = 283 \cdot \left(1 + \frac{10^{0,2755} - 1}{0,86} \right) = 580,96$$

$$t_b = T_b - 273 = 580,96 - 273 = 307,96$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_b за компрессором, кДж/м³:

$$\begin{aligned} c_p^B(t_b) &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 307,96) = 1,3236 \end{aligned}$$

Энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка b), кДж/м³:

$$\begin{aligned} h_b &= h_b'(t_b) - h^B(25^0) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^0) \cdot 25^0 = \\ &= 1,3236 \cdot 307,96 - 1,2896 \cdot 25 = 375,3711 \end{aligned}$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град):

$$c_p^B' = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{375,5676 + 19,362}{308,1041 - 10} = 1,3248$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = c_p^B' / \rho_v = \frac{1,3248}{1,293} = 1,0246$$

где $\rho_v = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени m_g :

$$m_{\text{в}} = R_{\text{в}} / c_p^{\text{в}} = \frac{0,287}{1,0246} = 0,28011$$

2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энтальпия чистых продуктов сгорания (для коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$), кДж/м³, при температуре t_c после камеры сгорания определяется по следующей методике :

Теплоемкости компонентов после камеры сгорания при температуре t_c , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_c) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1100) = 2,2268 \quad (14)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1100) = 1,7481, \quad (15)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1100) = 1,4017, \quad (16)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1100) = 1,4187. \quad (17)$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25 °С :

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,711,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,4795,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2827,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896.$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания после камеры сгорания при $\alpha = 1$:

$$V_{\Gamma}' = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} = 1,1225 + 2,0026 + 8,1052 = 11,2303. \quad (18)$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}' = \frac{1,1225}{11,2303} = 0,1, \quad (19)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}' = \frac{2,0026}{11,2303} = 0,1783, \quad (20)$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_{\Gamma}' = \frac{8,1052}{11,2303} = 0,7217. \quad (21)$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$\begin{aligned} h_{cI}' &= (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_c = \\ &= (0,1 \cdot 2,268 + 0,1783 \cdot 1,7481 + 0,7217 \cdot 1,4017) \cdot 1100 = 1700,5059 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} h_{\Gamma I} &= (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}^{(25)} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}^{(25)} + r_{N_2} \cdot c_{N_2}^{(25)}) \cdot 25 = \\ &= (0,1 \cdot 1,71 + 0,1783 \cdot 1,4795 + 0,7217 \cdot 1,2826) \cdot 25 = 34,0147 \end{aligned} \quad (23)$$

$$h_{cI} = h_{cI}'(t_c) - h_{\Gamma I}(25^\circ) = 1700,5059 - 34,0147 = 1666,4912 \quad (24)$$

Задаемся значением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания (например, для сжигания природного газа, $\alpha \approx 2,9126$)

Объем водяных паров после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= V_{H_2O}' + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0 = \\ &= 2,002 + 0,0161 \cdot (2,91 - 1) \cdot 10,229 = 2,317 \end{aligned} \quad (25)$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания при $\alpha > 1$ (смесь избыточного воздуха и чистых продуктов сгорания):

$$\begin{aligned} V_{\Gamma} &= V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0 = \\ &= 1,1225 + 2,31 + 8,1052 + 1,9126 \cdot 10,23 = 31,11 \end{aligned} \quad (26)$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma} = 1,1225 / 31,11 = 0,0361, \quad (27)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma} = 2,0026 / 31,11 = 0,0745, \quad (28)$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_{\Gamma} = 80,1052 / 31,11 = 0,2605, \quad (29)$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot V_0 / V_{\Gamma} = (2,9126 - 1) \cdot 10,2295 / 31,11 = 0,6289. \quad (30)$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c \quad (31)$$

$$h'_c = (2,227 \cdot 0,036 + 1,748 \cdot 0,074 + 1,402 \cdot 0,261 + 1,418 \cdot 0,628) \cdot 1100 = 1614,76$$

Аналогично определяется энтальпия газов h_{Γ} при температуре 25 °С:

$$h'_c = (1,711 \cdot 0,036 + 1,4795 \cdot 0,0745 + 1,2827 \cdot 0,2605 + 1,2896 \cdot 0,6289) \cdot 25 = 32,92$$

В итоге искомая энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c = h'_c(t_c) - h_{\Gamma}(25^{\circ}) = 1614,76 - 32,92 = 1581,83 \quad (32)$$

Энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c^B = h_c^{B'}(t_c) - h^B(25^{\circ}) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25^{\circ}) \cdot 25^{\circ}, \quad (33)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^{\circ}) \cdot 25^{\circ}, \quad (34)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1100) \cdot 1100 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^{\circ}) \cdot 25^{\circ} = 1528,34$$

Уточнение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_n^p \cdot \eta_{к.с} + V_0 \cdot h_c^B + h_{тн} - (1 + V_0) \cdot h_{cl}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_b)} \quad (35)$$

$$\alpha = \frac{37614 \cdot 0,995 + 10,2295 \cdot 1528,34 - (1 + 10,2295) \cdot 1666,49}{10,2295 \cdot (1528,34 - 375,5676)} = 2,9126$$

Здесь энтальпию топлива, поступающего в камеру сгорания, можно принять $h_{Tn} = 0$.

Теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м³·град):

$$c_p^{\Gamma'} = h_c / t_c = 1581,883 / 1100 = 1,438 \quad (36)$$

Молекулярная масса газов после камеры сгорания, кг/моль:

$$\mu_{\Gamma} = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{RO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{V_0} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \mu_{\Gamma} &= 28,15 \cdot 0,2605 + 44,01 \cdot 0,0361 + 18,02 \cdot 0,0745 + 28,97 \cdot 0,6289 = \\ &= 28,4833 \end{aligned}$$

Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0 °С) равен 22,41 м³/моль.

Плотность газов после камеры сгорания при нормальных условиях, кг/м³:

$$c_p^{\Gamma'} = h_c / t_c = 1581,883 / 1100 = 1,438 \quad (38)$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,438 / 1,271 = 1,13 \quad (39)$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma''} = h_c / t_c = 1581,883 / 1100 = 1,438 \quad (40)$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_{\Gamma} = R_{\Gamma} / c_p^{\Gamma} = 0,2919 / 1,11 = 0,258 \quad (41)$$

2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

В первом приближении принимаем найденное значение показателя степени для газов m_{Γ} . Температура газов за турбиной в первом приближении:

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_{\Gamma}}) \cdot \eta_T \right) = 1373 \cdot \left(1 - (1 - 9,5^{-0,2391}) \cdot 0,88 \right) = 870,05 \quad (42)$$

$$t_d = T_d - 273 = 870,05 - 273 = 597,05 \quad (43)$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda$ – действительное отношение давлений в турбине; $\lambda = 0,95$ - коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках.

Теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре t_d , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 596,08) = 1,985 \quad (44)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,000249 \cdot t_d) = (1,4733 + 0,000249 \cdot 596,08) = 1,6222, \quad (45)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,000111 \cdot t_d) = (1,2799 + 0,000111 \cdot 596,08) = 1,3459, \quad (46)$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 596,08) = 1,3582. \quad (47)$$

Энтальпия газов при температуре t_d определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V0} \cdot c_{V0}) \cdot t_d \quad (48)$$

$$h'_d = (1,985 \cdot 0,0361 + 1,6222 \cdot 0,0745 + 1,3459 \cdot 0,2605 + 1,3582 \cdot 0,6289) \cdot 597,05 = 834,33$$

Аналогично определяется энтальпия газов h_Γ при температуре 25 °С:

$$h'_e = (1,985 \cdot 0,0361 + 1,6222 \cdot 0,0745 + 1,3459 \cdot 0,2605 + 1,3582 \cdot 0,6289) \cdot 25 = 32,92$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = h'_d - h_\Gamma(25^0) = 834,33 - 32,92 = 801,4042 \quad (49)$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = h_d / \rho_e = 801,4042 / 1,271 = 630,52 \quad (50)$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{r'} = h_d / t_d = 801,4042 / 597,05 = 1,342 \quad (51)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^r = c_p^{r'} / \rho_r = 1,342 / 1,271 = 1,0561 \quad (52)$$

где ρ_r – плотность газов при нормальных условиях, (38).

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{r'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1581,83 - 799,95}{1100 - 596,08} = 1,55 \quad (53)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^r = c_{pcp}^{r'} / \rho_r = 1,55 / 1,271 = 1,2209 \quad (54)$$

где ρ_r – плотность газов при нормальных условиях, (38).

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{r'cp} = R_r / c_{pcp}^r = 0,2928 / 1,2209 = 0,2391 \quad (56)$$

где R_r – газовая постоянная, (40).

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/кг:

$$H_{iT} = (h_c - h_d) / \rho_r = (1581,8313 - 801,4042) / 1,271 = 614,022 \quad (57)$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{0T} = H_{iT} / \eta_T = 614,022 / 0,88 = 697,75 \quad (58)$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$H_K = h_b - h_a = 375,5676 + 19,3621 = 394,92 \quad (59)$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{2,9126 \cdot 10,2295 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,9126 \cdot 10,2295} = 0,9724 \quad (60)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, α_y – коэффициент утечек.

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_K = 614,022 \cdot 0,99 \cdot 1,271 - 0,9724 \cdot 394,92 = 388,60 \quad (61)$$

Объемный расход газов на турбину, м³/с:

$$G'_T = N_{\mathcal{E}} / (H_e \cdot \eta_{\mathcal{E},\Gamma}) = 6000 / (388,60 \cdot 0,982) = 15,72 \quad (62)$$

Массовый расход газов на турбину, кг/с:

$$G_T = G'_T \cdot \rho_{\Gamma} = 15,72 \cdot 1,271 = 19,98 \quad (63)$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек, м³/с:

$$G_K = b \cdot G'_T = 0,9724 \cdot 15,72 = 15,28 \quad (64)$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с:

$$B = \frac{G'_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)} = \frac{15,72}{(1 + 2,9126 \cdot 10,2295)} = 0,51 \quad (65)$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт:

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT} = 19,98 \cdot 614,022 = 12270,4678 \quad (66)$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_K = G_K \cdot H_K = 15,28 \cdot 394,92 = 6037,78 \quad (67)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}} = \frac{12270,4678 - 6037,78}{12270,4678} = 0,5079 \quad (68)$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\Theta} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\Theta.G.}}{B \cdot Q_n^p} = \frac{(12270,4678 - 6037,78) \cdot 0,982}{0,51 \cdot 37614} = 0,3187 \quad (69)$$

2.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, отбираемый от компрессора на охлаждение турбины, м³/м³:

$$g_{\Theta} = G_{\text{охл}} / G_T = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (70)$$

$$g_{\Theta} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1100 - 800) = 0,116$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности, $t_w = 800 - 850$ °С.

Ориентировочная температура газов после первой ступени, K , (если принять число ступеней газовой турбины $z = 5$ и считать работу всех ступеней одинаковой):

$$T_2^I = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{p\text{ср}}} = 1373 - \frac{1}{5} \cdot \frac{614,022}{1,2209} = 1272,41 \quad (71)$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^I} \right) + \frac{0,6}{5 \cdot \varphi}. \quad (72)$$

где γ_k - коэффициент снижения работы турбины за счет затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T - коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B - коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{0,5079} \cdot \left(1 - 0,5079 - \frac{5-1}{5} \cdot \frac{581,1041}{1272,41} \right) + \frac{0,6}{5 \cdot 0,5079} = 0,5448$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, кДж/м³:

$$H_{ГТУ} = H_{IT} \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_K = 614,022 \cdot 1,271 - 0,9724 \cdot 394,92 = 396,41 \quad (73)$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, кДж/м³:

$$H_{ГТУ}^{охл} = H_{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_e) = 396,41 \cdot (1 - 0,5448 \cdot 0,116) = 371,36 \quad (74)$$

Механический КПД ГТУ, %:

$$\eta_{ГТУ}^M = 1 - \frac{(1 - \eta_M)}{\varphi} = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,5079} = 0,9803 \quad (75)$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_T^{охл'} = \frac{N_{\text{Э}}}{H_{ГТУ}^{охл} \cdot \eta_{ГТУ}^M \cdot \eta_{\text{Э.Г.}}} = \frac{6000}{371,36 \cdot 0,9803 \cdot 0,982} = 16,78 \quad (76)$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с:

$$G_T^{охл} = G_T^{охл'} \cdot \rho_{\Gamma} = 16,78 \cdot 1,271 = 21,33 \quad (77)$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м³/с:

$$B_{охл} = \frac{G_T^{охл'}}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{21,33}{1 + 2,9126 \cdot 10,2295} = 0,545 \quad (78)$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м³/с:

$$G_{КС}^{охл} = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T^{охл'} = \frac{2,9126 \cdot 10,2295}{1 + 2,9126 \cdot 10,2295} \cdot 16,78 = 16,23 \quad (79)$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение, м³/с:

$$G_K^{охл'} = (b + g_e) \cdot G_T^{охл'} = (0,9724 + 0,116) \cdot 16,78 = 18,26 \quad (80)$$

Объемный расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), м³/с:

$$G'_{KY} = (1 + g_B) \cdot G_T^{oxl'} = (1 + 0,116) \cdot 16,78 = 18,73 \quad (81)$$

Массовый расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), кг/с:

$$G_{\Gamma} = G'_{KY} \cdot \rho_{\Gamma} = 18,73 \cdot 1,271 = 23,80 \quad (82)$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\Xi}^{oxl} = \eta_{\Xi} \cdot (1 - \gamma \cdot g_B) = 0,3187 \cdot (1 - 0,5448 \cdot 0,116) = 0,2986 \quad (83)$$

2.2 Расчет схемы котла-утилизатора водогрейного

Рассмотрим котел-утилизатор водогрейный, на примере КУВ, предназначенный для подогрева сетевой воды за счет тепла уходящих газов газотурбинной электростанции.

Принципиальная тепловая схема КУВ представлена на рисунке 1.

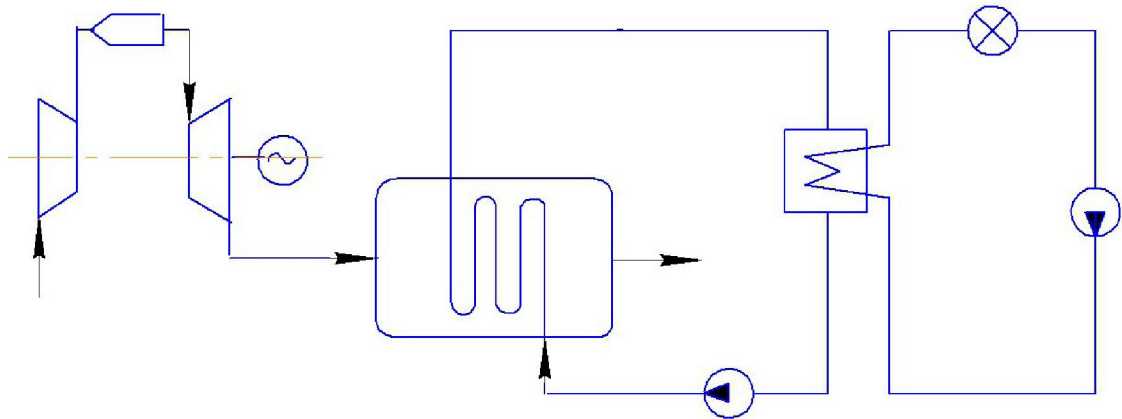


Рисунок 1 - Принципиальная тепловая схема КУВ

Котел выполнен по простейшей схеме, с горизонтальным расположением газохода. Поверхностью нагрева служит экономайзер, ввиду того, что интенсивность передачи теплоты от дымовых газов к воде невысока, для увеличения поверхности теплообмена, экономайзер выполнен с поперечным оребрением труб, что так же позволяет уменьшить габариты котла.

2.2.1 Исходные данные

При расчете тепловой схемы котла-утилизатора (рисунок 1) исходными величинами, задаваемыми или полученными при тепловом расчете ГТУ, являются:

- Расход газов на выходе из турбины $G_2 = 23,80, \text{ м}^3 / \text{ с}$;
- Температура газов за турбиной $t_2 = 597,05^\circ\text{C}$;
- Энтальпия газов за турбиной $I_2 = 630,01, \text{ кДж} / \text{ м}^3$;
- Температура уходящих газов за КУ $t_{\text{ух.г}} = 120^\circ\text{C}$;
- Температура воды на входе в КУ $t_{\text{в.вх}} = 70^\circ\text{C}$;
- Температура воды на выходе из КУ $t_{\text{в.вых}} = 150^\circ\text{C}$;
- Температура наружного воздуха $t_{\text{н.в}} = -2^\circ\text{C}$;
- Коэффициент избытка воздуха за ГТУ $\alpha = 2,9126$;

- Давление воды на входе в КУ $P_{в.вх} = 10$ бар;
- Давление воды на выходе из КУ $P_{в.вых} = 5$ бар;

2.2.2 Расчет тепловой схемы КУВ

Для расчета тепловой схемы КУ необходимо, в следующем порядке, определить:

1. Энтальпию уходящих газов за котлом ;
2. Из уравнения теплового баланса КУ вычислить расход сетевой воды;
3. Тепловую нагрузку КУ

Энтальпия газов после котла-утилизатора водогрейного при нормальных условиях, $\text{кДж} / \text{м}^3$:

$$I_{ух.г}^{ny} = I_{ух.г} - I_{газ}^{ny}, \quad (84)$$

Энтальпия уходящих газов после котла-утилизатора, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

$$I_{ух.г} = (c_{RO_2} \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O} \cdot r_{H_2O} + c_{N_2} \cdot r_{N_2} + c_{V_0} \cdot r_{V_0}) \cdot t_{ух.г}, \quad (85)$$

$$I_{ух.г} = (1,756 \cdot 0,0361 + 1,503 \cdot 0,0745 + 1,293 \cdot 0,2605 + 1,301 \cdot 0,628) \cdot 120 = 159,65,$$

Энтальпия газов при нормальных условиях, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

$$I_{ух.г}^{ny} = (c_{RO_2}^{ny} \cdot r_{RO_2} + c_{H_2O}^{ny} \cdot r_{H_2O} + c_{N_2}^{ny} \cdot r_{N_2} + c_{V_0}^{ny} \cdot r_{V_0}) \cdot t_{нв}, \quad (86)$$

$$I_{ух.г}^{ny} = (1,698 \cdot 0,0361 + 1,472 \cdot 0,0745 + 1,279 \cdot 0,2605 + 1,286 \cdot 0,628) \cdot (-2) = -2,62,$$

где $t_{нв}$ - температура наружного воздуха, 25°C ;

c_i, c_i^{ny} - изобарные теплоемкости компонентов газов при температуре уходящих газов, при нормальных условиях, $\text{кДж} / \text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$;

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot t_{ух.г, нв} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 120 = 1,756; \quad (87)$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot t_{ух.г, нв} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 120 = 1,503; \quad (88)$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot t_{\text{ухг, не}} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 120 = 1,293; \quad (89)$$

$$c_{V_O} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{\text{ухг, не}} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 120 = 1,301. \quad (90)$$

где g_i - объемные доли компонентов газа, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$;

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_2} = \frac{1,1225}{31,11} = 0,0361, \quad (91)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_2} = \frac{8,1052}{31,11} = 0,2605, \quad (92)$$

$$r_{V_0} = \frac{(\alpha - 1)V_0}{V_2} = \frac{(2,9126 - 1)10,2295}{31,11} = 0,628. \quad (93)$$

Расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, приведен в тепловом расчете ГТУ.

Уравнение теплового баланса для котла-утилизатора:

$$G_2 \cdot (I_2 - I_{\text{ухг}}) = G_{\text{с.в}} \cdot (h_{\text{ввх}} - h_{\text{ввых}}) \cdot \eta_{\text{ку}}, \quad (94)$$

где $I_{\text{ухг}}$ - энтальпия уходящих газов, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

$G_{\text{с.в}}$ - расход сетевой воды, $\text{кг}/\text{с}$;

$h_{\text{ввх}}, h_{\text{ввых}}$ - энтальпия сетевой воды, $\text{кДж}/\text{кг}$, $h_{\text{ввх, ввых}} = h'(P_{\text{ввх, ввых}}, t_{\text{ввх, ввых}})$;

Из (94) выражаем $G_{\text{с.в}}$, $\text{кг}/\text{с}$:

$$G_{\text{с.в}} = \frac{G_2 \cdot (I_2 - I_{\text{ухг}})}{(h_{\text{ввых}} - h_{\text{ввх}}) \cdot \eta_{\text{ку}}} = \frac{23,80 \cdot (630,52 - 159,65)}{(627,9 - 293,02) \cdot 0,98} = 34,15, \quad (95)$$

Тепловая нагрузка КУ, кВт :

$$Q = G_2 \cdot (I_2 - I_{\text{ухг}}) = 23,80 \cdot (630,52 - 125,59) = 12017,33 \quad (96)$$

Так как все газы из ГТУ поступают в котел, расход газов на выходе из турбины равен расходу газов на котел $G_2 = G_{2.к}$.

3.3 Коэффициент полезного действия котельного агрегата и потери теплоты

Тепловые потери в котлах утилизаторах данного типа, зависят непосредственно от интенсивности передачи теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу в поверхностях нагрева.

Рассмотрим составляющие потерь теплоты в котле-утилизаторе:

1 Потеря теплоты с уходящими газами, обусловлена тем, что температура продуктов сгорания, покидающих котел, значительно выше температуры окружающего атмосферного воздуха, %;

$$q_2 = \frac{I_{ух.г} - I_{нв}}{I_2} \cdot 100 = \frac{159,65 - (-34,81)}{801,4042} \cdot 100 = 24,26, \quad (97)$$

где $I_{нв}$ - энтальпия воздуха при нормальных условиях, $кДж / м^3$.

2 Потеря теплоты от наружного охлаждения q_5 обусловлена более высокой температурой наружной поверхности стен $t_{н.ст}$ и элементов котла по сравнению с температурой наружного воздуха $t_{нв}$, %.

$$q_5 = 0,2$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата (брутто) по уравнению обратного баланса, %:

$$\eta_{к.а} = 100 - \sum q_i = 100 - 24,26 - 0,2 = 75,53, \quad (98)$$

где q_i - тепловые потери для принятого типа парового котла и топлива.

Коэффициент сохранения тепла:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_k} = 1 - \frac{0,2}{0,2 + 75,53} = 0,9974 \quad (99)$$

Коэффициент полезного действия ГТУ ТЭЦ, %:

$$\eta_{ГТУ} = \frac{N_{э} + Q_{ку}}{B \cdot Q_H^p} \cdot 100 = \frac{6120,49 + 12017,33}{0,545 \cdot 37614} \cdot 100 = 78,4$$

где $Q_{ку}$ - тепловая нагрузка котла-утилизатора, кВт;

B - расход топлива, $м^3/с$;

$N_{э}$ - электрический КПД ГТУ, кВт

2.3 Конструкторский расчет одноконтурного котла – утилизатора водогрейного

2.3.1 Определение эскизной площади поверхности теплообмена

При конструктивном расчете котельного агрегата по заданным температурам дымовых газов и обогреваемой среды определяем тепловосприятие каждого элемента, после чего рассчитываем температурный напор и коэффициент теплопередачи, а из уравнений теплообмена находим величина поверхности теплообмена.

Ввиду сложности определения коэффициента теплопередачи, на первом итеративном шаге принимаем значение коэффициента теплопередачи из диапазона $k = 50 \div 90 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Эскизная площадь поверхности теплообмена котла-утилизатора, м^2 :

$$F_{\text{эск}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{15277 \cdot 1000}{80 \cdot 181,25} = 1053,62 \quad (100)$$

где Q -тепловая нагрузка КУ, Вт ;

k -коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

$\Delta t_{\text{ср}}$ -средний температурный напор, $^{\circ}\text{С}$.

Температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$, т. е. усредненная по всей поверхности нагрева разность температур обогревающей и обогреваемой сред, зависит от взаимного направления движения сред.

Схема включения, при которой обе среды на всем пути движутся параллельно навстречу друг другу, называется противоточной, а в одну сторону - прямоточной. Температурный напор для обеих схем определяется как среднелогарифмическая разность температур по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{447,05 - 50}{\ln \frac{447,05}{50}} = 181,25, \quad (101)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ большая и меньшая разность температур теплоносителей.

Для противоточной схемы большая и меньшая разность температур будет определяться как:

$$\Delta t = \theta' - t'' = 597,05 - 150 = 447,05,$$

$$\Delta t = \theta'' - t' = 120 - 70 = 50.$$

Индекс «б» ставим у большего температурного напора, «м» - у меньшего; θ - температура греющей среды; t - температура нагреваемой среды; штрих-вход, два штриха - выход теплоносителя.

2.3.2 Определение основных конструктивных размеров котла-утилизатора

Определив площадь поверхности теплообмена котлоагрегата, необходимо задаться основными конструктивными размерами, m :

- высотой газохода $h_z=4,7$ м;
- шириной газохода $s_z=4$ м;
- наружным диаметром труб $d_H=0,04$ м;
- толщиной труб $\delta=0,004$ м;
- высотой ребер $h_p=0,012$ м;
- толщиной ребер $s_p=0,001$;

так же выбрать материал труб и ребер.

Для изготовления экономайзеров рекомендуется использовать трубы с наружным диаметром $d_H = 28 \div 42$ мм и толщиной стенки $s = 2,5 \div 5$ мм, ребра с высотой $h = 9 \div 12$ мм и толщиной. Материал труб и ребер – сталь 20. Для ребер допускается использовать стали ВСтЗсп и ВСтЗпс. Высота и ширина газохода задаются произвольно.

Задавшись наружным диаметром и высотой ребра, определим диаметр оребрения, m :

$$d_p = d_H + 2h_p = 0,04 + 2 \cdot 0,012 = 0,064 \quad (102)$$

Для интенсификации теплообмена и более компактной компоновки стального экономайзера применяют шахматное расположение труб и минимальные относительные шаги.

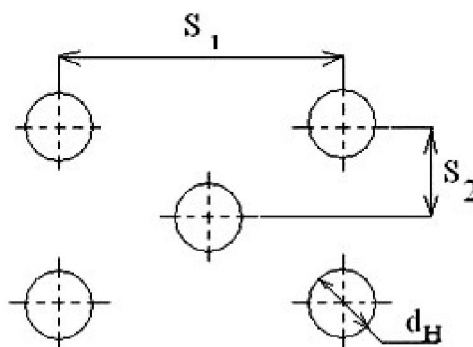


Рисунок 2 - Шахматное расположение труб

При этом относительный поперечный шаг $\sigma_2 = S_2/d_n = 2,5 \div 3,2$, относительный продольный шаг $\sigma_1 = S_1/d_n = 2,2 \div 3,0$. По выбранному продольному шагу выбирается число труб в ряду, полученное значение необходимо округлить до целого, в большую сторону.

$$n_1 = \frac{s\Gamma}{S_1} - 1 = \frac{4}{0,088} - 1 = 45 \quad (103)$$

Задавшись в первом приближении скоростью газов на входе в газоход КУ в диапазоне $\omega_0 = 9$ м/с, можно оценить площадь поперечного сечения газохода:

$$f = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_d + 273)}{\omega_0 \cdot 273}, \quad (104)$$

где $V_2 = 1/\rho_2$, м³/кг; ρ_2 - плотность газов при нормальных условиях, кг/м³; G_2 - массовый расход газов, кг/с; θ_d - температура газов перед КУ, °С.

$$f = 23,80 \cdot 0,7868 \frac{(358,52 + 273)}{9 \cdot 273} = 4,81$$

Поскольку площадь газохода f - это произведение высоты труб на ширину КУ, т. е. $f = l_{mp} \cdot s_2$, задаваясь числом секций в ряду $m_{сек} = 1$, можно определить его высоту:

$$l_{mp} = \frac{f}{b_{котла}} = \frac{4,81}{4} = 1,20 \quad (105)$$

Площадь живого сечения котла для прохода продуктов сгорания при установке стального водяного экономайзера:

$$F_{жив} = f - n_1 \cdot (d_{нар} \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{mp}}{0,005} \cdot h_{реб} \cdot s_p) \quad (106)$$

$$F_{жив} = 4,81 - 45 \cdot (0,04 \cdot 1,20 + 2 \cdot \frac{1,20}{0,005} \cdot 0,012 \cdot 0,001) = 2,38$$

Скорость газов в межтрубном пространстве:

$$\omega_2 = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\theta_d + 273)}{F_{жив} \cdot 273} \quad (107)$$

где θ_d - средняя температура газов:

$$\theta_d = \frac{(t_z + t_{yx})}{2} = \frac{(597,05 + 120)}{2} = 358,52$$

$$\omega_z = \frac{23,80 \cdot 0,7868 \cdot (358,52 + 273)}{2,38 \cdot 273} = 18,14$$

Скорость воды в трубках:

$$\omega_в = \frac{4 \cdot G_{св} \cdot \nu}{2 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n_1} \quad (108)$$

где ν – удельный объем воды, n_1 – число труб в одном ряду.

$$\omega_в = 4 \cdot 34,15 \cdot \frac{0,001}{2 \cdot \pi \cdot 0,032^2 \cdot 45} = 0,94$$

2.3.3 Расчет площади поверхности теплообмена

Площадь поверхности теплообмена котлоагрегата определяется:

$$F_m = F_{тр} n \quad (109)$$

где $F_{тр}$ – площадь трубы, m^2 ;

$n_{тр}$ – общее число труб в двух газоходах котла-утилизатора водогрейного.

Площадь трубы:

$$F_{тр} = F_{нр} + F_{рп} \quad (110)$$

где $F_{нр}$ – площадь поверхности ребер трубы;

$F_{рп}$ – площадь неоробренной части трубы.

Изображение трубы с оребрением представлено на рисунке 3.

Площадь поверхности ребра трубы, m^2 ;

$$F_{нр} = \frac{3,14}{2} (D_p^2 - d_n^2 + 2D_p \cdot \delta_p) \frac{l}{S_p} = \frac{3,14}{2} (0,064^2 + 0,04^2 + 2 \cdot 0,064 \cdot 0,001) \frac{1,20}{0,003} = 1,65 \quad (111)$$

Площадь необребленной части трубы, m^2 ;

$$F_{np} = \frac{\pi d_n l (1 - \frac{\delta_p}{S_p})}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,04}{2} \cdot 1,20 \cdot (1 - \frac{0,001}{0,003}) = 0,05. \quad (112)$$

$$F_{mp} = 1,65 + 0,05 = 1,70$$

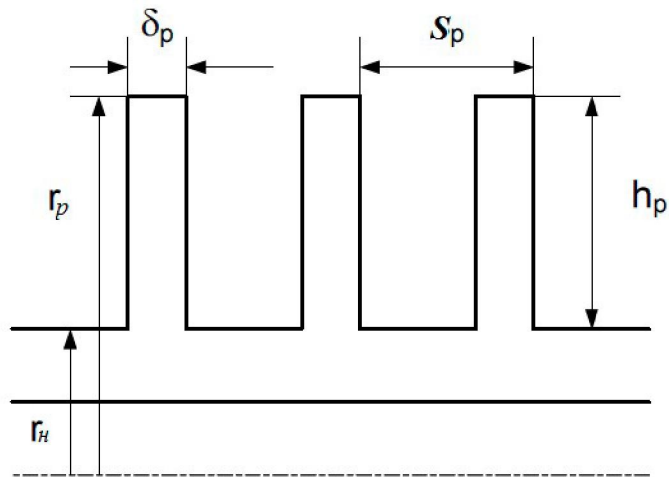


Рисунок 3 -Труба с ребрением

Соответственно, общее число труб в газоходе:

$$n = \frac{F_{эск}}{F_{mp}} = \frac{1053,62}{1,70} = 618, \quad (113)$$

полученное значение округлили до целого четного числа, в большую сторону.

Число рядов в одном газоходе:

$$n_2 = \frac{n}{n_1} = \frac{618}{45} = 14 \quad (114)$$

Ширина пакета по ходу движения газов, m :

$$a = n_2 S_2 = 14 \cdot 0,1 = 1,4 \quad (115)$$

Длина одного змеевика:

$$l_3 = h_2 n_2 = 4,7 \cdot 14 = 65,8 \quad (116)$$

Таким образом, получив площадь поверхности теплообмена котлоагрегата равной эскизной $F_m = F_{эск}$ и обеспечив необходимые скорости движения сред, выбор конструктивных размеров котлоагрегата можно считать верным.

2.3.4 Определение коэффициента теплопередачи

Среднеарифметический температурный напор, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}\right)} \quad (117)$$

где $\Delta t_{\mathcal{M}}$ - меньшая разность температур между теплоносителями;

Δt_{δ} - большая разность температур.

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = \theta_d - t_o, \quad \Delta t_{\delta} = \theta_1 - t_s.$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = t_{yx} - t_{ввх} = 120 - 70 = 50 \quad (118)$$

$$\Delta t_{\delta} = \theta_d - t_{ввх} = 358,52 - 150 = 208,52 \quad (119)$$

$$\Delta t = \frac{208,52 - 50}{\ln\left(\frac{208,52}{50}\right)} = 111,01$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_2}{d_H} \left(\frac{\omega_2 \cdot d_H}{\nu_2} \right)^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (120)$$

здесь ω_2 - скорость газов; λ_2 - теплопроводность газов, Вт/(м·К); ν_2 - кинематическая вязкость, м²/с; Pr_2 - число Прандтля для газов. Значения параметров λ_2 , ν_2 , Pr_2 принимаются по таблице 3 при средней температуре газов; C_s - поправка на компоновку пучка труб, определяется в зависимости от относительных шагов (поперечного $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_H} = 2,2$ и продольного $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_H} = 2,5$)

и параметра φ_6 :

$$\varphi_{\sigma} = \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} - 1} \right) \quad (121)$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{(2,2 - 1)}{\sqrt{0,25 \cdot 2,2^2 + 2,5^2} - 1} = 0,4721$$

т.к. $0,1 < \varphi_{\sigma} \leq 1,7$, то $C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} = 0,3154$;

при $z_2 \geq 10$, $C_z = 1$

Здесь z_2 – число рядов труб по ходу газов (в первом приближении задались $z_2 = 14$).

Таблица 3 - Теплофизические свойства дымовых газов среднего состава

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu, \text{м}^2/\text{с}$	Критерий Прандтля, Pr
0	0,023	$12,2 \cdot 10^{-6}$	0,72
100	0,031	$21,5 \cdot 10^{-6}$	0,69
200	0,040	$32,8 \cdot 10^{-6}$	0,67
300	0,048	$45,8 \cdot 10^{-6}$	0,65
400	0,057	$60,4 \cdot 10^{-6}$	0,64
500	0,066	$76,3 \cdot 10^{-6}$	0,63
600	0,074	$93,6 \cdot 10^{-6}$	0,62
700	0,083	$112 \cdot 10^{-6}$	0,61
800	0,091	$132 \cdot 10^{-6}$	0,60
900	0,100	$152 \cdot 10^{-6}$	0,59
1000	0,109	$174 \cdot 10^{-6}$	0,58
1100	0,117	$197 \cdot 10^{-6}$	0,57
1200	0,126	$221 \cdot 10^{-6}$	0,56

$$Pr_z = 0,69$$

$$\lambda_z = 0,031$$

$$\nu_z = 21,5 \cdot 10^{-6}$$

$$\alpha_1 = \frac{0,031}{0,04} \left(\frac{18,14 \cdot 0,04}{21,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,69^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,3154 = 112,7$$

$$k_{\text{ЭК}} = \alpha_1 = 112,7 \quad (122)$$

Площадь поверхности теплообмена, м^2 :

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{k_{\text{ЭК}} \cdot \Delta t_{\text{ЭК}}} = \frac{15277 \cdot 1000}{112,7 \cdot 111,01} 48,26 = 1220,8, \quad (123)$$

Общее число труб:

$$z = \frac{F}{F_{\text{тр}}} = \frac{1220,8}{1,70} = 716 \quad (124)$$

Число рядов секций по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{секц}} = \frac{F}{F_{\text{сек}}} = \frac{1220,8}{76,64} = 16 \quad (125)$$

где $F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot n_1 = 1,70 \cdot 45 = 76,64$

Ширина пакета по ходу движения газов, м

$$a = n_2 S_2 = 16 \cdot 0,1 = 1,6 \quad (126)$$

Длина одного змеевика:

$$l_3 = h_2 n_2 = 4,7 \cdot 16 = 75,2 \quad (127)$$

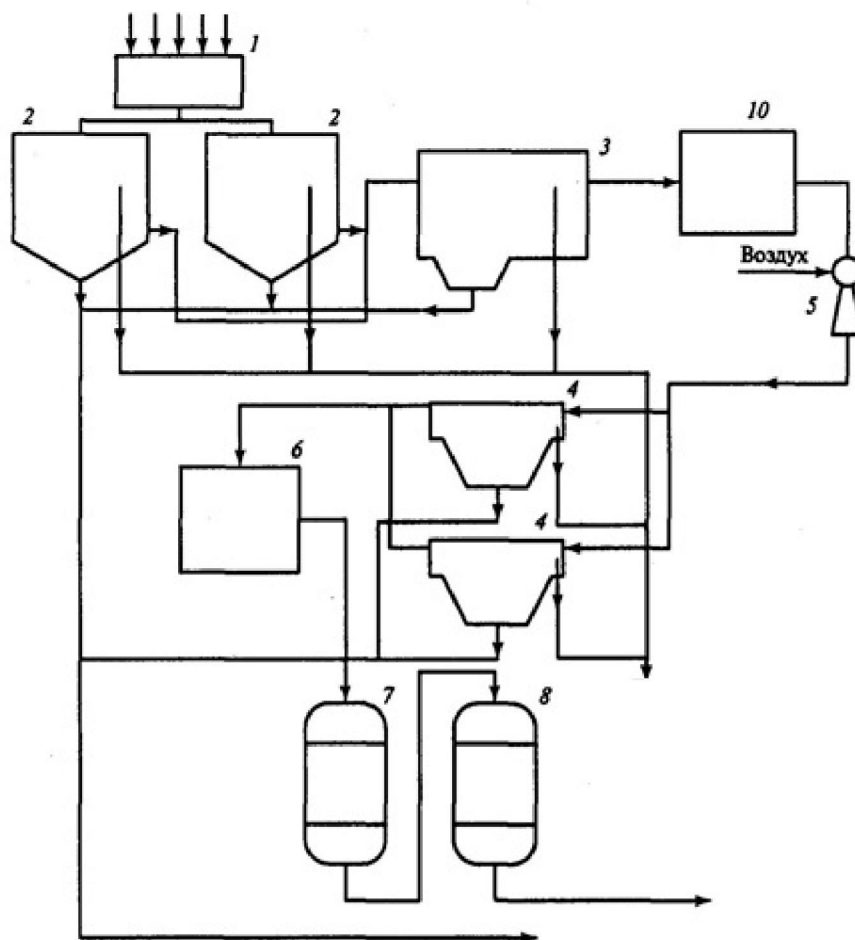
3 Система газоснабжения [изъято 8 страниц]

4 Экономическая часть [изъято 7 страниц]

5 Охрана окружающей среды

5.1 Очистка и утилизация сточных вод

Сброс недостаточно очищенных от нефтепродуктов сточных вод представляет особую опасность для водоемов. Легкие нефтепродукты образуют пленки на поверхности, ухудшая условия аэрации водоемов. Воздействие нефтепродуктов на водоемы имеет длительный характер, так как они являются слабо окисляющимися веществами.



1 – распределительная камера; 2 – резервуар-отстойник; 3 – нефтеловушка; 4 – флотатор;
5 – эжектор; 6 – бак; 7 – механический фильтр; 8 – фильтр с активированным углем;

Рисунок – 5 Технологическая схема очистки сточных вод, содержащих нефтепродукты

Сточные воды, загрязненные нефтепродуктами, собираются в распределительной камере 1, откуда подаются в резервуары-отстойники 2, которые имеют конические днища и устройства для сбора и отвода сплывших и осевших нефтепродуктов. Для улучшения процесса отстаивания сточные воды целесообразно подогревать до 40 °С. Вместимость резервуаров 2 рассчитана на

прием четырехчасового поступления сточных вод. Остаточное содержание нефтепродуктов после них составляет 35—40 мг/кг.

В качестве второй ступени рекомендуется применять малогабаритные тонкослойные многоярусные нефтеловушки 3, после которых вода собирается в баках 10. После нефтеловушек или вместо них можно использовать многокамерные флотаторы 4. Для насыщения воды воздухом перед флотацией применяют флотационные насосы или эжекторы 5. Остаточная массовая концентрация нефтепродуктов после флотаторов снижается до 10—15 мг/кг.

Вода собирается в промежуточном баке 6 и подается на механические фильтры 7, загруженные антрацитом фракции 0,5—1,5 мм. Оптимальная скорость фильтрации равна 5,0—6,5 м/ч, а остаточная концентрация нефтепродуктов после этих фильтров обычно составляет 4—5 мг/кг. Завершающая стадия очистки осуществляется на фильтрах 8 с активированным углем. Возможно применение намывных фильтров с использованием в качестве фильтрующих материалов вспученного перлита, угольной пыли, а также их смеси. Скорость фильтрации принимается равной 5,0—6,5 м/ч, а остаточная концентрация нефтепродуктов в сточных водах после этих фильтров не превышает 1 мг/кг.

Регенерация механических и угольных фильтров 7 и 8 осуществляется с использованием пара давлением 0,4—0,5 МПа и температурой 150—160 °С, а также сжатого воздуха, подаваемого со скоростью 15 м/ч в течение 20—30 мин. Образующиеся при отмывке сточные воды собираются в промежуточные емкости и после снижения температуры подаются в распределительную камеру.

Степень очистки сточных вод достигает 95 % и мало зависит от исходной концентрации нефтепродуктов, т.е. для получения остаточной концентрации 0,05 мг/кг (ПДК для рыбохозяйственных водоемов) на очистку должны поступать сточные воды с концентрацией нефтепродуктов не более 1 мг/кг.

При исходной концентрации нефтепродуктов 20 мг/кг ее можно снизить до 1 мг/кг и использовать повторно в схемах ВПУ, прежде всего при наличии известкования и коагуляции. Трудности в реализации существующих схем очистки связаны с их громоздкостью, слабой автоматизацией, отсутствием отечественных приборов для автоматического контроля за содержанием нефтепродуктов.

Сброс сточных вод после очистных сооружений в водоемы не допускается, поэтому сброс осуществляется в промышленную канализацию.

Регенерацию фильтра следует производить водяным паром давлением 0,03...0,04 МПа через верхнее распределительное устройство. Пар разогревает уловленные нефтепродукты, и они под давлением вытесняются из слоя. Длительность регенерации обычно не превышает 3 ч. Вытеснение масла из фильтра сопровождается сначала ростом его концентрации в конденсате, а затем ее уменьшением. Конденсат сбрасывается в баки перед нефтеловушкой. Полная типовая схема очистки сточных вод от нефтепродуктов показана на рисунке 5. Сточные воды собираются в буферные усреднительные баки, в

которых происходит выделение части наиболее крупных грубодисперсных примесей и частиц нефтепродуктов. Сточная вода, частично освобожденная от примесей, направляется в нефтеловушку. Затем вода поступает в промежуточный бак и оттуда насосом подается на флотатор. Частично очищенная вода направляется во второй промежуточный бак и подается из него на фильтровальную установку, состоящую из двух ступеней. Первая ступень представляет собой фильтр с двухслойной загрузкой из кварцевого песка и антрацита. Вторая ступень состоит из сорбционного фильтра, загруженного активированным углем. Степень очистки воды по этой схеме составляет около 95%.

В проекте предусмотрена установка для сжигания промышленно-бытовых отходов серии «Форсаж», с целью утилизации остаточных нефтепродуктов после очистки сточных вод.

Установка нефтесодержащих механических примесей «Форсаж» предназначена для термической утилизации (сжигания) твердых бытовых и промышленных, в том числе нефтесодержащих отходов и пестицидов. За счет высокой температуры горения (около 1100°C), в камере дожигания происходит полное разложение сложных органических соединений до простейших компонентов. Сводится к минимуму содержание загрязняющих веществ в отходящих газах. При этом в установке происходит практически полное сгорание отходов – остаток в виде золы составляет, в зависимости от состава отходов, 3–5% исходной массы отходов.

Конструктивные особенности установки позволяют сжигать отходы калорийностью до 5500 ккал/кг. Предельное содержание нефтепродуктов в сжигаемых отходах не должно превышать 30% по массе. В установке не разрешается сжигать отходы, содержащие легковоспламеняющиеся вещества (бензин, растворители и др.), а также галогеносодержащие (фтор-, хлорсодержащие) отходы и отходы, содержащие ионы тяжелых металлов.

Установка выполнена в форме двух контейнеров. Основным материалом, используемым для изготовления установок «Форсаж» является высоколегированная жаростойкая сталь 15X25Т, что обеспечивает ее надежную эксплуатацию, а также защищает установку от воздействия внешних агрессивных факторов.

Таблица 5 – Технические характеристики установки «Форсаж»

Параметр	Значение
Камера сжигания с опорной рамой, мм	1700×1700×2030
Передвижной пульт управления, мм	740×1505×1090
Труба отходящих газов, мм	500×1950
Максимальный вес установки, кг	884
Электропитание установки, В	220
Максимально потребляемая мощность, кВт/ч	7,9
Расход дизельного топлива, л/ч	12,8
Тепловая мощность горелки, кВт	140
Производительность установки, кг/ч	180

ЗАКЛЮЧЕНИЕ [изъято 1 страница]

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Подборский Л. Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций: метод. пособие к курсовому проектированию / Сиб. федер. ун-т / Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с.
- 2 Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний; Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с. ил.
- 3 Цанёв, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций: учебное пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А.Н. Ремезов. – Москва : Издательство МЭИ, 2002 – 584 с
- 4 Абрамов, А. И. Повышение экологической безопасности ТЭС: Учебное пособие / А.И.Абрамов, Д.П.Елизаров, А.Н.Ремезов и др., Под.ред. А. С. Седлова.- М.: Издательство МЭИ, 2001.-378 с.
- 5 Подборский Л. Н. Турбины ТЭС и АЭС : метод. указ. по курсовому проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции» / Л. Н. Подборский. – КрПИ – Красноярск, 1991. – 62 с.
- 6 Прутковский, Е. Н. Руководящий технический материал / Е. Н. Прутковский, В. С. Варварский, В. П. Дробот, Н. Д. Маркозов и др. // Установки парогазовые стационарные – РТМ 108.020.22-84, 1984. – 54с.
- 7 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. - Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. - 96 с.
- 8 «Уромгаз» Проектирование и производство газового оборудования. / ЗАО «Уромгаз» www.uromgaz.ru. – Режим доступа : http://www.uromgaz.ru/catalog/gazotekhnologicheskoe_oborudovanie/podogrevateli_gaza/podogrevatel_gaza_pg/page1/document180.
- 9 Завод «Газпроммаш Саратов» www.gazprommash.ru / ООО Завод «Зазпроммаш». – Режим доступа : <http://www.gazprommash.ru/production/catalog/fsgtf>.
- 10 Истомин, В. А. Предупреждение и ликвидация газовых гидратов в системах сбора и промышленной обработки газа и нефти. – М. : ВНИИЭгазпром, 1990, 214 с.
- 11 Бухгалтер, Э. Б. Предупреждение и ликвидация гидратообразования при подготовке и транспорте нефтяного и природного газов. – Нефтепромысловое дело. – М. : ВНИИОЭНГ, 1982, выпуск 10 (34), 41 с.
- 12 О мерах по стимулированию сокращения загрязнения атмосферного воздуха продуктами сжигания попутного нефтяного газа на факельных установках : постановление Правительства РФ №7 от 8 января 2009 года
- 13 Об электроэнергетике : федеральный закон Российской Федерации от 26 марта 2003 года № 35-ФЗ.

- 14 О газоснабжении в Российской Федерации : федеральный закон Российской Федерации от 31 марта 1999 года № 69-ФЗ.
- 15 Генеральная схема развития нефтяной отрасли на период до 2020 года.