

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

кафедра Тепловые энергетические установки

«УТВЕРЖДАЮ»
Директор ИТЭТТ

«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой _____

(Ф.И.О., ученая степень, звание)
_____ « _____ » 20__ г
(подпись)

(Ф.И.О., ученая степень, звание)
_____ « _____ » 20__ г
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: ТЭО проекта реконструкции котельной в здании ТЭЦ вблизи на севере Казахстана

Специальность 5В071800 - Теплоэнергетика

Выполнил (а) Дюскашев Б.К. ТЭС 15-3
(Фамилия и инициалы) группа

Научный руководитель Коробков М.С.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

Консультанты:

по экономической части:

Гармонов С.Г., профессор, к.э.н.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
С.Г. « 10 » июня 2019 г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Мананбаева С.Е. доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
С.Е. « 21 » 05 2019 г.
(подпись)

Нормоконтролер: Баббекова В.О. ст. преподаватель
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
В.О. « 19 » 06 2019 г.
(подпись)

Рецензент: Исаханбаев А.К. зам. гл. инженера по техн. ТЭЦ
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
А.К. « 19 » 06 2019 г.
(подпись)

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Институт Теплоэнергетики и Теплофизики
Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика
Кафедра Тепловых энергетических установок

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломной работы

Студент Рюкешев Батгяр Куанышұлы
(фамилия, имя, отчество)

Тема работы ТЭО проекта реконструкции
котельной 16 мины - ТЭЦ Ормозоны
на севере Казахстана

утверждена приказом ректора № 124 от «26» 10 2019 г.

Срок сдачи законченной работы « » 20 г.

Исходные данные, требуемые параметры результатов и исходные данные

- Котельная, производительностью 30 T/ч , в составе трех котлов ПКВР-10-13-250 ТМ; потребитель пара - 10 T/ч , в давлении $0,50 \text{ МПа}$
- Система водоподготовки котельной
- Тепловая схема котельной

Перечень вопросов подлежащих разработке в дипломной работе или краткое содержание:

1. Произвести тепловой расчет котельной, определить ее показатели
2. По приведенным данным подобрать оборудование
3. Произвести тепловой расчет водоподготовки
4. Выполнить тепловой расчет стены мины-ТЭЦ. Рассмотреть несколько решений работы станции
5. Произвести корректирующий расчет ВРЧ
6. Произвести расчет по разделам Вн(Р. 4) эконбашки


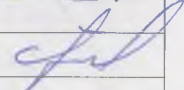
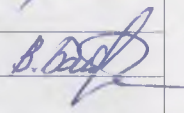
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Тензман миска - ТЭЦ
2. Поперечный разрез главного корпуса
3. Котельный агрегат РКВР-10-13-250
4. Паровая турбина Р-1,2-134/0,65

Рекомендуемая основная литература

1. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) 1988
2. Емшаров Р.Р. Теплотехниче-е установки электростанций, 1982
3. Соколов Е.В. Промышленные тепловые электростанции, 1979
4. Болынов А.С. Водоподготовка в энергетике май 2006
5. Джаркин Г.И. Котельные уст-ки. Курсовое и дипломное проектирование.

Консультанты по работе с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
БЭИЭД	Маманбаева С.Е.	8.05-22.05/19	
Эконом. часть	Параманов С.Г.	10.06.19г.	
Нормоконтроль	Байбекова В.О.	19.06.19	

Г Р А Ф И К
подготовки дипломной работы

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1	Сбор материалов по теме дипломного проекта на практике	15.01.2019	
2	Сбор информации по мини-ТЭУ в разных источниках	30.01.2019	
3	Тепловой расчет котельной, определение технико-экономических показателей.	15.02.2019	
4	Подбор турбоагрегата, его описание.	30.02.2019	
5	Тепловой расчет водогрейного турбоагрегата	20.03.2019	
6	Тепловой расчет стены мини-ТЭУ, сравнение режимов работы станции.	1.04.2019	
7	Изучение регламента и расчет ВРЧ	22.04.2019	
8	Экономическая оценка проекта, определение себестоимости энергии	1.05.2019	
9	Определение категории надежности предприятия	13.05.2019	
10	Выбор чертёжной бумаги	20.05.2019	
11	Оформление дипломного проекта	10.06.2019	

Дата выдачи задания « 14 » 01 20 19 г.

Заведующий кафедрой

(подпись)

Кибакин А.А.

(Фамилия и инициалы)

Руководитель

(подпись)

Коробков М.С.

(Фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению

(подпись студента)

Русакиев Б.К.

(Фамилия и инициалы)

Аңдатпа

Бұл дипломдық жобада «Қазақстанның солтүстігіндегі өнеркәсіптік аймақта орналасқан қазандықты кіші ЖЭО-на қайта құру жобасының ТЭН-і.» кіші-ЖЭО-да қазандықты қайта құру мәселесі қарастырылды қайта жаңарту бу турбинасын енгізуді қамтиды. Осы мақалада станцияның техникалық-экономикалық көрсеткіштері есептелді, ТТС жүйесін түзету есептелді, реконструкцияға дейін және одан кейін энергиямен жабдықтау құнын салыстыру анықталды, кәсіпорынның қауіптілік категориялары анықталды.

Аннотация

В дипломном проекте «ТЭО реконструкции котельной в мини-ТЭЦ промзоны на севере Казахстана» был рассмотрен вопрос реконструкции котельной в мини-ТЭЦ. Реконструкция подразумевает введение паровой турбины. В работе были рассчитаны технико-экономические показатели станции, произведен корректирующий расчет системы ВПУ, определено сравнение себестоимости отпуска энергии до и после реконструкции, а также определена категория опасности предприятия.

Annotation

In diploma project «Feasibility study of the project of boiler house reconstruction into the mini-CHP for industrial zone in the North of Kazakhstan» Reconstruction involves the introduction of a steam turbine. In this paper, the technical and economic indicators of the station were calculated, the corrective calculation of the TLU system was made, the comparison of the cost of energy supply before and after reconstruction was determined, and the hazard category of the enterprise was determined.

Содержание	стр.
Введение.....	6
1. Тепловой расчет котлоагрегата ДКВР-10-13-250ГМ	7
1.1 Описание конструкции котла и топочного устройства	7
1.2 Тепловой расчет котлоагрегата	8
2. Расчет вспомогательного оборудования.....	31
2.1 Описание вспомогательного оборудования.....	31
2.2 Расчет потребляемой мощности оборудования.....	35
2.3 Расчет собственных нужд котельной.....	30
3. Тепловой расчет турбины	37
3.1 Описание паровой турбины.....	37
3.2 Определение ориентировочного расхода пара на турбину.....	38
3.3 Тепловой расчет проточной части.....	39
4. Расчет тепловой схемы мини-ТЭЦ.....	42
4.1 Описание тепловой схемы	42
4.2 Расчет тепловой схемы станции	50
5. Расчет водоподготовки мини ТЭЦ	55
5.1 Описание ВПУ мини ТЭЦ	55
5.2 Определение производительности ВПУ	57
5.3 Определение площади теплообмена сетевого подогревателя	58
6. Экономическая эффективность реконструкции котельной в мини ТЭЦ	61
6.1 Расчет себестоимости единицы энергии до реконструкции	61
6.2 Расчет себестоимости единицы энергии после реконструкции	66
6.3 Вывод по экономической части.....	71
7. Безопасность жизнедеятельности	72
7.1 Категория опасности предприятия.....	72
7.2 Расчет вредных выбросов	75
7.3 Определения категории опасности предприятия.....	78
Заключение.....	79
Литература.....	80

ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	
Разраб.		Дюскалиев Б.К.			
Провер.		Коробков.М.С.			
Реценз.		Жакыпбаев.А.К.			
Н. Контр.		Байбекова В.О.			
Утверд.		Кибарин А.А.			
Содержание			Лит.	Лист	Листов
АУЭС, ИТЭТ, ТЭС-15-3					

Введение

В условиях постоянного роста тарифов уменьшить расходы на покупку электроэнергии для энергопотребляющих предприятий можно внедрением энергосберегающих технологий и выработкой собственной электроэнергии с удельным расходом топлива существенно меньшим, чем в среднем по энергосистеме. Результаты исследований показывают, что на многих из котельных имеется существенный потенциал для выработки собственной электрической энергии. Это добивается за счет паровой турбины с противодавлением, которая устанавливается параллельно с редукционно-охладительной установкой.

Существующая котельная производительностью пара 30 т/ч, построенная в середине 1970-х годов по типовому проекту обеспечивает нужды завода химической промышленности. Котельная рассчитана и работает на газовом топливе. Электроэнергия закупается из сети. Внедрение турбины преобразует котельную в мини-ТЭЦ, мощность которой варьируется в пределах от 100 кВт до 50 МВт. Мини-ТЭЦ — это электростанции с комбинированным производством электричества и тепловой энергии. Реконструкция данной котельной в мини-ТЭЦ является лучшим выбором, так как котельная находится в непосредственной близости от потребителей энергии. К преимуществам мини-ТЭЦ относятся: предотвращение потерь при передаче энергии, бесперебойная подача и высокое качество электроэнергии, длительный ресурс эксплуатации – жизненный цикл оборудования достигает 20-25.

Цель дипломного проекта: произвести технико-экономическую оценку реконструкции паровой котельной в мини-ТЭЦ для условий северного региона Казахстана. Реконструкция подразумевает ввод новой турбины типа Р для покрытия собственных нужд котельной. Таким образом, не будет необходимости в покупке электроэнергии из сети. Добавляется турбинный цех, а элементы котельной используются максимально, что является более выгодным решением, а модернизация дешевле.

В проекте были выполнены расчеты котельного агрегата, турбины Р, тепловой схемы, ВПУ; рассмотрены 3 режима работы мини-ТЭЦ, определены себестоимости отпуска единицы энергии, а также рассмотрен вопрос по безопасности жизнедеятельности.

1. Тепловой расчет котлоагрегата ДКВР-10-13-250

1.1 Описание конструкции котла и топочного устройства

Проектирование мини ТЭЦ основывается на котельной (по типовому проекту), где работают 3 паровых котла типа ДКВР на газовом топливе. В данном разделе производится тепловой расчет этих котлов. Ниже дается краткое описание котлоагрегата.

Паровой котёл ДКВр-10-13ГМ (ДКВр-10-13-250ГМ) – паровой вертикально-водотрубный котёл с экранированной топочной камерой и кипятильным пучком, выполненных по конструктивной схеме "D", характерной особенностью которой является боковое расположение конвективной части котла относительно топочной камеры.

ДКВр – тип котла (двухбарабанный котел водотрубный реконструированный), 10 - паропроизводительность (т/ч), 13 – абсолютное давление пара (кгс/см²), ГМ - котел для сжигания газообразного топлива / жидкого топлива (дизельное и печное бытовое топливо, мазут, нефть), 250 (350) – температура перегретого пара, °С (в случае отсутствия цифры – пар насыщенный). Барабаны котлов на давление 13 кгс/см² изготавливаются из стали 16ГС ГОСТ 5520-69 и имеют внутренний диаметр 1000 мм при толщине 13 мм. Для осмотра барабанов и расположенных в них устройств, а также для чистки труб на задних днищах имеются лазы; у котлов ДКВр-6,5 и 10 с длинным барабаном имеется еще лаз на переднем днище верхнего барабана. На верхней образующей верхнего барабана приварены патрубки для установки предохранительных клапанов, главного парового вентиля или задвижки, вентиля для отбора проб пара, отбора пара на собственные нужды (обдувку).

В водяном пространстве верхнего барабана находится питательная труба, в паровом объеме - сепарационные устройства. В нижнем барабане размещаются перфорированная труба для продувки, устройство для прогрева барабана при растопке (для котлов производительностью от 6,5 т/ч и выше) и штуцер для спуска воды. Для наблюдения за уровнем воды в верхнем барабане устанавливаются два указателя уровня. На переднем днище верхнего барабана установлено два штуцера D=32x3 мм для отбора импульсов уровня воды на автоматику. Экраны и конвективные пучки выполняются из стальных бесшовных труб D=51x2,5 мм. Боковые экраны у всех котлов имеют шаг 80 мм; шаг задних и фронтальных экранов равен 80-130 мм. [17]

					ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Дюскалиев Б.К.				Тепловой расчет котлоагрегата ДКВР 10-13	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Коробков.М.С							
Реценз.	Жакыпбаев.А.К							
Н. Контр.	Байбекова В.О.							
Утверд.	Кибарин А.А.							
						АУЭС, ИТЭТ, ТЭС -15-3		

1.2 Тепловой расчет котлоагрегата

Расчет проводится по методике [2]

Исходные данные для расчета:

- 1) Паропроизводительность котла, $D = 10$ т/ч;
- 2) Давление пара на выходе из котла, $P = 1,3$ МПа;
- 3) Температура пара на выходе – 250 °С;
- 4) Температура питательной воды, $t_{п.в} = 110$ °С;
- 5) Температура уходящих газов, $\vartheta_{yx} = 130$ °С;
- 6) Температура холодного воздуха, $t_{х.в} = 30$ °С.
- 7) Расчетное топливо – газ (характеристики которого даны ниже)

Состав и характеристики газа (усредненные) соответствующие ГОСТ 5542-2014, %: $CH_4 = 95,6$; $C_2H_6 = 2,1$; $C_3H_8 = 0,5$; $CO_2 = 0,07$; $N_2 = 1,36$. Низшая теплота сгорания $Q_H^p = 33,79$ МДж/м³

1.2.1 Объёмы воздуха и продуктов сгорания.

Присосы холодного воздуха $\Delta\alpha_i$:

Данный котел имеет металлическую обшивку труб экран ($\Delta\alpha_T=0.05$), конвективный пучок образован коридорно-расположенными вертикальными трубами ($\Delta\alpha_{КП}=0.05$) и чугунный экономайзер с обшивкой ($\Delta\alpha_{ВЭК}=0.1$).

Избытки воздуха:

$$\begin{aligned}\alpha_T &= 1.1; \\ \alpha_{КП} &= \alpha_T + \Delta\alpha_{КП} = 1.1 + 0,05 = 1.15; \\ \alpha_{ВЭК} &= \alpha_{КП} + \Delta\alpha_{ВЭК} = 1.15 + 0.1 = 1.25;\end{aligned}\tag{1.1}$$

Средние избытки воздуха:

$$\begin{aligned}\bar{\alpha}_T &= \alpha_T; \\ \bar{\alpha}_{КП} &= \frac{\alpha_T + \alpha_{КП}}{2} = \frac{1.1 + 1.15}{2} = 1.125; \\ \bar{\alpha}_{ВЭК} &= \frac{\alpha_{КП} + \alpha_{ВЭК}}{2} = \frac{1.15 + 1.25}{2} = 1.2;\end{aligned}\tag{1.2}$$

Теоретические объёмы дымовых газов:

Теоретически необходимый объем воздуха:

$$V^0 = 0.0476 \cdot (2 \cdot CH_4 + 3.5 \cdot C_2H_6 + 5 \cdot C_3H_8)\tag{1.3}$$

$$V^0 = 0.0476 \cdot (2 \cdot 95,8 + 3.5 \cdot 2,1 + 5 \cdot 0.5) = 9.589 \frac{м^3}{м^3};$$

Объем сухих трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0.01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CH}_4 + 2 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8) = \quad (1.4)$$

$$V_{\text{RO}_2}^0 = 0.01 \cdot (0.3 + 95,8 + 2 \cdot 2,1 + 3 \cdot 0,5) = 1.018 \frac{\text{M}^3}{\text{M}^3};$$

Теоретически объем азота:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0.79 \cdot V^0 + 0.01 \cdot N_2^T = 0.79 \cdot 9.589 + 0.01 \cdot 1,36 = 7.589 \frac{\text{M}^3}{\text{M}^3}; \quad (1.5)$$

Теоретически объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0.01 \cdot (2 \cdot \text{CH}_4 + 3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 4 \cdot \text{C}_3\text{H}_8) = \quad (1.6)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0.01 \cdot (2 \cdot 95.8 + 3 \cdot 2.1 + 4 \cdot 0.5) = 1,999 \frac{\text{M}^3}{\text{M}^3};$$

Действительный объем водяных паров рассчитывается по формуле:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0.0161(\bar{\alpha}_i - 1)V^0; \quad (1.7)$$

Действительный объем дымовых газов в поверхности нагрева:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{RO}_2}^0 + 1.0161(\bar{\alpha}_i - 1)V^0; \quad (1.8)$$

Объемная доля трехатомных газов:

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}^0}{V_{\Gamma}}; \quad (1.9)$$

Объемная доля водяных паров:

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\Gamma}}; \quad (1.10)$$

Суммарная доля:

$$r_{\Pi} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (1.11)$$

Подставляем данные в предыдущие формулы и результаты заносим в таблицу 1.1

Таблица 1.1 Расчет объемов продуктов сгорания топлива

№	НАИМЕНОВАНИЕ ВЕЛИЧИН	Обозначение	Размерность	Поверхности нагрева		
				Топка (с камерой дожига- ния)	Конвек- тивный пучок (КП)	Водяной эконо- майзер (ВЭК)
1	Коэффициент расхода воздуха (для таблицы I_t)	α_i	\bar{b}/p	$\alpha_T = 1,1$	$\alpha_{КП} = 1.15$	$\alpha_{ВЭК} = 1.25$
2	Средний коэффициент расхода воз- духа	$\bar{\alpha}_i$	\bar{b}/p	$\bar{\alpha}_T = \alpha_T$	$\bar{\alpha}_{КП} = 1,125$	$\bar{\alpha}_{ВЭК} = 1,2$
3	Действительный объем водяных паров	V_{H_2O}	$\frac{м^3}{кг(м^3)}$	2,0144	2,0183	2,0299
4	Действительный объем продуктов сгорания	V_{Γ}	$\frac{м^3}{кг(м^3)}$	11,5957	11,8393	12,5700
5	Объемная доля водяных паров в про- дуктах сгорания	r_{H_2O}	\bar{b}/p	0,1737	0,1705	0,1615
6	Объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания	r_{RO_2}	\bar{b}/p	0,0878	0,0860	0,0810
7	Суммарная доля водяных паров и трехатомных газов	r_{Π}	\bar{b}/p	0,2602	0,2565	0,2425

1.2.2 Энтальпии продуктов сгорания.

Значения теоретического теплосодержания продуктов сгорания I_{Γ}^0 и воздуха I_B^0 берутся из таблицы 16 [3, с.230, П5]:

Таблица 1.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

ϑ °C	I_{Γ}^0 $\left[\frac{кДж}{м^3}\right]$	I_B^0 $\left[\frac{кДж}{м^3}\right]$	$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + I_B^0 \cdot (\alpha_i - 1), \left[\frac{кДж}{м^3}\right]$		
			топка при $\alpha_T =$	конвективный пучок при $\alpha_{КП} = 1.15$	ВЭК при $\alpha_{ВЭК}^{\text{жк}} =$ 1.25
1	2	3	4	5	6
$t_{Х.В}$	-	389,1	-	-	-
100	1462,959	1272,463	-	-	1828,70
200	2954,886	2560,268	-	3398,12	3693,61
300	4488,708	3864,375	-	5162,01	При

400	6055,884	5197,249	-	6964,27	$t_{yx} = 130^{\circ}C$ $I_{yx}^{BЭК} = 2288$
500	7668,001	6568,479	-	8818,20	-
600	9322,041	7958,887	-	10720,35	-
700	11016,95	9387,651	-	12669,49	-
800	12742,12	10768,47	13818,97	14653,44	-
900	14510,16	12302,71	15740,43	16686,69	-
1000	16312,43	13789,01	17691,33	18759,29	-
1100	18127,87	15294,49	19657,32	-	-
1200	19966,89	16819,14	21648,81	-	-
1300	21778,52	18353,38	23613,86	-	-
1400	23658,89	19906,81	25649,58	-	-
1500	25558,89	21469,82	27705,87	-	-
1600	27474,5	23042,42	29778,75	-	-
1700	29414,31	24615,01	31875,81	-	-
1800	31360,15	26197,2	33979,87	-	-
1900	33311,99	27798,57	36091,85	-	-
2000	35280,43	29399,94	38220,42	-	-
2100	37259,48	31010,89		-	-
2200	39242,52	32621,85		-	-

Теплосодержание продуктов сгорания считаются по формуле:

$$I_r = I_r^o + I_B^o \cdot (\alpha_i - 1); \quad (1.12)$$

где α_i - коэффициент расхода воздуха в соответствующем сечении котла.

1.2.3 Тепловой баланс теплогенератора

Составление теплового баланса котла заключается в установлении равенства между поступившим в котел количества тепла, называемым располагаемым теплом, и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 .

Тепловой баланс составляется применительно к установившемуся тепловому состоянию котла на 1 м^3 газообразного топлива при $0^{\circ}C$ и 760 мм рт.ст. Общее уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_p^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (1.13)$$

где:

Q_1 – полезное тепло (на нагрев воды, превращения её в пар);

Q_2 – потери тепла с уходящими газами при t_{yx} ;

Q_3 – потери тепла с химическим недожогом топлива;

Q_4 – потери тепла с механическим недожогом топлива ($Q_4=0$ для газа или мазута);

Q_5 – потери тепла в окружающую среду (через обмуровку);

Q_6 – потери тепла с физическим теплом шлака.

В удельных величинах при

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p^r} \cdot 100, \%$$

уравнение будет иметь вид:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \% \quad (1.14)$$

где:

η – коэффициент полезного действия (КПД) теплогенератора;

q_2, q_3, q_4, q_5, q_6 – соответственно удельные потери тепла с уходящими газами, с химическим недожогом топлива, с механическим недожогом топлива, потери тепла в окружающую среду (через обмуровку) и потери тепла со шлаком и золой.

Потери тепла с уходящими газами q_2 – зависят от температуры газов, покидающих котел (за водяным экономайзером):

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{X.B}) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^r} = \frac{(2325,23 - 1,4 \cdot 383,56) \cdot (100 - 0)}{33790} = 5,29\% \quad (1.15)$$

где:

I_{yx} – энтальпия уходящих газов, определяемая по табл.2;

$I_{X.B}$ – энтальпия холодного воздуха при $t_{X.B}$, определяемая по табл.2 (колонка 3);

α_{yx} – коэффициент расхода воздуха уходящих газов (в данном случае за ВЭЖ), δ/p ;

q_4 – потери тепла с механическим недожогом (т.к. топливо газ, то механического недожога нет), %;

Q_p^r – располагаемое тепло топлива на рабочую массу. Для газа принимают соответственно $Q_p^r = Q_i^d$ где:

Q_i^d – низшая теплота сгорания газообразного топлива на сухую массу, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

Потери тепла с химическим недожогом q_3 для газа выбираем из диапазона табл. [2]. $q_3 = 0,3 \%$.

Потери тепла от наружного охлаждения (через обмуровку) q_5 :
 $q_5 = 1,8\%$.

Коэффициент полезного действия (КПД) по формуле:

$$\begin{aligned} \eta &= 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = \quad \% \\ &= 100 - (5,29 + 0,2 + 0 + 1,8 + 0) = 94,71 \end{aligned} \quad (1.16)$$

Расход топлива на теплогенератор:

$$\begin{aligned} B &= \frac{D \cdot (i'' - i'_{n.в}) + D_{np} \cdot (i'_S - i'_{n.в})}{Q'_p \cdot \eta} = \\ &= \frac{2,78 \cdot (2786 - 460,9) + 0,083 \cdot (814,7 - 460,9)}{33790 \cdot 0,9471} = 0,2018 \text{ кг/с} \end{aligned} \quad (1.17)$$

где:

D_{np} – заданная величина непрерывный продувки (из верхнего барабана), кг/с равная $D_{np} = 0,01 \cdot \Pi \cdot D = 0,01 \cdot 3 \cdot 10 \cdot 1000 / 3600 = 0,083 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;

Π – процентное количество воды непрерывной продувки, $\Pi = 3 \div 10\%$,

i'_S – энтальпия кипящей воды, определяется при давлении 1,3 МПа;
 кДж/кг ;

i'' – энтальпия сухого насыщенного пара при давлении 1,3 МПа,
 кДж/кг ;

$i'_{n.в}$ – энтальпия питательной воды на входе в ВЭК при $t_{n.в}$ (задана)
 $i' = c \cdot t = 4,19 \cdot 110 = 460,9$, кДж/кг ;

η – коэффициент полезного действия (в долях), определяется по формуле.

Расчетный расход топлива равен расходу топлива на теплогенератор, т.к. $q_4 = 0$.

1.2.4 Тепловой расчет топочной камеры

1) Геометрические размеры топки и параметры экрана:

Объем топки $V_T = 39,3 \text{ м}^3$, шаг экранных труб топки $s = 80 \text{ мм}$ и диаметр труб $d = 51 \text{ мм}$ берутся из [17] и табл.[17].

Определение площади ограждающих поверхностей топки.

В соответствии с типовой обмуровкой топки котла ДКВР-10-13, которая показана на схеме, подсчитаем площади ограждающих её поверхностей, включая поворотную камеру. Внутренняя ширина котла равна 2810 мм .

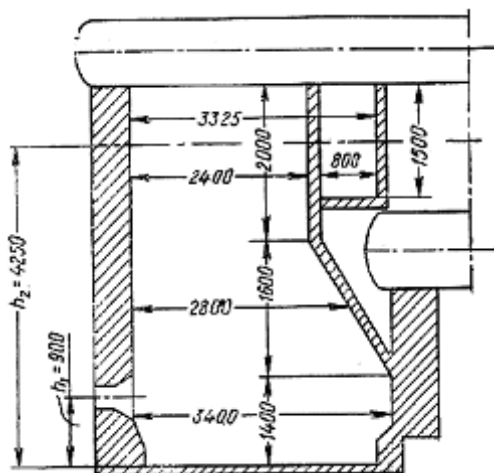


Рисунок 1.2.1 Схема топки котла ДКВР-10 и её основные размеры

$$F_{nl} = b \cdot l, \quad (1.18)$$

где b - расстояние между осями крайних труб данного экрана, м;
 l - освещенная длина экранных труб, м.

$$\text{Боковые стены } F_{бок.ст} = 2 \cdot [(2,4 \cdot 2) + (2,8 \cdot 1,6) + (3,4 \cdot 1,4) + (0,8 \cdot 1,5)] = 30,42 \text{ м}^2,$$

$$\text{Передняя стена } F_{фр} = 2,81 \cdot 5 = 14,2 \text{ м}^2;$$

$$\text{Задняя стена } F_{зад} = 2,81 \cdot 5,4 = 15,2 \text{ м}^2;$$

$$\text{Две стены поворотной камеры } F_{п.к.} = 2 \cdot (2,81 \cdot 1,5) = 8,4 \text{ м}^2;$$

$$\text{Потолок } F_{пот} = 2,81 \cdot 3,2 = 9 \text{ м}^2;$$

Под топки и поворотной камеры

$$F_{под} = (2,81 \cdot 3,4) + (2,81 \cdot 0,8) = 9,6 + 2,25 = 11,85 \text{ м}^2;$$

Общая площадь ограждающих поверхностей

$$F_{ст} = F_{бок} + F_{фр} + F_{зад} + F_{п.к.} + F_{пот} + F_{под}. \quad (1.19)$$

$$F_{ст} = 30,42 + 14,2 + 15,2 + 8,4 + 9 + 11,85 = 89 \text{ м}^2.$$

Определение лучевоспринимающей поверхности нагрева топки

Общую лучевоспринимающую поверхность нагрева топки определяют как сумму отдельных составляющих

$$H_{л} = H^{б.э} + H^{н.э} + H^{з.э} + H'_{л} = 19,5 + 4,65 + 8,8 + 3,6 = 37 \text{ м}^2 \quad (1.20)$$

2) Поверочный расчет топки

Теплота излучения факела в топке идет на кипение воды в экранных трубах, в связи, с чем температура газов на выходе из топки будет меньше температуры ядра факела. В поверочном расчете температура газов на выходе в конце топки определяется по формуле:

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B\tilde{u}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (1.20)$$

где:

T_a – абсолютная адиабатическая температура горения топлива определяется из табл.2 для топки по Q_T ($T_a = 2141\text{K}$);

M – параметр, учитывающий влияние на интенсивность теплообмена относительного уровня расположения горелок, степени забалластированности топочных газов и других факторов;

$B\tilde{u}$ – критерий эффективности Бугера;

B_p – расчетный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$;

F_{cm} – поверхность стен топки, м^2 ;

$(Vc)_{cp}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, 1м^3 топлива в интервале температур $(T_a - T_T'')$, $\text{кДж}/\text{м}^3 \cdot \text{K}$;

ψ_{cp} – среднее значение тепловой эффективности экранов;

φ – коэффициент сохранения тепла, определяется по формуле:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5} = 1 - \frac{0,018}{0,9471 + 0,018} = 0,98\%;$$

σ_0 – коэффициент излучения абсолютного черного тела ($\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$, $\text{кВт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}^4$);

T_T'' – предварительно задаваемая температура газов на выходе из топки, К.

Адиабатическая температура горения $g_a, ^\circ\text{C}$, (T_a, K) – определяется по полезному тепловыделению в топке Q_T , при избытке воздуха α_T из табл.1 (по топке):

$$Q_T = Q_p^r \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} = 33790 \frac{100 - 0,3 - 0 - 0}{100 - 0} = 33688,63 \text{ } \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad (1.21)$$

где:

Q_p^r – располагаемое тепло топлива, $\text{кДж}/\text{м}^3$;

q_3, q_4, q_6 – потери тепла от химической и механической неполноты сгорания топлива, с теплом шлака, %;

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания от сгорания 1 м^3 топлива при предварительно задаваемой температуре g_T'' , избытке воздуха на выходе из топки α_T :

$$(VC)_{cp} = \frac{Q_T - I_T''}{g_a - g_T''} = \frac{33688,63 - 18599,323}{2141 - 1100} = 14,5 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}); \quad (1.22)$$

где:

I_T'' – энтальпия продуктов сгорания 1 м^3 топлива при $g_T'' = 1100^\circ\text{C}$:

$$I_T'' = 18599,323 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

Для камерных топок при сжигании газа параметр M рассчитывается по формуле:

$$M = M_0(1 - 0,4x_T) = 0,36(1 - 0,4 \cdot 0) = 0,36, \quad (1.23)$$

Где x_T – относительная высота расположения оси горелок в топке. Для газомазутных топок при подовом расположении горелок ($x_T = 0$) $M_0 = 0,36$.

Эффективное значение критерия Бугера $B\tilde{u}$ определяется по формуле:

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right); \quad (1.24)$$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера), который определяется по формуле:

$$Bu = kps_T, \quad (1.25)$$

где:

k – коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки. При его определении учитывается излучение трехатомных газов ($\text{RO}_2, \text{H}_2\text{O}$);

p – давление в топочной камере ($p = 0,1\text{ МПа}$);

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топки:

$$s_T = 3,6 \frac{V_T}{F_{cm}} = 3,6 \frac{39,3}{89} = 1,59 \text{ м};$$

При расчете критерия $B\tilde{v}$ принимается, что при сжигании газа основными излучающими компонентами являются газообразные продукты сгорания (RO_2 , H_2O).

При сжигании газа коэффициент поглощения топочной среды рассчитывается с учетом относительного заполнения топочной камеры святающимся пламенем, характеризуемым коэффициентом m .

Расчет проводится по формуле:

$$\kappa = \kappa_{\Gamma} + m\kappa_c, \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}; \quad (1.26)$$

При сжигании природного газа $m=0,1$.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O) рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} \kappa_{\Gamma} &= \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10pr_n s_T}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_T'') \cdot r_n \quad (1.27) \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1723}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,260 \cdot 1,59}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} 1373) \cdot 0,260 = 1,70 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}; \end{aligned}$$

где:

$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

T_T'' – температура газов на выходе из топки (задаваемая), К;

κ_{Γ}^0 – определяется по рис. 7.2 и расчетом;

Коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$\kappa_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T^2} \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} (1,6 \cdot 10^{-3} T_T'' - 0,5), \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}; \quad (1.28)$$

где:

α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки;

$\frac{C^r}{H^r}$ – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

При сжигании газа:

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n = 2,9805;$$

где:

m и n – количества атомов углерода и водорода в соединении.
Тогда коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$\kappa_c = \frac{1,2}{1+1,1^2} (2,9805)^{0,4} (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1373 - 0,5) = 1,426 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)};$$

Коэффициент поглощения топочной среды:

$$\kappa = \kappa_T + m\kappa_c = 1,70 + 0,1 \cdot 1,426 = 1,847, \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)};$$

Критерий Бугера:

$$Bu = \kappa p s_T = 1,84 \cdot 0,1 \cdot 1,59 = 0,293;$$

Эффективное значение критерия Бугера $B\tilde{u}$:

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right) = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot 0,293^2 + 0,293 + 2}{1,4 \cdot 0,293^2 - 0,293 + 2} \right) = 0,446;$$

Определение среднего значения коэффициента тепловой эффективности экранов ψ_{cp} , производится для 5÷6 стен топочной камеры:

$$\psi_{cp} = \frac{\sum \psi_i F_i}{F_{cm}},$$

В общем случае (для каждой стены):

$$\psi = \zeta \cdot x,$$

где:

ζ – коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление загрязнения или закрытия экрана изоляцией (определяется по табл.6.2 [2]). В нашем случае $\zeta = 0,65$;

x – угловой коэффициент экрана;

F_i – площадь стены экранированной трубами, м²;

Угловой коэффициент экрана принимается по рис. 6.2 [2] в зависимости от относительного шага экранных труб топки S/d .

$$x = 0,75;$$

Коэффициент тепловой эффективности экранов:

$$\psi = 0,65 \cdot 0,75 = 0,488$$

Для выходного окна топки, отделяющим топку от расположенной за ним поверхности нагрева, коэффициент $\zeta_{\text{вых}} = \zeta$, так как за окном размещается котельный пучок.

Среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов:

$$\psi_{cp} = \frac{\psi F_l}{F_{ct}} = \frac{0,488 \cdot 37}{89} = 0,203;$$

Температура газов на выходе в конце топки:

$$\begin{aligned} g_T'' &= \frac{T_a}{1 + M \cdot B \tilde{\omega}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm} \cdot T_a^3}{\phi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273 = & (1.29) \\ &= \frac{2141}{1 + 0,36 \cdot 0,443^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,203 \cdot 89 \cdot 2141^3}{0,98 \cdot 0,2018 \cdot 14,495} \right]^{0,6}} - 273 = 1066,3^\circ \text{C}; \end{aligned}$$

Условие $|g_{T_{прин}}'' - g_{T_{расч}}''| \leq 100$ удовлетворяется.

Удельное тепловое напряжение топочного объема определяется кВт/м³:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_p'}{V_T} = \frac{0,2018 \cdot 33780}{39,3} = 173,53 \quad (1.30)$$

Тепловосприятие топки:

$$Q_l = \phi \cdot (Q_T - I_T'') = 0,98(33688,63 - 18599,323) = 14807,88 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad (1.31)$$

1.2.5 Расчет конвективного пучка

Таблица 1.3 – Расчет конвективного пучка при разных температурах газов.

Расчетные величины	Обозначение	Размерность	Расчет величины при температуре газов °С		
			200	300	400
1	2	3	4	5	6
Энтальпия газов на выходе из КП	I''	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	3398	5162	6964
Средняя температура газов в КП	g_{cp}^T	°С	637	687	737
	Q_0	$\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	14995	13264	11496
Коэффициент ослабления лучей	K_T	$\frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$	9,83	9,39	8,95

	$\kappa p s$	$\frac{\delta}{p}$	0,20	0,19	0,18
Степень черноты	a	$\frac{\delta}{p}$	0,05	0,048	0,046
Коэффициент тепловой эффективности пучка	ψ	$\frac{\delta}{p}$	0,85	0,85	0,85
Скорости газов в пучке	\bar{w}	м/с	12,95	13,66	14,38
	α_n	$\frac{Вт}{м^2 К}$	53	57	59
	C_ϕ	$\frac{\delta}{p}$	1,08	1,04	1
1	2	3	4	5	6
Коэффициент теплоотдачи конвекцией	α_k	$\frac{Вт}{м^2 К}$	57,24	59,28	59
	α_n	$\frac{Вт}{м^2 К}$	80	91	99
	C_Γ	$\frac{\delta}{p}$	0,975	0,985	0,99
Коэффициент теплоотдачи излучением	α_l	$\frac{Вт}{м^2 К}$	3,93	4,32	4,51
Меньший среднеарифметический температурный напор	Δt_m	$^{\circ}C$	4,95	104,95	204,95
Отношение среднеарифметических температурных напоров	$\frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}$	$\frac{\delta}{p}$	187,67	8,85	4,53
Температурный напор	Δt	$^{\circ}C$	167,65	362,26	460,65
Коэффициент теплопередачи	k	$\frac{Вт}{м^2 К}$	51,99	54,06	53,98
Тепловосприятие	Q_T	$\frac{кДж}{м^3}$	8962	20097	25567

Расчет уравнения баланса тепла:

$$Q_\delta = \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha_{кп} \cdot I_{х.в}), \frac{кДж}{м^3} \quad (1.32)$$

где:

φ – коэффициент сохранения тепла (из расчета топки);

I' – теплосодержание дымовых газов на входе в пучок (при температуре ϑ_T'' и энтальпии газов на выходе из топки):

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{I_{t_2} - I_{t_1}}{t_2 - t_1} (t_2 - \vartheta') + I_{t_1} = \\
 &= \frac{18599,323 - 17528,773}{1100 - 1000} (1073 - 1000) + 17528,773 \quad (1.33) \\
 &= 18246 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};
 \end{aligned}$$

I'' – теплосодержание газов на выходе из пучка, принимается по табл.2;

$\Delta\alpha_{\text{КП}}$ – присосы воздуха в кипятельном пучке, принимается из табл.1;

$I_{\text{Х.В}}$ – энтальпия подсасываемого холодного воздуха при $t_{\text{Х.В}}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$;

$$I_{\text{Х.В}} = 375,3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Расчет уравнения теплопередачи:

$$Q_T = \frac{\kappa \cdot \Delta t \cdot H}{(B_p \cdot 10^3)}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

где:

κ – коэффициент теплопередачи от дымовых газов к водопаровой смеси (среде), текущей внутри труб кипятельного пучка, определяется по формуле, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$;

Δt – температурный напор определяется по формуле, °С;

H – поверхность нагрева кипятельного пучка, (табл.4 [2, с.23]), м^2 ;
 $H=207,7 \text{ м}^2$;

B_p – расход топлива (для газа $B_p = B$), $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Расчет коэффициента теплопередачи:

$$\kappa = \psi (\alpha_k + \alpha_l), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \quad (1.34)$$

где:

ψ – коэффициент тепловой эффективности пучка, зависит от: топлива и средней температуры газов $\vartheta_{\text{ср}}^T$ (ψ принимается по табл.7.1 [2, с.26]);

α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией (по рис. 7.1 [2, с.30]) для гладких коридорных труб при поперечном омывании дымовыми газами, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{К}$;

α_l – коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов (по рис. 7.3 [2, с.33]) $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{К}$.

Расчет скорости газов \bar{w} в пучке определяется по формуле:

$$\bar{w} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (g_{cp}^{\Gamma} + 273)}{F_{cp} \cdot 273}, \frac{м}{с} \quad (1.35)$$

где:

B_p – расход топлива, $\frac{м^3}{с}$;

V_{Γ} – объем газов в конвективном пучке (по табл.1) $\frac{м^3}{м^3}$;

g_{cp}^{Γ} – среднее значение температуры газов в пучке:

$$g_{cp}^{\Gamma} = \frac{g_{\Gamma}'' + g_{кп}''}{2}, \text{ } ^{\circ}C \quad (1.36)$$

F_{cp} – среднее живое сечение для прохода дымовых газов в конвективном пучке

$$F_1 = a_1 h - n_1 h d = 1 \cdot 2,25 - 12 \cdot 2,25 \cdot 0,051 = 0,87 \text{ м}^2$$

$$F_2 = a_2 h - n_2 h d = 1,53 \cdot 2,25 - 16 \cdot 2,25 \cdot 0,051 = 1,61 \text{ м}^2$$

$$F_{cp} = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{0,87 + 1,61}{2} = 1,24 \text{ м}^2$$

После определения F_{cp} , считаются три значения средней скорости газов пучка в соответствии с принятыми $g_{кп}''$. Зная скорости газов по рис. 7.1 [2, с.30] определяем три значения $\alpha_{к}$.

$$\alpha_{к} = \alpha_n C_z C_s C_{\phi}$$

Где α_n , C_z , C_s и C_{ϕ} определяются по графикам 7.1 (а, б) [2, с.30].

Расчет коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, $\frac{Вт}{м^2 K}$.

В расчете учитывается излучение трехатомных газов, для чего определяется температура наружной стенки трубы с учетом загрязнений (t_3), степень черноты газов (a) при средней температуре газов g_{cp}^{Γ} .

Степень черноты определяется по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps},$$

$$kps = k_{\Gamma} \cdot ps,$$

где:

k_{Γ} – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами;

P – давление газов в котле, $P = 0,1 \text{ МПа}$;

S – эффективная толщина излучающего слоя, $м$:

$$S = 0,9d \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,051 \left(\frac{4 \cdot 100 \cdot 110}{\pi \cdot 0,051^2} - 1 \right) = 0,201 \text{ м} \quad (1.37)$$

где:

S_1 и S_2 – продольный и поперечный шаги труб пучка (определяется по характеристике котла), м;

r_{H_2O} и r_{RO_2} – объемные доли водяных паров и трехатомных газов (принимаются по табл.1).

Из рис. 7.3(а,б) [2, с.33] по формуле для незапыленного потока:

$$\alpha_{\lambda} = \alpha_n a C_{\Gamma}, \quad \frac{Bm}{m^2K}$$

и по графику определяем при температуре загрязненной наружной стенки (t_3) и трех значениях средней температуры газов в конвективном пучке (\mathcal{G}'') три значения коэффициента теплоотдачи излучением α_{λ} .

t_3 определяется по формуле:

$$t_3 = t_s + \Delta t_3 = 195,05 + 25 = 220,05 \text{ } ^\circ C; \quad (1.38)$$

где:

t_s – температура кипения воды в барабане при давлении 1,3 МПа, $^\circ C$;

$$t_s = 195,05 \text{ } ^\circ C$$

Δt_3 – поправка на загрязнение для конвективных пучков (при сжигании газа $25 \text{ } ^\circ C$).

Расчет температурного напора (Δt):

$$\Delta t_{\sigma} = \mathcal{G}' - t_s = 1066,26 - 195,05 = 871,95 \text{ } ^\circ C; \quad (1.39)$$

$$\Delta t_m = \mathcal{G}'' - t_s, \text{ } ^\circ C;$$

Так как для всех заданных температур $\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_m} > 1,7$, то

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_m}}; \text{ } ^\circ C \quad (1.40)$$

где:

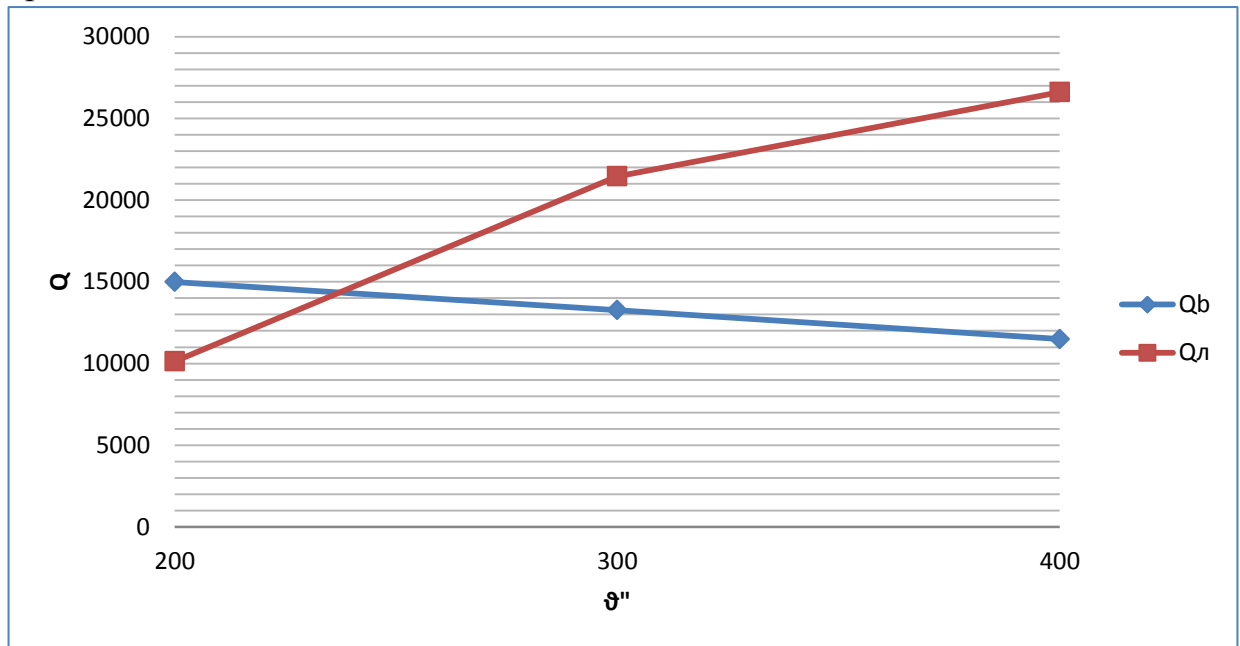
\mathcal{G}' и \mathcal{G}'' – температуры дымовых газов перед и после конвективного пучка

($\mathcal{G}' = \mathcal{G}'_T$ из расчета топки), $^\circ C$;

Δt – температурный напор (в зависимости от трех задаваемых температур на выходе из конвективного пучка).

По трем вычисленным значениям при пересечении линий Q_6 и Q_T графически определяют истинную температуру дымовых газов выходе из конвективного пучка:

Рисунок 1.2.1 – Зависимость температуры дымовых газов от теплосодержания.



$$t'' = 242^{\circ}\text{C}$$

Уточненный расчет:

Теплосодержание газов на выходе из пучка определяем по табл. 2:

$$I'' = \frac{I_{t_2} - I_{t_1}}{t_2 - t_1} (t_2 - t'') + I_{t_1} = \frac{5162 - 3398,12}{300 - 200} (242 - 200) + 3398,12 = 4138,96 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad (1.41)$$

Расчет уравнения баланса тепла:

$$Q_6 = \phi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha_{\text{КП}} \cdot I_{\text{Х.В}}) = 0,98(19751,04 - 33398,12 + 0,05 \cdot 389,1) = 15339,93 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad (1.42)$$

Среднее значение температуры газов в пучке:

$$g_{cp}^I = \frac{g_T'' + g_{KII}''}{2} = \frac{1066 + 242}{2} = 654,5 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (1.43)$$

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами,

$$\kappa_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10pr_n s_T}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_T'') \cdot r_n =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1705}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,2565 \cdot 1,59}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} (242 + 273)) \cdot 0,2265 = 3,22 \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}). \quad (1.44)$$

Степень черноты:

$$\kappa ps = \kappa_{\Gamma} \cdot p \cdot s = 3,22 \cdot 0,1 \cdot 0,201 = 0,064, \quad (1.45)$$

$$a = 1 - e^{-\kappa ps} = 1 - e^{-0,064} = 0,63$$

Коэффициент тепловой эффективности для газа и $g_{cp}^I = 654,5 \text{ } ^\circ\text{C}$:
 $\psi = 0,85$.

Скорость газов в пучке:

$$\bar{w} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot (g_{cp}^I + 273)}{F_{cp} \cdot 273} = \frac{0,2018 \cdot 0,0860 (654,5 + 273)}{1,24 \cdot 273} = 12,98 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (1.46)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией:

$$\alpha_{\kappa} = \alpha_n C_Z C_S C_{\phi} = 54 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,07 = 57,78 \text{ } \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}. \quad (1.47)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\lambda} = \alpha_n a C_{\Gamma} = 85 \cdot 0,062 \cdot 0,984 = 4,182 \text{ } \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}. \quad (1.48)$$

Температурный напор:

$$\Delta t_{\text{м}} = g'' - t_s = 242 - 195,05 = 46,95 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (1.49)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{871,95 - 46,95}{\ln \frac{878}{49}} = 282,4 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.50)$$

Расчет коэффициента теплопередачи:

$$\kappa = \psi (\alpha_{\kappa} + \alpha_{\lambda}) = 0,85 (58 + 4,4) = 52,67 \text{ } \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}. \quad (1.51)$$

Уравнение теплопередачи:

$$Q_T = \frac{\kappa \cdot \Delta t \cdot H}{(B_p \cdot 10^3)} = \frac{52,67 \cdot 282,4 \cdot 207,5}{(0,2018 \cdot 10^3)} = 15290 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (1.52)$$

Погрешность в определении температуры:

$$\Delta = \frac{Q_{\delta} - Q_T}{Q_{\delta}} \cdot 100\% = \frac{15339,99 - 15290,47}{15399,99} \cdot 100\% = 0,32\%. \quad (1.53)$$

Так как $\Delta < 5\%$, то можно считать, что температуру на выходе из пучка мы определили правильно.

1.2.6 Тепловой расчет водяного экономайзера

Для утилизации тепла, увеличения КПД и уменьшения расхода топлива в котле устанавливают чугунный (из элементов) водяной экономайзер (ВЭК). Дымовые газы после конвективного пучка охлаждаются до $\mathcal{G}_{КП}$ и поступают в ВЭК, где происходит их дальнейшее снижение до \mathcal{G}_{yx} .

Для котлов ДКВР с давлением в барабане 1,3МПа используется экономайзер некипящего типа, собираемый из ребристых чугунных труб ВТИ, соединяемых между собой чугунными калачами.

Для данного котла производительностью 10 т/час используются ребристые чугунные трубы длиной 2м. Трубы-элементы укладываются в коридорном порядке, причем фланцы элементов образуют боковые стороны ВЭК. Живое сечение для прохода газов $f_1 = 0,12 \text{ м}^2$. Живое сечение для прохода воды $f_B = 0,00435 \text{ м}^2$. Поверхность нагрева со стороны газов $H_0 = 2,95 \text{ м}^2$. Число труб в горизонтальном ряду, $n_r = 6$.

Соответственно полное живое сечение для прохода газов

$$F = n_r \cdot f_1 = 6 \cdot 0,12 = 0,72 \text{ м}^2.$$

Расчет водяного экономайзера является конструкторским расчетом, то есть, известны температуры газов на выходе и входе, а определяется из уравнения тепловосприятия поверхность H , м^2 . По рассчитанной поверхности конструируют ВЭК.

Температура газов на входе в ВЭК $\mathcal{G}' = 242^\circ \text{C}$ и их энтальпия $I' = 4138,96 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$.

Энтальпия питательной воды $i'_{n.в} = c \cdot t_{n.в} = 4,19 \cdot 110 = 460,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Температура и энтальпия уходящих газов $\mathcal{G}''_{yx} = 130^\circ \text{C}$ и $I'' = 2402,46 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$

Средняя температура газов в ВЭК:

$$g_{cp}^{\Gamma} = \frac{g_T'' + g_{КП}''}{2} = \frac{242 + 130}{2} = 186 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Расчет уравнения баланса тепла ВЭК- Q_6 :

$$Q_6 = \phi \cdot (I' - I'') = 0,98(4138,95 - 23388,171) = 1718,13 \text{ кДж/м}^3 \text{ (1.54)}$$

где:

I' – энтальпия газов покидающих конвективный пучок при $g_{КП}''$ (для топки);

I'' – энтальпия газов за ВЭК при g_{yx} ;

ϕ – коэффициент сохранения тепла.

Расчет уравнения теплопередачи- Q_T :

$$Q_T = \frac{\kappa \cdot \Delta t \cdot H}{(B_p \cdot 10^3)}, \text{ кДж/м}^3; \text{ (1.55)}$$

где:

κ – коэффициент теплопередачи (для чугунного ВЭК типа ВТИ принимается в зависимости от скорости газов по рис. 8.1 [2, с.36];

H – поверхность нагрева водяного экономайзера, м^2 ;

B_p – расход топлива на котел (из теплового баланса), кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$.

H ВЭК рассчитывается по формуле $H = \frac{Q_T \cdot B_p \cdot 10^3}{\kappa \cdot \Delta t}$ где $Q_T = Q_6$;

Δt – среднеарифметический температурный напор $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \Delta t' / \Delta t''},$$

где:

$\Delta t'$ – температурный напор на входе газов в ВЭК, $\Delta t' = g' - t_{n.e}''$, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t''$ – температурный напор на выходе газов из ВЭК, $\Delta t'' = g'' - t_{n.e}''$, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{n.e}$ – температура питательной воды на входе в экономайзер (задана), $^{\circ}\text{C}$;

g' и g'' – соответственно температура газов на входе и выходе из ВЭК ($g' = g_{КП}''$; $g'' = g_{yx}$, $^{\circ}\text{C}$).

Скорость дымовых газов в ВЭК:

$$\bar{w} = \frac{B_p \cdot V_r \cdot (g_{cp}^r + 273)}{F_{cp} \cdot 273} = \frac{0,2018 \cdot 12,57 \cdot (186 + 273)}{0,72 \cdot 273} = 5,92 \frac{м}{с} \quad (1.56)$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = k_n \cdot C_g = 15,1 \cdot 1,06 = 16,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

где $k_n = 21 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ и $C_g = 1,1$ определяются по графику 8.1 [2, с.36];

Теплосодержание питательной воды на выходе из ВЭК:

$$i''_{n.г} = i_{n.г} + \frac{Q_б \cdot B_p}{D} = 444,14 + \frac{1718,13 \cdot 0,2018}{10} \cdot \frac{3600}{1000} = 568,97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad (1.57)$$

где:

$i''_{n.г}$ – теплосодержание воды на выходе из ВЭК, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

$Q_б$ – количество тепла, передаваемое газами ВЭК, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

B_p – расход топлива, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ или $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

D – паропроизводительность теплогенератора, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Температура питательной воды на выходе из ВЭК:

$$t''_{n.г} = \frac{i''_{n.г}}{c} = \frac{568,97}{4,19} = 135,8^\circ\text{C}; \quad (1.58)$$

Для чугунных ВЭК $t''_{n.г}$ должна быть меньше или равна температуре кипения минус 20°C ($t''_{n.г} \leq t_s - 20$):

$$135,8^\circ\text{C} \leq 175,05^\circ\text{C};$$

Условие выполняется.

Температурный напор на входе газов в ВЭК:

$$\Delta t' = g' - t''_{n.г} = 242 - 135,8 = 106,2^\circ\text{C}; \quad (1.59)$$

Температурный напор на выходе газов из ВЭК:

$$\Delta t'' = g'' - t_{n.г} = 130 - 110 = 20^\circ\text{C}; \quad (1.60)$$

Среднеарифметический температурный напор;

$$\Delta t = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \Delta t' / \Delta t''} = \frac{106,2 - 20}{\ln 106,2 / 20} = 51,63^\circ\text{C}. \quad (1.61)$$

где:

$t_{n.в}$ – температура питательной воды на входе в экономайзер, °C

Поверхность нагрева водяного экономайзера:

$$H = \frac{Q_T \cdot B_p \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t} = \frac{1718,13 \cdot 0,1018 \cdot 10^3}{16,16 \cdot 51,63} = 415,60 \text{ м}^2; \quad (1.62)$$

Общее количество труб в ВЭК:

$$n_{\text{общ}} = H / H_0 = 415,6 / 2,95 = 140; \quad (1.62)$$

Количество рядов труб по высоте экономайзера:

$$n_s = n_{\text{общ}} / n_{T^*} = 140 / 6 \approx 23, \quad (1.63)$$

Разделим на три пакета. В каждом пакете по высоте 5 труб.

Скорость воды в трубе ВЭК определяется:

$$\varpi_B = \frac{D \cdot v'}{f_B} = \frac{10 \cdot 0,001}{0,00435} = 2,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (1.64)$$

Где:

D – паропроизводительность котла, т/ч;

v' – удельный объем воды в ВЭК.

Таблица 1.4 - Сводная таблица расчета и тепловой баланс котла

ВЕЛИЧИНЫ	Размерность	Наименование газохода		
		топка	конвективный пучок	экономайзер
Температура газов на входе, t	°C	-	1066,258	242
Температура газов на выходе, t	°C	1066,258	242	130
Тепловосприятие, Q_T	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	14807,87	15339,99	1718,1286
Температура среды:				
на входе	°C	$t_s = 195,05$	135,8	110
на выходе	°C	$t_s = 195,05$	$t_s = 194,05$	135,8
Скорость газов	к/с	-	13,3	5,92
Скорость воды	к/с	-	-	2,30

Составление поверочного теплового баланса

Определяется по уравнению:

$$\frac{Q_p^r \cdot \eta}{100} = (Q_{\text{л}} + Q_{\text{кп}} + Q_{\text{вЭК}}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right);$$

где:

Q_p^r – располагаемая теплота сгорания (из расчета теплового баланса котла), кДж/кг или кДж/м^3 ;

η – коэффициент полезного действия котла, %;

$Q_{\text{л}}, Q_{\text{кп}}, Q_{\text{вЭК}}$ – количество теплоты, переданное лучеиспусканием в топке, в конвективном пучке по $Q_{\text{б}}$, кДж/кг или кДж/м^3 ;

q_4 – удельный механический недожог, из характеристики топки или теплового баланса котла, %.

$$\frac{33790 \cdot 94,71}{100} = (14807,87 + 15339,99 + 1718,13) \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right);$$

$$32001,747 = 31865,992;$$

Ошибка в балансе расчета котла не должна превышать 0,5%:

$$\Delta = \frac{32001,747 - 31865,992}{32001,747} \cdot 100\% = 0,42\%$$

Основное условие выполнено.

Вывод:

Расчет котлоагрегата для мини ТЭЦ выполнен. Были определены данные, по которому будет подобрана паровая турбина для проекта.

2. Расчет вспомогательного оборудования

В дипломном проекте реконструкция в мини ТЭЦ осуществляется на базе производственно-отопительной котельной. Котельная уже имеет свое вспомогательное оборудование. В данном разделе приводится описание вспомогательного оборудования, а также его расчет. Так как предприятие небольшое и имеет небольшую мощность, по сравнению с ТЭЦ, ГРЭС, то и оборудование соответственное.

В проекте принимается, что у предприятия круглосуточный график работы с двухмесячным перерывом на ремонт. Следовательно, оборудование работает 7320 часов в году.

2.1 Описание вспомогательного оборудования (ВО)

Котлоагрегат комплектуется индивидуальным чугунным блочным экономайзером типа ЭП-1-330, неотключаемым по воде и газу, индивидуальным дымососом Д-12 и индивидуальным дутьевым вентилятором ВД-10, который размещается под котлом. Котел оборудован двумя газомазутными горелками типа ГМГ-5,5/7, распыл мазута паромеханический. Забор воздуха на дутье осуществляется из верхней зоны котельной и снаружи. С торца расширения предусмотрена общая воздухозаборная шахта. Напорный воздухопровод от вентилятора к горелкам проходит под котлом по каналу в фундаменте. Деаэрационно-питательная установка состоит из термического деаэратора ДСА- 50/25 с барботажным устройством производительностью 50 т/ч, охладителя выпара, блока питательных насосов БПИН-55/200 и соединительных трубопроводов с арматурой. Деаэратор установлен на металлической площадке вне здания. В деаэратор поступают: пар через регулирующий клапан, конденсат с производства и от подогревателей, а также добавок химически очищенной воды, регулирующий клапаном. Деаэрированная вода с температурой 104 °С поступает в питательные насосы для подачи в экономайзеры котлов, питательные насосы – электрические 4 СМГ-10, производительностью 55 м³/ч, напором 200 мм. вод. ст., один рабочий, второй резервный. Резервный питательный паровой насос не предусмотрен, учитывая, что котельная имеет два независимых источника питания электроэнергией. [1]

Водоподогревательная установка предназначена для приготовления воды с расчетными температурами в подающей линии тепловой сети - 150 °С в обратной линии - 70 °С. Установка состоит из:

- а) Блока подогревателей сетевой воды БПСВ-14,5
- б) Блока сетевых насосов БСН-250/54

					ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Дюскалиев Б.К.				Тепловой расчет турбины	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Коробков.М.С.							
Реценз.	Жакыпбаев.А.К.							
Н. Контр.	Байбекова В.О.							
Утверд.	Кибарин А.А.							
						АУЭС, ИТЭТ, ТЭС-15-3		

- в) Блока подпиточных насосов БПН-10/34,5
- г) Насоса сетевой воды на летний период типа 4 МС-10

Имеется редуцирующая установка. Впоследствии реконструкции котельной в мини ТЭЦ РОУ будет на байпасе. В проекте принята дымовая труба с диаметром устья 1,5 м, высотой 30 м. [1]

2.2 Расчет потребляемой мощности ВО

Расчет потребляемой мощности оборудования в год проводится по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{во}} = N_{\text{во}} \cdot T_{\text{год}} \cdot n \cdot 0,001 \quad (2.2.1)$$

где

$\mathcal{E}_{\text{во}}$ – потребление мощности в год, МВт

$T_{\text{год}}$ – время работы оборудования, часов

n – кол-во оборудования

0,001 – для перевода из кВт в МВт

Затем находится суммарное потребление электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{сум}} = \sum \mathcal{E}_{\text{во}} \quad (2.2.2)$$

Дымосос Д-12

Дымососы предназначены для создания искусственной тяги, необходимой для постоянного подвода свежего воздуха в топку и удаления из котла продуктов сгорания. Дымососы устанавливаются за котлом. Общее количество – 3.

- Производительность, тыс. м³/час – 35,50
- Напор, Па – 2430
- Потребляемая мощность, кВт – 55
- Частота вращения, об/мин – 1000

По формуле (2.2.1) находим потребление электроэнергии дымососами:

$$\mathcal{E}_{\text{во}1} = 55 \cdot 7320 \cdot 3 \cdot 0,001 = 1207,8 \text{ МВт} \cdot \text{ч} \quad (2.2.3)$$

Вентилятор ВД-10

Вентилятор дутьевой центробежный котельный ВД-10 одностороннего всасывания предназначен для подачи воздуха в топку паровых и водогрейных котлов малой и средней мощности. Общее количество – 3.

- Производительность, тыс. м³/час – 20,45
- Напор, Па – 3450
- Потребляемая мощность, кВт – 30
- Частота вращения, об/мин – 1500

Аналогично находим и остальные $\mathcal{E}_{\text{во}}$

$$\text{Эво}_2 = 30 \cdot 7320 \cdot 3 \cdot 0,001 = 658,8 \text{ МВт} \cdot \text{ч} \quad (2.2.4)$$

Горелка ГМГ-5,5/7

Горелки газомазутные ГМГ-5,5/7 предназначены для отдельного сжигания природного газа и топочного мазута и используются с паровыми котлами типа ДКВр с газомазутными топками, а также с водогрейными котлами, разработанными на базе указанных паровых котлов. Общее количество – 6.

- Номинальный расход газа (мазута), м³/ч (кг/ч) – 590 (520)
- Номинальное давление газа, кПа – 3,8
- Номинальное давление мазута, МПа – 2,0
- Потребляемая мощность, кВт – 5,82

$$\text{Эво}_3 = 5,82 \cdot 7320 \cdot 6 \cdot 0,001 = 255,6 \text{ МВт} \cdot \text{ч} \quad (2.2.5)$$

Насосы 4 МСГ-10

Центробежные питательные насосы типа МСГ предназначены для питания водой паровых котлов, Насосы типа МСГ применяются для питания котлов при температуре до 106°С. Общее количество – 3.

- Производительность, м³/час – 55
- Напор, м вод. ст. – 200
- Потребляемая мощность, кВт – 46,12
- Частота вращения, об/мин – 2950

$$\text{Эво}_4 = 46,12 \cdot 7320 \cdot 1 \cdot 0,001 = 337,6 \text{ МВт} \cdot \text{чЮ} \quad (2.2.6)$$

Насосы СН-250-54

Насосы сетевые применяются для перекачивания горячей воды в системах тепловых сетей, предназначены для работы с жидкостями, нагрев

которых не превышает 181°С.

- Производительность, м³/час – 250
- Напор, м вод. ст. – 54
- Потребляемая мощность, кВт – 56,6
- Частота вращения, об/мин - 2950

$$\text{Эво}_4 = 56,6 \cdot 7320 \cdot 1 \cdot 0,001 = 414,3 \text{ МВт} \cdot \text{ч} \quad (2.2.7)$$

По полученным значения находим суммарное потребление по ф-ле (2.2.2)

$$\text{Эсум} = 1207,8 + 658,8 + 255,6 + 337,6 + 414,3 = 2874 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$$

В результате, при номинальных значениях суммарное потребление электроэнергии вспомогательным оборудованием составляет 2,874 млн МВт·ч. Для оптимальной работы будущей мини ТЭЦ значение $\mathcal{E}_{\text{сум}}$ будет несколько ниже номинальной.

2.3 Расчет собственных нужд котельной

Собственные нужды следует определить для того, чтобы выбрать подходящую турбину, которая будет покрывать нужды станции.

Расчет проводится по методике из [10]

1) Сначала определим установленную мощность котельной, МВт:

$$Q_{\text{уст}} = [D_{\text{ном}} \cdot (i'_n - i_{\text{нв}}) + D_{\text{пр}} \cdot (i'_{\text{кв}} - i_{\text{нв}})] \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (2.3.1)$$

где

$D_{\text{ном}}$ – номинальная паропроизводительность котла ДКВР 10-13, кг/с (берется из раздела 1 дипломной работы)

i'_n – энтальпия пара на выходе из котла, кДж/кг (берется из раздела 1 дипломной работы)

$i'_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг (берется из раздела 1 дипломной работы)

$i'_{\text{к}}$ – энтальпия котловой воды, кДж/кг (берется из раздела 1 дипломной работы)

n – кол-во котлов

$$Q_{\text{уст}} = [2.78 \cdot (2786 - 460.9) + 8,33 \cdot 10^{-5} \cdot (814,7 - 460,9)] \cdot 3 \cdot 10^{-3} = \\ = 19.376 \text{ МВт}$$

2) Коэффициент экстенсивного использования оборудования - $K_{\text{экс}}$. Находится как отношение времени работы оборудования к годовому времени:

$$K_{\text{экс}} = 7320 / 8760 = 0,835 \quad (2.3.2)$$

3) Коэффициент интенсивного использования мощности – $K_{\text{инт}}$. Находится как отношение средней мощности котельной (60% от номинальной) к номинальной:

$$K_{\text{экс}} = 13,5 / 19,376 = 0,696 \quad (2.3.3)$$

4) Затем находим коэффициент использования установленной мощности. Он равен произведению $K_{\text{экс}}$ на $K_{\text{инт}}$:

$$K_{\text{уст}} = 0,835 \cdot 0,696 = 0,582 \quad (2.3.4)$$

5) Годовой расход электроэнергии на собственные нужды, МВт/год:

$$\mathcal{E}_{\text{ГОД}}^{\text{CH}} = N'_{\text{УСТ}} \cdot T_{\text{год}} \cdot K_{\text{эл}} \cdot K_{\text{уст}} \quad (2.3.5)$$

где

$T_{\text{год}}$ – число часов работы котельной в году, равен 7320 ч;

$K_{\text{уст}}$ – коэффициент использования установленной мощности.

$K_{\text{эл}}$ – коэффициент использования установленной электрической мощности. (принимается равным 0,7) [10]

$N'_{\text{уст}}$ – установленная мощность токоприемников, МВт;

$$N'_{\text{УСТ}} = \bar{N}_n \cdot N_{\text{уст}} \quad (2.3.6)$$

где

N_n – удельный расход электрической мощности на собственные нужды, принимается 30 кВт/МВт [10];

$N_{\text{уст}}$ – установленная мощность, МВт:

$$N'_{\text{УСТ}} = 30 \cdot 19,376 = 581,278 \text{ кВт}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ГОД}}^{\text{CH}} = 581,278 \cdot 7320 \cdot 0,582 \cdot 0,7 = 1,735 \text{ млн кВт} / \text{год}$$

6) Единичная мощность котлов, кВт:

$$\mathcal{E}d_{\text{к}} = 1,735 \cdot 10^6 / 7320 = 237 \text{ кВт} \quad (2.3.7)$$

7) Единичное потребление электроэнергии от вспомогательного оборудования, кВт:

$$\mathcal{E}d_{\text{го}} = 2,871 \cdot 10^6 / 7320 = 392,6 \text{ кВт} \quad (2.3.8)$$

8) Суммарное потребление электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{сум}} = 392,6 + 237 = 629,7 \text{ кВт} \quad (2.3.9)$$

Следовательно, потребление электроэнергии на собственные нужды составляет 629,7 кВт единичной мощности. Это означает, что мощность выбираемой турбины должна быть больше этого значения. А также будет рассматриваться возможность отпуска электрической энергии в сеть.

3. Тепловой расчет турбины

3.1 Описание паровой турбины

Реконструкция в данном дипломном проекте подразумевает установку паровой турбины малой мощности. Согласно предыдущему разделу, на собственные нужды котельной уходит не менее 700 кВт. Это означает, что мощность выбираемой турбины должна быть больше этого значения. Среди многих компаний по производству турбин, как малой, так и средней мощности, известна одна - ООО «Ютрон производство»

ООО «Ютрон производство» (ТУРБОПАР) изготавливает паровые турбины и турбогенераторы торговой марки до 20 МВт для генерации собственной дешевой электроэнергии в паровой котельной. Имеется большой выбор конденсационных и противодавленческих турбин. Противодавленческие (с отбором и без) от 1000кВт до 6000кВт служат для одновременного получения электрической и тепловой энергии. Но основной конечный продукт таких турбин — тепло. Весь отработавший пар используется для технологических или теплофикационных целей. Электрическая мощность, развиваемая турбоагрегатом с такой паровой турбиной, зависит от потребности производства или отопительной системы в греющем паре и меняется вместе с ней

Высокая надежность и простота в эксплуатации в сочетании с современным уровнем развития информационных технологий позволяют создать на базе паровых турбин автоматизированные энергетические установки. В работе таких комплексов практически не принимает участие человек, тем самым повышается надежность работы, т.к. исключается фактор возможности совершения ошибки и сводятся к минимуму эксплуатационные затраты

Компания имеет огромный выбор паровых турбин разных параметров. Производственный потребитель мини ТЭЦ – предприятие химической промышленности, которому необходим пар с параметрами 0,5-0,7 МПа. Наиболее оптимальным выбором по каталогу компании с учетом потребителя и собственных нужд будет турбина типа Р-1,2-1,4/0,65. Данная турбина имеет следующие параметры:

- Эффективная мощность на валу турбины $N = 1200$ кВт.
- Частота вращения вала турбины $n = 3000$ об/мин
- Давление пара перед турбиной $p'_0 = 1,4$ МПа
- Температура пара перед турбиной $t'_0 = 300$ °С
- Давление пара за турбиной (на выходе из выхлопного патрубка) $p'_к = 0,65$ МПа

По этим данным проводится тепловой расчет турбины, для того чтобы определить расход пара. Расчет проводится по методике [4]

3.1 Определение ориентировочного расхода пара на турбину

Давление пара перед соплами:

$$p_0 = 0,95 \cdot p'_0 = 0,95 \cdot 1,4 = 1,33 \text{ МПа} \quad (5.1.1)$$

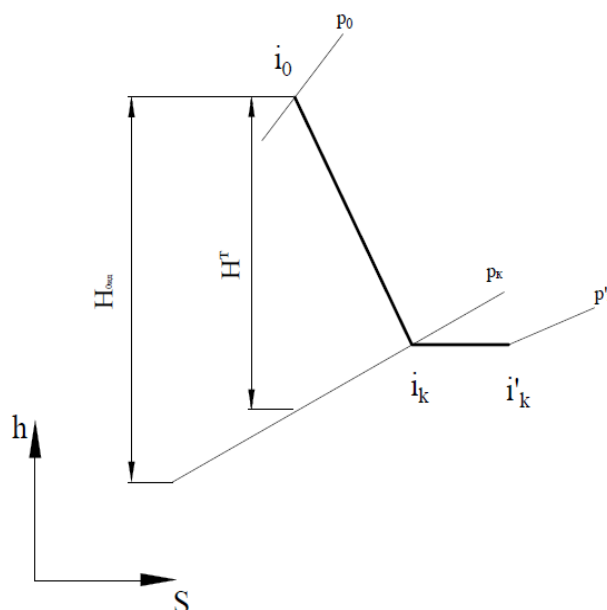
Падение давления в выходной коробке и выхлопном патрубке турбины при $\lambda = 0,06$:

$$\Delta p = p'_k \cdot \lambda \cdot (c_{en} / 100)^2 = 0,65 \cdot 0,06 \cdot (60 / 100)^2 = 0,014 \text{ МПа} \quad (5.1.2)$$

Давление за рабочими лопатками второго венца:

$$p_k = p'_k + \Delta p = 0,65 + 0,014 = 0,664 \text{ МПа} \quad (5.1.3)$$

По h, s -диаграмме определяем энтальпию пара в точках i'_0, i'_k и располагаемый теплоперепад идеальной турбины (см. рис. 3.1): Рисунок 3.1 – процесс расширения пара на hs – диаграмме.



Получаем данные:

$$i'_0 = 3040,6 \text{ кДж/кг}$$

$$i'_k = 2845 \text{ кДж/кг}$$

$$H_{уд}^T = i'_0 - i'_k = 3040,6 - 2845 = 195,6 \text{ кДж/кг} \quad (5.1.4)$$

Располагаемый (перерабатываемый) теплоперепад ступени.
 $i'_{k1} = 2863 \text{ кДж/кг}$

$$H_0^T = i'_{0'} - i'_{k1} = 3040,6 - 2863 = 197,6 \text{ кДж / кг} \quad (5.1.5)$$

Относительный эффективный КПД турбины определяем по выражению

$$\eta_{oe} = \eta_{op} \cdot \eta'_{oi} \cdot \eta_{ввр} \cdot \eta_m \quad (5.1.6)$$

где $\eta_{op} = H_0^T / H_{0u0}^T = 177,6 / 195,6 = 0,91$ (при расчетном режиме),

здесь η'_{oi} – внутренний относительный КПД, равен 0,76

η_m - механический КПД турбины, равен 0,98

Коэффициент выхода внутренней работы $\eta_{ввр} = 1,0$ (при отсутствии отборов пара из турбины), тогда

$$\eta_{oe} = 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,98 = 0,745 \quad (5.1.7)$$

Ориентировочный расход пара на турбину

$$G = N / (H_{0u0}^T \cdot \eta_{oe}) = 1200 / (195,6 / 0,745) = 8,2 \text{ кг / с} = 29,65 \text{ т / ч} \quad (5.1.8)$$

3.2 Тепловой расчет проточной части

Примем степени реактивности $\rho_{p1}=0,02$, $\rho_n=0,02$, $\rho_{p2}=0,02$.

В соплах должен быть переработан теплоперепад

$$H_{011} = H_0^T \cdot (1 - \sum \rho) = 177,6 \cdot (1 - 0,06) = 166,9 \text{ кДж / кг} \quad (5.1.9)$$

Давление за соплами по h, s-диаграмме

$$p_{11} = 0,76 \text{ МПа} \quad (5.1.10)$$

Теплоперепады, перерабатываемые в рабочих и направляющей решетках:

$$H_{021} = H_{012} = H_{022} = 177,6 \cdot 0,02 = 3,55 \text{ кДж / кг} \quad (5.1.11)$$

Давление пара за первой рабочей решеткой $p_{21} = 0,706$ МПа.

Давление пара за направляющей решеткой $p_{12} = 0,696$ МПа.

Давление пара за второй рабочей решеткой $p_{22} = 0,664$ МПа.

Задавшись коэффициентом скорости для сопловой решетки $\varphi = 0,96$, определяем состояние пара за соплами в точке a_{11} на изобаре p_{11} при энтальпии $h_{11} = h_0 - H_{01} + H_{c1}$, где потери в соплах

$$H_{c1} = (1 - \varphi^2) \cdot H_{01} = (1 - 0,96^2) \cdot 166,9 = 13,09 \text{ кДж / кг} \quad (5.1.12)$$

$$h_{11} = 3040,6 - 166,9 + 13,09 = 2886,74 \text{ кДж / кг} \quad (5.1.13)$$

Удельный объем в этой точке $v_{11} = 0,26 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Определяем условную скорость истечения пара из сопел

$$c_{из} = \sqrt{2000 \cdot H_0^T} = 596 \text{ м / с} \quad (5.1.14)$$

Примем значения $u/c_{из}$ равными 0,2. Окружная скорость в этом варианте

$$u = (u/c_{из}) \cdot c_{из} = 0,2 \cdot 596 = 119,2 \text{ м/с.}$$

Средний диаметр ступени $d = u / (\pi \cdot n) = 0,76 \text{ м}$.

Действительная скорость пара на выходе из сопловой решетки (предварительная)

$$c_{11} = \varphi \cdot c_{из} = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot H_0^T} = 0,96 \cdot 596 = 554,7 \text{ м / с} \quad (5.1.15)$$

Из уравнения сплошности для выходного сечения сопловой решетки определяем

$$\varepsilon \cdot l_{11} = \frac{G \cdot v_{11}}{\pi \cdot d \cdot c_{11} \cdot \sin \alpha_{11}} = \frac{8,2 \cdot 0,26}{3,14 \cdot 0,76 \cdot 554,7 \cdot \sin 11^\circ} = 0,0085 \quad (5.1.16)$$

Так как $\varepsilon \cdot l_{11} < 0,02 \text{ м}$, принимаем парциальный подвод пара к рабочим лопаткам и находим оптимальную степень парциальности:

$$\varepsilon_{opt} = 3 \cdot \sqrt{\varepsilon \cdot l_{11}} = 3 \cdot \sqrt{0,0085} = 0,277 \quad (5.1.17)$$

Длина сопловых лопаток

$$l_{11} = \varepsilon \cdot l_{11} / \varepsilon_{opt} = 0,0308 \text{ м} \quad (5.1.18)$$

Ширину сопловых лопаток принимаем $b_{11} = 0,05 \text{ м}$.

Уточненный коэффициент скорости сопловой решетки определяем по рис. 4[] при $b_{11}/l_{11} = 0,05/0,0308 = 1,62$ и значении угла $\alpha_{11} = 11^\circ$:

$$\varphi = 0,964.$$

Уточненная скорость пара на выходе из сопловой решетки

$$c_{11} = 0,964 \cdot \sqrt{2000 \cdot 166,9} = 557 \text{ м/с} \quad (5.1.19)$$

Уточненная потеря энергии в сопловой решетке

$$H_c = (1 - \varphi^2) \cdot H_{011} = (1 - 0,964^2) \cdot 166,9 = 11,8 \text{ кДж/кг} \quad (5.1.20)$$

Размеры сопловых лопаток остаются неизменными. По результатам полученных данных определяем внутренний относительный КПД – $\eta_{oi \max} = 0,76$. Так как турбина одноступенчатая, внутренний относительный КПД турбины равен оптимальному КПД ступени: $\eta_{oi} = \eta_{oi \max} = 0,76$, а относительный эффективный КПД турбины:

$$\eta_{oe} = 0,91 \cdot 0,76 \cdot 0,98 = 0,745 \quad (5.1.21)$$

используя который, определяем уточненный расход пара на турбину

$$G' = N / (H_{010}^T \cdot \eta_{oe}) = 1200 / (195,6 / 0,745) = 8,24 \text{ кг/с} = 29,653 \text{ т/ч} \quad (5.1.22)$$

Таким образом, расход пара на турбину получился равным 8,24 кг/с. Это при номинальных параметрах работы котла. Нагрузка от котлов может меняться, и расход на голову турбины, соответственно, тоже, потому-что установлена турбина типа Р.

4. Расчет тепловой схемы мини-ТЭЦ

4.1 Описание тепловой схемы

Исходные данные (по методу из [6]):

1. Электрическая мощность турбины $N_{Э}=1,2$ МВт;
2. Начальные параметры пара:
 - $p_0=1,3$ МПа;
 - $t_0=300^{\circ}\text{C}$;
 - $H_0=3040,6$ кДж/кг;
3. Энтальпия пара на входе в турбину $h = 2863$ кДж/кг;
4. Давление на выхлопе турбины – $0,65$ МПа;
5. Отбор с турбины отсутствует;
6. Схема отпуска теплоты с ТЭЦ:
 - технологический пар из промышленного отбора с $D=2,78$ кг/с (10 т/ч), возврат конденсата пара на ТЭЦ составляет 70%, температура возвращаемого конденсата 80°C – для химической промышленности;
7. Тип парогенератора – барабанный;
8. Параметры пара: $p_{\text{пр}}=1,3$ МПа, $t_{\text{пр}}=250^{\circ}\text{C}$;
9. Температура питательной воды – 110°C ;
10. Коэффициент продувки парогенератора – $3\%D_{\text{пр}}$;
11. Схема использования теплоты продувочной воды парогенераторов: одноступенчатый сепаратор и подогрев химически очищенной воды в теплообменнике;
12. Коэффициент расхода пара на собственные нужды – $5\% D_{\text{пр}}$;
13. Давление в деаэраторе – $0,12$ МПа;
14. Схема приготовления добавочной воды парогенератора – химводоочистка;
15. Температура химически очищенной воды – 25°C ;
16. Коэффициент полезного действия теплообменников – $0,98$;
17. Коэффициент потерь пара в паропроводах, идущих к потребителю – 2% ;
18. Расчетный режим – оптимальный (круглый год), летний и максимальная мощность оборудования);
19. Расход пара на турбину – $8,2$ кг/с (29,7 т/ч);

					ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Дюскалиев Б.К.			Расчет водоподготовки мини ТЭЦ	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Коробков.М.С.						
Реценз.		Жакыпбаев.А.К.						
Н. Контр.		Байбекова В.О.						
Утверд.		Кибарин А.А.						
						АУЭС, ИТЭТ, ТЭС-15-3		

20. Производительность парогенераторов – $3 \cdot 10$ т/ч (8,33 кг/с);

На рис. 4.1 представлена тепловая схема мини-ТЭЦ с противоавдавленческой турбиной типа «Р».

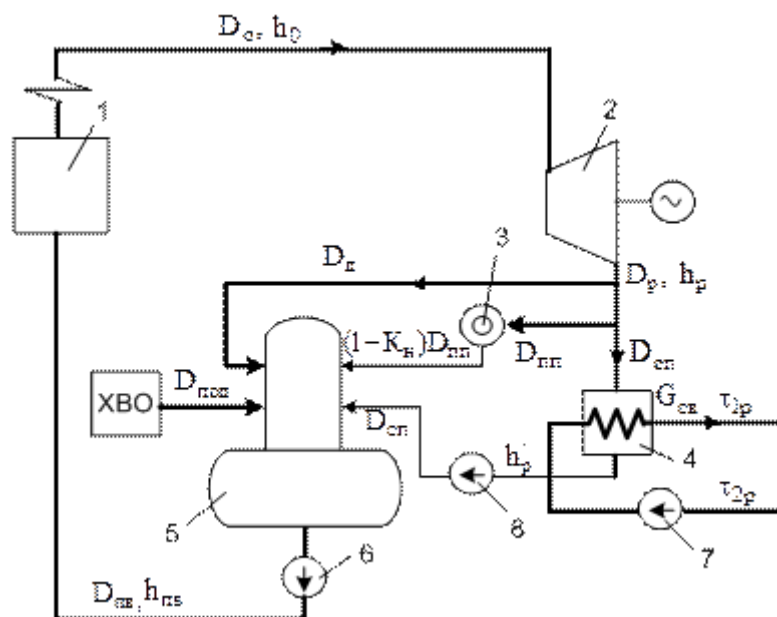


Рис. 4.1. Тепловая схема с противоавдавленческой турбиной типа «Р»:

1 – паровой котел, 2 – противоавдавленческая турбина, 3 – технологический потребитель пара, 4 – сетевой подогреватель, 5 – деаэратор, 6 – питательный насос, 7 – сетевой насос; 8 - насос отвода конденсата из сетевого подогревателя. [7]

При незначительных расходах подпиточной воды допускается ее подача непосредственно в атмосферный деаэратор.

Итак, отпуск тепла от мини-ТЭЦ осуществляется с помощью двух теплоносителей, а именно пара и горячей воды.

Часть пара из выхлопного патрубка турбины направляется в технологическому потребителю. Использованный пар в виде конденсата возвращается в мини-ТЭЦ и поступает в деаэратор. Количество возвращаемого конденсата зависит от качества системы сбора и возврата конденсата. Как правило, некоторое количество конденсата теряется.

Другая часть пара из выхлопного патрубка турбины подается в сетевой подогреватель для нагрева сетевой воды.

Таким образом, общее количество тепла, отпущенного теплопотребителям, составит:

$$Q_{отп} = Q_{отпн} + Q_{отпв} \quad (4.1)$$

где

$Q_{отпп}$ - количество тепла, отпущенное с паром технологическому потребителю;

$Q_{оттв}$ - количество тепла, отпущенное с горячей водой при температуре t_{1p} в тепловую сеть потребителя

$$Q_{отпп} = D_{пп} \cdot h_p - D_{пп} \cdot h_{кв} (1 - K_H) \quad (4.2)$$

где $D_{пп}$ - расход пара паропотребителю, равен 2,78 кг/с (10 т/ч);

h_p - энтальпия пара в выхлопном патрубке паровой турбины, равна 2863 кДж/кг;

$h_{кв}$ - энтальпия возвращаемого конденсата, равна 335 кДж/кг (по температуре возврата конденсата 80 °С)

K_H - коэффициент невозврата конденсата от парового потребителя.

Если учесть, что количество невозвращенного конденсата должно быть компенсировано аналогичным количеством подпиточной воды $D_{под}$, то можно записать, что:

$$K_H = D_{под} / D_{пп} \quad (4.3)$$

Для восполнения потерь конденсата в схему мини-ТЭЦ включена установка химводоочистки. [7]

При незначительных расходах подпиточную воду подают непосредственно в деаэратор.

$$Q_{оттв} = D_{сп} \cdot (h_p - h'_p) \cdot \eta_{ТА} = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{1p} - t_{2p}) \quad (4.4)$$

где

$D_{сп}$ - расход пара на сетевой подогреватель;

h'_p - энтальпия конденсата, отводимого из сетевого подогревателя, равна 684,2 кДж/кг

$\eta_{ТА}$ - КПД сетевого подогревателя (для теплообменных аппаратов 0,98).

$G_{св}$ - расход сетевой воды,

t_{1p} - температура воды в подающем трубопроводе, - 150°С

t_{2p} - температура воды в обратном трубопроводе - 70°C

Задаем $Q_{отгп} = 7 \text{ Гкал/ч} = 8139,53 \text{ кВт}$ (1 кВт/ч = 0,00086 Гкал) потребителю при первом режиме тогда расход сетевой воды на подогреватель

$$D_{cn} = \frac{Q_{отгп}}{(h_p - h'_p) \cdot \eta_{ТА}} \quad (4.5)$$

Уравнения материального и теплового баланса деаэратора можно записать в следующем виде:

$$D_{пв} = D_{под} + D_{cn} + (1 - K_n)D_{nn} + D_{д} + D_{пв} \cdot 0,03 \quad (4.6)$$

$$D_{пв} \cdot h_{пв} = D_{под} \cdot h_{под} + D_{cn} \cdot h'_p + (1 - K_n)D_{nn} \cdot h_{кв} + D_{д} \cdot h_p \quad (4.7)$$

где

$D_{пв}$ - расход питательной воды;

$(1 - K_n)D_{nn}$ - количество возвращаемого конденсата от паропотребителя;

$h_{пв}$ - энтальпия питательной воды, равна 439,4 кДж/кг (при давлении 0,12 МПа после деаэратора)

$h_{под}$ - энтальпия подпиточной воды, равна 102,68 кДж/кг (при температуре подпиточной воды 30 °С)

С помощью данных уравнений определяется расход пара в деаэратор.

Материальный баланс после турбины:

$$D_{д} = D_T - (D_{cn} + D_{nn}) \quad (4.8)$$

Задаем расход пара от трех котлов на турбину, чтобы выдавала мощность, ближе к номинальной. В первом режиме это $D_T = 7,76 \text{ кг/с}$ (27,94 т/ч). Учитывая КПД транспорта тепла ($\eta_{тр} = 0,97$), значение $D_T = 7,76 \cdot 0,97 = 7,53 \text{ кг/с}$. Отсюда находим $D_{пв} = 7,76 \text{ кг/с}$.

Для материального баланса учитывается $D_{пв}$ с продувкой (3%)

Таким образом, сумма расходов пара $D_{пв}$, $D_{сп}$ и $D_{д}$ определяет расход пара, отводимого из выхлопного патрубка противоаварийной турбины [7]

$$D_p = D_{nn} + D_{cn} + D_{д} \quad (4.9)$$

При отсутствии отборов пара из турбины и без учета утечек пара через ее уплотнения величина D_p будет соответствовать расходу пара, подаваемого из парогенератора в турбину D_0 :

$$D_0 = D_p \quad (4.10)$$

На рис. 4.2 представлен процесс расширения пара в противодействующей турбине.

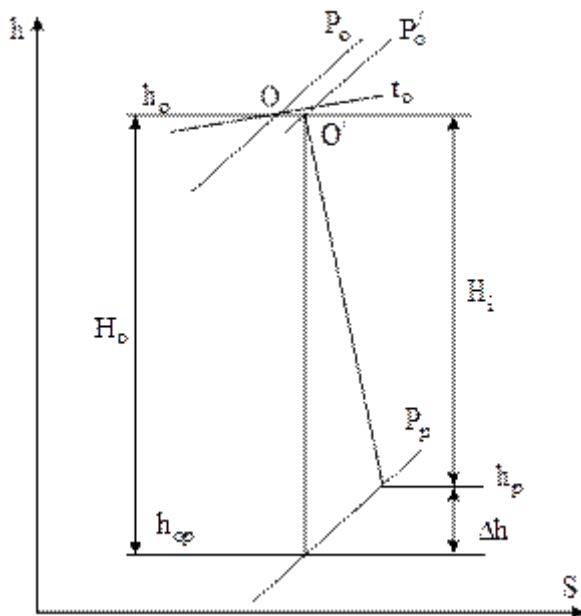


Рис. 4.2. Процесс расширения пара в противодействующей турбине

На рисунке процесс дросселирования пара от точки O до точки O' характеризует потери давления в паровпускных органах турбины.

При отсутствии отборов пара внутренняя мощность турбины может быть определена по следующей формуле:

$$N_i = D_0 \cdot H_i \quad (4.11)$$

где

D₀ - расход пара через турбину без учета утечек пара через уплотнения;

H_i - полезно использованный теплоперепад.

Полезно использованный теплоперепад может быть найден по известному располагаемому теплоперепаду [7]

$$H_i = H_0 \cdot \eta_{oi} = (h_0 - h_k) \cdot \eta_{oi} \quad (4.12)$$

где

$H_0 = h_0 - h_k$ - разность начальной и конечной энтальпии при изоэнтропном расширении пара, называемая располагаемым теплоперепадом или полезной работой, совершаемой 1 кг пара в проточной части паровой турбины. По данным теплового расчета турбины равен 195,6 кДж/кг.

η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины, По данным теплового расчета турбины равен 0,76

Эффективная мощность на валу паровой турбины соответствует мощности, передаваемой генератору (в случае если паровая турбина вращает электрогенератор):

$$N_e = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oe} , \quad (4.13)$$

где

η_{oe} – относительный эффективный КПД турбины

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_m , \quad (4.14)$$

где

η_m – механический КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках, затрату энергии на привод масляного насоса и регулятора скорости., равен 0,98

Электрическая мощность на клеммах генератора:

$$N_{э} = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{оэ} , \quad (4.15)$$

где

$\eta_{оэ}$ – относительный электрический КПД турбогенератора

$$\eta_{оэ} = \eta_{oe} \cdot \eta_{Г} = \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{Г} , \quad (4.16)$$

здесь $\eta_{Г}$ – КПД генератора при данной мощности. Равен 0,97.

В некоторых случаях целесообразно использовать значения абсолютных КПД турбоустановки. Данные КПД представляют собой отношения N_i , N_e , $N_{э}$ к теплоте Q_0 , затраченной в парогенераторе для получения пара требуемых параметров.

$$Q_0 = D_{пв} \cdot (h_0 - h_{пв}) . \quad (4.17)$$

где h_0 – энтальпия пара на входе в турбину, по данным теплового расчета турбины равна 3040,6 кДж/кг.

Расход питательной воды несколько выше расхода пара на турбину и должен учитывать расход воды на продувку и потери пара через уплотнения турбины. Как правило, указанные величины не превышают 3 % от расхода пара на турбину. [7]

$$D_{пв} = 1,03D_0 \quad (4.18)$$

Введем следующее обозначение $D_0 / D_{пв} = 1/1,03 = 0,97 - K_{пв}$ - коэффициент продувки, учитывающий потери теплоносителя в парогенераторе.

Таким образом, абсолютный внутренний КПД

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_0} = \eta_{0i} \cdot \frac{D_0 \cdot H_0}{D_{пв} \cdot (h_0 - h_{пв})} = \eta_{0i} \cdot \eta_t \cdot K_{пв} \quad , \quad (4.19)$$

где

$\eta_i = \frac{Q_{отп}}{Q_0}$ - термический КПД цикла паротурбинной установки.

Абсолютный эффективный КПД

$$\eta_i = \frac{N_e}{Q_0} = \eta_{0i} \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot K_{пв} \quad (4.20)$$

и абсолютный электрический КПД турбины Р типа

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_0} = \eta_m \cdot \eta_{\text{Г}} \quad (4.21)$$

Как уже указывалось, при использовании противодавленческих турбин осуществляется выработка как тепловой, так и электрической энергии, причем производство электроэнергии подчинено производству тепловой энергии. В этом случае при проведении предварительных расчетов расхода топлива, сжигаемого в котле, возможно использование величины удельного расхода топлива на выработку 1 кВт·ч электрической энергии $b_{\text{э}}$ (кг/кВт·ч). [7]

$$b_{\text{э}} = \frac{B_{\text{Г}}}{N_{\text{э}}} = \frac{3600}{Q_{\text{и}}^{\text{п}} \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot K_{пв} \cdot \eta_{\text{к}}} \quad (4.22)$$

где

$B_{\text{Г}}$ - часовой расход топлива, сжигаемого в парогенераторе

$$B_{\text{Г}} = \nu_{\text{э}} \cdot N_{\text{э}}, \text{ кг / ч} \quad (4.23)$$

При проведении технико-экономического анализа, в частности при определении себестоимости тепловой и электрической энергии, целесообразно представить полученный расход топлива в виде суммы двух величин:

$$B_T = B_T^э + B_э^э \quad (4.24)$$

где $B_T^э$, $B_э^э$ - расходы топлива, затраченные на выработку электрической и тепловой энергии.

КПД станции по выработке электрической энергии [5]

$$\eta_i = \eta_{mp} \cdot \eta_k \cdot \eta_э \quad (4.25)$$

где

$$\eta_{mp} = \frac{D_0}{D_{нв}} \quad (4.26)$$

- КПД переноса тепла котел-турбина (транспорт тепла)

КПД станции по выработке тепловой энергии

$$\eta_i = \eta_k \cdot \eta_{mny} \quad (4.27)$$

где

$$\eta_{mny} = \frac{Q_{отп}}{(Q_{отп} + N_I)} \cdot K_{пр} \quad (4.28)$$

КПД отпуска тепла турбоустановкой

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии [5]

$$b_э = \frac{123}{\eta_{эс}}, \text{ г/вт} \cdot \text{ч} \quad (4.29)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии [5]

$$b_э = \frac{34,121}{\eta_{мс}}, \text{ кг/вт} \cdot \text{ч} / \text{Гкал} \quad (4.30)$$

Расход топлива, затраченный на производство отпущенной теплоты, можно определить из следующего соотношения:

$$B_T^T = Q_{отп} / (Q_n^p \cdot \eta_k) \quad (4.31)$$

В этом случае считается, что на выработку отпущенной теплоты затрачивается расход топлива, как в случае, если бы тепловая энергия отпускалась непосредственно из парового котла при соответствующем КПД.

Полный расход потребляемого топлива также можно определить и по уравнению теплового баланса парогенератора:

$$B_T = \frac{D_{пв} \cdot (h_0 - h_{пв})}{Q_n^p \cdot \eta_k} \quad (4.32)$$

При этом расход топлива, использованный на выработку электрической энергии, определяется по формуле

$$B_T^э = B_T - B_T^f \quad (4.33)$$

4.2 Расчет тепловой схемы станции

Сводим все формулы из главы 4.1 в таблицу ниже. Расчет проводим для трех режимов нагрузки: режим 1 – оптимальный (80% мощности оборудования), режим 2 – летний, режим 3 – максимальная мощность оборудования.

Таблица 4.2.1 – Результаты расчетов тепловой схемы для трех режимов.

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчётная формула, способ определения	Величина		
				Режим 1	Режим 2	Режим 3
1	2	3	4	5	6	7
кол-во тепла, отпущенное с паром техн. потребую	Q _{отп}	кВт	(4.2)	7673,61	7673,61	7673,61
кол-во тепла, отпущенное с гор. водой	Q _{отв}	Гкал/ч	задается	7	0,7	7
		кВт	перевод	8139,53	813,95	8139,53
кол-во тепла, отпущ теп-лопотребителям	Q _{отп}	кВт	(4.1)	15813,15	8487,56	15813,15
Расход воды на СП	D _{сп}	кг/с	(4.5)	3,81	3,81	3,81
Расход сетевой воды	G _{св}	кг/с	(4.4)	24,70	24,70	24,70
Расход пара на турбину	D _т	кг/с	подбираем	7,53	7,53	7,53
Расход пара в деаэратор	D _д	кг/с	(4.8)	0,94	0,94	0,94
Расход питательной воды на котлы	D _{пв}	кг/с	подбираем	7,76	7,76	7,76
Материальный баланс	Δ	%	(4.6)	0,00	0,00	0,00
Расход пара, отводимый из турбины	D _р	кг/с	(4.9)	7,53	7,53	7,53

Расход пара из парогенератора в турбину	D0	кг/с	(4.10)	7,53	7,53	7,53
Мощность турбины	Ni	кВт	(4.11)	1118,93	539,62	1201,64
Полезно использованный теплоперепад	Hi	кДж/кг	(4.12)	148,66	148,66	148,66
Относительный эффективный КПД турбины	η _{ое}	-	(4.14)	0,745	0,7448	0,7448
относительный электрический КПД турбогенератора	η _{оэ}	-	(4.16)	0,722	0,722	0,722
Электрическая мощность на клеммах генератора	Nэ	кВт	(4.15)	808,38	389,85	868,13
Расход пит. воды	D'пв	кг/с	(4.18)	7,75	3,74	8,33
Затраченная теплота для получения пара	Q0	кВт	(4.17)	20166,61	9725,63	21657,16
Термический КПД цикла	η _т	-	(4.17)/(4.1)	0,784	0,873	0,730
Абсолютный внутренний КПД	η _и	-	(4.19)	0,58	0,64	0,54
Абсолютный эффективный КПД	η _е	-	(4.20)	0,42	0,46	0,39
Абсолютный электрический КПД турбины	η _э	-	(4.21)	0,951	0,951	0,951
Уд. расх. топлива на выр. 1 кВтч	bэ	кг/кВтч	(4.22)	0,213	0,218	0,220
КПД котла	η _к	-	подбираем	0,91	0,80	0,947
Часовой расход топлива	Bт	кг/ч	(4.23)	172,23	84,89	190,87
КПД транспорта тепла	η _{тр}	-	(4.26)	0,97	0,97	0,97
КПД станции по выр. эл. энергии	η _{эс}	-	(4.27)	0,84	0,74	0,87
Уд. расх. условного топлива на выр. 1 кВтч	bэт	гуг/кВтч	(4.29)	146,45	166,59	140,73
КПД отпуска тепла турбоустановкой	η _{тту}	-	(4.28)	0,91	0,91	0,90
КПД станции по выр. тепл. энергии	η _{тэ}	-	(4.27)	0,82	0,73	0,85
Уд. расх. условного топлива на выр. 1 кВтч	bтэ	кгуг/Гкал	(4.30)	41,39	46,77	39,97
Расх. топл. на производство теплоты	Bтт	кг/с	(4.31)	0,51	0,31	0,31
Полный расход потребляемого топлива	Bт	кг/с	(4.32)	0,66	0,36	0,36
Расх. топл. на производство электрич.	Bээ	кг/с	(4.33)	0,14	0,05	0,05

Таким образом, таблица наглядно показывает разницу в режимах. У режимов 1 и 3 значения схожи, так как оба режима работают круглый год. Режим 2 работает не более 4 месяцев в году, то есть в период без отопления.

Для технико-экономического анализа проекта нужно определить расходы топлива на выработку тепловой и электрической энергии по физическому методу разнесения затрат, а также годовое производство энергий. Расчет проводим по первому режиму – оптимальному. Результат сводится в отдельную таблицу.

Расход теплоты на выработку электрической энергии, кВт [5]:

$$Q_{э_{ТУ}} = \frac{Ni}{\eta_m \cdot \eta_G} \quad (4.34)$$

где

N_i – внутренняя мощность турбины, кВт (см. формулу 4.11)

η_m – механический КПД турбины, равен 0,98;

η_G – КПД генератора турбины, равен 0,97;

Расход теплоты на выработку тепловой энергии, кВт:

$$Q_{т_{ТУ}} = \frac{Q_{отп}}{0,98 \cdot \eta_{сн}} \quad (4.35)$$

где

$Q_{отп}$ – кол-во отпущенной теплоты потребителям, кВт (см. формулу 4.1);

$\eta_{сн}$ – КПД сетевого подогревателя, равен 0,98;

Расход теплоты на турбоустановку, кВт [5]:

$$Q_{ТУ} = Q_{э_{ТУ}} + Q_{т_{ТУ}} \quad (4.36)$$

Низшая рабочая теплотворная способность топлива, МДж/кг:

$$Q_{н}^p = \frac{Q_n^p \cdot 1000}{\rho_{газа}} \quad (4.37)$$

где

Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива. Равна 33,79 МДж/м³;

ρ_{Γ} – плотность газа, согласно разделу 1 дипломного проекта, плотность равна $0,6993 \text{ кг/м}^3$;

Расход теплоты на мини ТЭЦ на выработку электрической энергии, кВт:

$$Q_{Nc} = \frac{Q_{\text{эТГ}}}{0,97 \cdot \eta_{\kappa}} \quad (4.38)$$

где

$\eta_{\text{м}}$ – КПД котлоагрегата, равен $0,91$;

Расход топлива на мини ТЭЦ на выработку электрической энергии, кг/с:

$$B_{\text{э}} = \frac{Q_{Nc1}}{Q_{\rho_{\text{н}}}} \quad (4.39)$$

Годовой расход этого же топлива, тыс. м^3 :

$$B_{\text{э}}(\text{год}) = \frac{B_{\text{э}} \cdot 7320 \cdot 3600}{1000 \cdot \rho_{\text{газа}}} \quad (4.40)$$

где

7320 – кол-во часов работы мини ТЭЦ;

Расход теплоты на мини ТЭЦ на выработку тепловой энергии, кВт [5]:

$$Q_{\text{Пс}} = \frac{Q_{\text{тТГ}}}{0,97 \cdot \eta_{\kappa} \cdot 0,98} \quad (4.41)$$

где

$\eta_{\text{м}}$ – КПД котлоагрегата, равен $0,91$;

Расход топлива на мини ТЭЦ на выработку тепловой энергии, кг/с [5]:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{Пс}}}{Q_{\rho_{\text{н}}}} \quad (4.42)$$

Годовой расход этого же топлива, тыс. м^3 :

$$B_{\text{т}}(\text{год}) = \frac{B_{\text{т}} \cdot 7320 \cdot 3600}{1000 \cdot \rho_{\text{газа}}} \quad (4.43)$$

где

7320 – кол-во часов работы мини ТЭЦ;

Суммарный расход топлива на мини ТЭЦ, тыс. м³:

$$V_{\text{сум}} = V_m + V_{\text{э}} \quad (4.44)$$

Годовая выработка электрической энергии, млн кВт·ч:

$$Э_{\text{год}} = 7320 \cdot N \quad (4.45)$$

Годовая выработка тепловой энергии, тыс Гкал:

$$Q_{\text{год}} = 7320 \cdot Q_{\text{отп}} \cdot 0,00086 \quad (4.46)$$

где

0,00086 – коэффициент перевода кВт·ч на Гкал

Результаты сводим в таблицу ниже.

Таблица 4.2.2 – Показатели работы мини ТЭЦ (для эконом. части)

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчётная формула	Величина
Расход теплоты на Турб	Q _{ту}	кВт	(4.34)	17642,25
Расход теплоты на выработ элэн	Q _{эту}	кВт	(4.35)	1177,08
Расход теплоты на выработ теплэн	Q _{тту}	кВт	(4.36)	16465,17
Низшая рабоч теплотв способн	Q _{рн}	кДж/кг	(4.37)	50667,266
Расход теплоты на ТЭЦ на выработ элэн	Q _{нс}	кВт	(4.38)	1333,501
Расход топлива на ТЭЦ на выработ элэн	V _е	кг/с	(4.39)	0,026
Годовой расход топл на выработ ээ	V _{егод}	тыс. м ³ /год	(4.40)	1039,965
Расход теплоты на ТЭЦ на выработ тепл эн	Q _{пс}	кВт	(4.41)	19033,862
Расход топлива на ТЭЦ на выработ тепл эн	V _т	кг/с	(4.42)	0,376
Годовой расход топл на выработ теплэ	V _{тгод}	тыс м ³ /год	(4.43)	14844,047
Суммарн расход топлива на ТЭЦ	V _{сум}	тыс м ³ /год	(4.44)	15884,012
Годовая выр электрич энергии	Э _{год}	млн кВтч	(4.45)	8,03
Годовая выр тепловой энергии	Q _{год}	тыс Гкал	(4.46)	99,55

5. Расчет водоподготовки мини ТЭЦ

5.1 Описание ВПУ мини ТЭЦ

В предлагаемом проекте мини-ТЭЦ водоподготовительная установка принята от котельной станции, на базе которой разрабатывается мини-ТЭЦ. Так как по проекту принимается установка паровой турбины Р типа, то предполагается условно постоянный круглогодичный режим работ станции, т.е. наличие постоянного потребителя в течение всего времени работы станции. В качестве потребителя тепловой энергии выступают производственные цеха с потреблением производственного пара и горячей воды на «собственные нужды» нужды ГВС (условно постоянные нагрузки).

По заданным параметрам работы предполагается отпуск тепловой энергии на производство и возврат конденсата в количестве 30% и температурой 80°C. Отпуск тепловой энергии с горячей водой производится через установки подогрева сетевой воды (сетевые подогреватели) по замкнутому контуру, т.е. предполагается закрытая система ГВС, так как подразумевается, что потребители расположены в одном заводском комплексе и потери тепла при транспортировке минимальны.

Схему ВПУ планируется использовать без изменений в первоначальном составе существующей котельной. Так как на мини-ТЭЦ принята к установке паровая турбина Р типа, и система выдачи тепла функционирует по замкнутому контуру, основной задачей ВПУ будет подготовка осветленной воды для подачи в деаэрактор для питания котельных агрегатов, соответственно расход воды будет в основном определяться потерей воды с паром производственных параметров и невозвратом конденсата (возврат конденсата 30%). Принимается, что объемы тепла с выпаром из деаэратора (через охладитель выпара) и с продувкой котельных агрегатов (теплообменник непрерывной продувки), дополнительно полезно передают тепло исходной воде перед сбросом в продувочный колодец.

Исходной водой принимается речная вода, подаваемая на ВПУ из центральной береговой насосной станции заводского комплекса, к которому относится мини-ТЭЦ. Средняя общая жесткость исходной воды не превышает допустимых пределов – 4-5 мг-экв/кг.

Для проведения расчетов принимается, что схема водоподготовки полностью соответствует изначальной [1], в составе: блока фильтров 5Ф-На-2-1500 (БФ – блок фильтров, 2 – двухступенчатое, На-катионирование, 1500-

диаметр фильтров) и блока подготовки исходной воды БПИЗ-34/46 (34 – производительность и 46 –напор насосов исходной воды). Блок фильтров состоит из 4 Na-катионитных фильтров диаметром 1500 мм и пульта управления. БПИЗ-34/46 состоит из двух насосов 3 МС-10 повышающих напор исходной воды с 25 м вод ст. до 56 м вод ст. и пароводяного подогревателя $Q=25$ т/ч, и $F=3,97$ м², где исходная вода подогревается от 5 до 20-25°С. Номинальная производительность водоподготовки до реконструкции 16 м³/ч, определена из расчета восполнения потерь на производстве в кол-ве 50% (от расхода пара на производство) [1].

Без блоков выполнены нижеследующие установки:

1. Установка хранения и приготовления раствора поваренной соли, состоящая из резервуаров мокрого хранения $V=12$ м³, насоса соли 1,5Х-БЛ, фильтра соли диаметром 1000 (солерастворителя) и расходного бака соли с эжектором.
2. Установки нитратирования, состоящей из бака-мешалки $V=0,5$ м³ и насосов-дозаторов НД-100/10
3. Установки гидраперегрузки, состоящей из бака гидраперегрузки $V= 8$ м³ с водоструйным насосом.
4. Установки промывки фильтров, состоящей из бака промывки с $V= 8$ м³ и насоса типа 2к-бб.

Na–катионитные фильтра 2 ступени используются на водоподготовительных установках электростанций, промышленных и отопительных котельных.

Ионитные параллельно-точные фильтры второй ступени представляют собой вертикальные однокамерные аппараты. Каждый фильтр состоит из корпуса, нижнего и верхнего распределительных устройств, трубопроводов и запорной арматуры, пробоотборного устройства и фильтрующей загрузки.

Цикл работы ионитных параллельно-точных фильтров второй ступени состоит из следующих операций: катионирование (анионирование); взрыхление; регенерация; отмывка.

Ионирование происходит следующим образом: вода, прошедшая обработку на ионитных параллельно-точных фильтрах первой ступени, поступает в фильтр и проходит через слой зернистого ионообменного материала в направлении сверху вниз. При этом катионит поглощает из воды ионы Ca^{2+} , Mg^{2+} и заменяет их эквивалентным количеством ионов H^+ или Na^+ . Анионы кислот, образовавшиеся при водород-катионировании (SO_4^{2-} , Cl^- , SiO_3^{2-}) задерживаются анионитом.

Взрыхление предназначено для устранения уплотнения ионообменного материала, препятствующего свободному доступу регенерационного

раствора к его зернам. Регенерация катионита для обогащения его ионами Na^+ и H^+ производится растворами соответственно NaCl (5-8 %-ным) и H_2SO_4 (1-2 %-ным), регенерация анионита для обогащения его ионами OH^- - раствором NaOH . Отмывка ионообменного материала от регенерационного раствора и продуктов регенерации обессоленной воды происходит в направлении сверху вниз [9].

5.2 Определение производительности ВПУ

Далее будет представлен общий расчет производительности ВПУ [8] в качестве поверочного расчета возможности использования существующей схемы – в части наличия достаточного уровня запаса по производительности элементов схемы (производительность котельной 30 т/ч).

$$Q_{\text{ПК}} = q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + \rho \cdot \frac{G}{100} \quad (5.1)$$

где ρ - процент продувки котла: $\rho = 3\%$;

q_3 - потери на производство ($D_{\text{пп}}=10\text{т/ч}$);

$$q_3 = 0,7 \cdot D_{\text{пп}}, \% \quad (5.2)$$

$$q_3 = 0,7 \cdot 10 = 7\%$$

q_4 - потери в котельной ($(D_{\text{к}}=30\text{ т/ч})$):

$$q_4 = 0,03 \cdot D_{\text{к}}, \% \quad (5.3)$$

$$q_4 = 0,03 \cdot 30 = 0,9\%$$

q_5 - суммарные потери пара и конденсата:

$$q_5 = 0,03 \cdot D_{\text{к}}, \% \quad (5.4)$$

$$q_5 = 0,06 \cdot 30 = 1,8\%$$

q_6 - потери в деаэраторе подпиточной воды:

$$q_6 = 0,045 \cdot D_{\text{к}}, \% \quad (5.5)$$

$$q_6 = 0,045 \cdot 30 = 1,35\%$$

q_7 - потери с выпаром в деаэраторе:

$$q_7 = 0,3 \cdot q_6, \% \quad (5.6)$$

$$q_7 = 0,3 \cdot 1,35 = 0,405\%$$

Подставив найденное в предыдущих пунктах в формулу (5.1), определим производительность ВПУ:

$$Q_{ПК} = 7 + 0,9 + 1,8 + 1,35 + 0,405 + 3 \cdot \frac{30}{100} = 12,355 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Основным показателем достаточной производительности водоподготовительной установки будет фильтрование на последней стадии ВПУ, из предложенных расчетов можно определить этот параметр, в качестве проверки достаточной величины площади фильтрования, при расчетной (типовой) скорости фильтрования, равной 25 м/ч:

$$F = \frac{Q_{об}^{ВПУ}}{w} = \frac{12,355 \text{ м}^3 / \text{ч}}{25 \text{ м} / \text{ч}} = 0,504 \text{ м}^2$$

В блоке фильтрования установлено 4 фильтра:

$$f = \frac{F}{m} = \frac{0,504}{4} = 0,126 \text{ м}^2$$

С учетом вышеизложенного можно сделать вывод о достаточной производительности блоков фильтрования, установленных в котельной, с учетом запаса $k = 29,5 \%$ от номинальной производительности ВПУ, и соответственно установленные блоки фильтров БФ-На-2-1500 (4 фильтра) могут обеспечить необходимую производительность.

5.3 Определение площади теплообмена сетевого подогревателя

В качестве дополнительного рассмотрения вопроса достаточности по производительности предустановленного оборудования мини-ТЭЦ рассмотрим также вопрос достаточной площади теплообмена сетевого подогревателя:

Сетевой подогреватель предназначен для передачи тепла отопительного характера на нужды ГВС, функционирующей по закрытому контуру. Номинальная принятая нагрузка сетевого подогревателя (нагрузка потребителей) составляет 7 Гкал/ч. Температурный график сети задан - 150/70. [1]

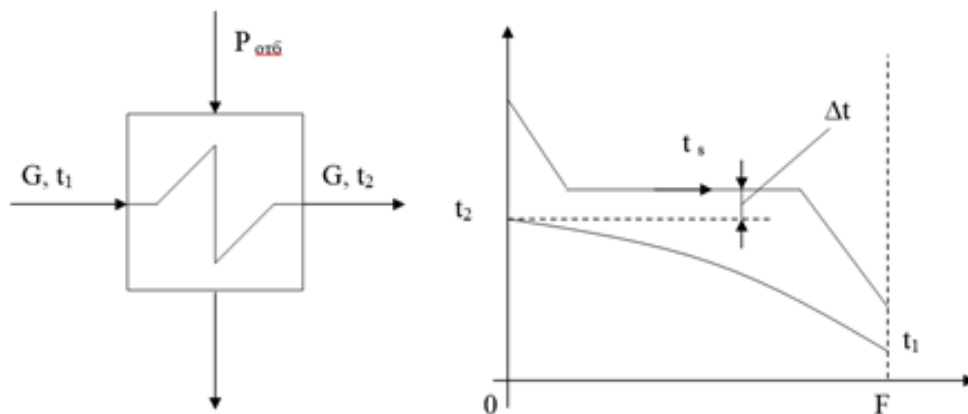


Рисунок 5.1 - Общая схема сетевого подогревателя и температурный график теплоносителей.

Выполним поверочный расчет по определению площади теплообмена, необходимого для отпуски заданного количества теплоты:

По условиям отпуски пара из выхлопа Р турбины, температура пара, поступающего в сетевой подогреватель составит: $t_s=162$ °С. Определим температурный напор в сетевом подогревателе: $\Delta t_0 = t_s - t_2 = 162 - 150 = 12$ °С.

Соответственно средняя температура теплоносителя в СП:

$$t_{cp} = (t_1+t_2)/2 = (70+150)/2 = 110 \text{ °С.}$$

Массовый расход воды через сетевой подогреватель известен из основного расчета, $G = 24.7$ кг/с. Эффективность теплообмена (КПД СП) также известна $= 0,98$.

Тогда можно определить необходимую площадь сетевого подогревателя на заданную нагрузку, при номинальном коэффициенте теплопередачи в СП $k=3$ кВт/м·К:

$$F_0 = \frac{G \cdot (t_2 - t_1) \cdot 4,19}{\phi \cdot k_0 \cdot \Delta t_0} = \frac{24,7 \cdot (150 - 70) \cdot 4,19}{0,98 \cdot 3 \cdot 12} = 58,7 \text{ м}^2$$

Так как в типовом проекте котельная была рассчитана на обеспечение тепловой нагрузки отопления и ГВС, то полученная требуемая площадь теплообмена значительно меньше общей площади теплообмена, установленной СП в котельной. Полученное значение площади теплообмена, как и требуемый расход сетевой воды, соответствует параметрам одной сетевой установки (номинальная производительность установленного (одного), СП составляет 7,25 Гкал/ч с номинальным расходом сетевой воды 88,5 м³/ч). При условии выполнения схемы байпасирования каждого из подогревателей, это позволяет вывести второй сетевой подогреватель в резерв, и обеспечивать одноступенчатый подогрев сетевой воды с возможностью поочередной работы подогревателей и выполнения ремонтных работ без остановки подачи тепловой энергии с горячей водой.

6. Экономическая эффективность реконструкции котельной в мини ТЭЦ

В данном дипломном проекте рассматривается реконструкция существующей производственно-отопительной котельной в мини ТЭЦ. Находится предприятие на промышленной зоне севера Казахстана (г. Павлодар). Станция работает на газовом топливе. Потребитель пара – промышленное предприятие в отрасли химического производства.

В данном разделе приводится расчет себестоимости единицы энергии до и после реконструкции, а также их сравнение.

6.1 Расчет себестоимости единицы энергии до реконструкции

Котельная до реконструкции имеет следующие данные:

1. Установленная мощность котельной, $N_{уст}=19,376$ МВт;
2. Собственные нужды - $\mathcal{E}_{сн}=1,735 \cdot 10^6$ кВт·ч в год;
3. Расход натурального топлива на котельной – $V_n=15955,2$ тыс m^3 ;
4. Годовая выработка тепла, $Q_{год}=99,55$ тыс Гкал;

6.1.1 Капитальные затраты, млн тенге [10]:

Капитальные затраты необходимы для строительства предприятий. Капитальные вложения составляют основные производственные фонды.

$$K = \bar{K} \cdot N_{уст} \cdot k \quad (6.1.1)$$

где

\bar{K} – удельные капиталовложения на сооружение котельной, млн тенге. Для котла ДКВР 10-13 по [10] принимается 286 млн тенге/МВт;

$N_{уст}$ – установленная мощность котельной, берется из раздела 2 дипломной работы;

k – коэффициент, учитывающий износ котлов

$$K = 286 \cdot 10^6 \cdot 19,376 \cdot 0,3 = 1663,38 \text{ млн тенге}$$

6.1.2 Годовые амортизационные отчисления, млн тенге:

Амортизационные отчисления это денежное возмещение физического и морального износа основных активов котельной, путем включения части их

					ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Дюскалиев Б.К.			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Коробков.М.С.					
Реценз.		Жакыпбаев.А.К.			Экономическая эффективность реконструкции котельной в мини ТЭЦ АУЭС, ИТЭТ, ТЭС-15-3		
Н. Контр.		Байбекова В.О.					
Утверд.		Кибарин А.А.					

стоимости в затраты на производство тепловой энергии. Составляют 4% от величины капитальных вложений.

$$I_{AO} = 0,04 \cdot K \quad (6.1.2)$$

где

0,04 – доля амортизационных отчислений;

K – капитальные вложения;

$$I_{AO} = 0,04 \cdot 1663,38 = 66,535 \text{ млн тенге}$$

6.1.3 Годовые эксплуатационные расходы котельной, млн тенге:

Эксплуатационные затраты котельной включают в себя следующие составляющие [10]:

$$I_{\text{ЭКС } \kappa} = I_{\text{ТОП}} + I_{\text{Э}} + I_{\text{В}} + I_{\text{ТР}} + I_{\text{ЗП}} + I_{\text{ПР}} + I_{\text{выб}} \quad (6.1.3)$$

Составляющие, соответственно – затраты на топливо, покупаемую электроэнергию, на воду, на текущий ремонт, на заработную плату, на прочие расходы и на выбросы.

Проведем определение этих составляющих.

6.1.4 Определение годового отпуска энергии котельной.

Тепловая энергия на собственные нужды составляет 4,5 % от вырабатываемого тепла. Тогда величина отпускаемой тепловой энергии равна:

$$Q_{\text{ОТП}} = Q_{\text{год}} \left(1 - \frac{4,5}{100}\right) \quad (6.1.4)$$

$$Q_{\text{ОТП}} = 99,55 \cdot \left(1 - \frac{4,5}{100}\right) = 95,067 \text{ тыс Гкал}$$

где

$Q_{\text{год}}$ – кол-во вырабатываемой тепловой энергии от котельной, тыс Гкал (из исходных данных)

6.1.5 Топливная составляющая затрат, млн тенге:

$$I_{\text{топ}} = B_{\text{год}} \cdot Ц_{\text{топ}} \quad (6.1.5)$$

где

$B_{\text{год}}$ – годовой расход топлива на выработку тепловой энергии, тыс. м³. (берется из исходных данных)

$C_{\text{топ}}$ – цена топлива, тенге/м³. Для Павлодара стоимость газа составляет 34 тенге/м³;

$$I_{\text{топ}} = 15955,201 \cdot 34 = 542,6477 \text{ млн тенге}$$

6.1.6 Годовые затраты на электроэнергию, млн тенге:
Котельная закупает электроэнергию по тарифу:

$$I_{\text{э}} = \mathcal{E}_{\text{ГОД}}^{\text{СН}} \cdot C_{\text{э}} \quad (6.1.6)$$

где

$\mathcal{E}_{\text{ГОД}}^{\text{СН}}$ – собственные нужды котельной, млн кВт·ч, (берется из исходных данных);

$C_{\text{э}}$ – стоимость электроэнергии, тенге/кВт·ч. Для Павлодара стоимость электроэнергии составляет 14,99 тенге/кВт·ч;

$$I_{\text{э}} = 1,735 \cdot 10^6 \cdot 14,99 = 26 \text{ млн тенге}$$

6.1.7 Годовые затраты на использованную воду, млн тенге:

Плата за воду до и после реконструкции остается той же. По расчету после реконструкции плата составляет:

$$I_{\text{вод}} = 11,24 \text{ млн тенге} \quad (6.1.7)$$

6.1.8 Годовые затраты на заработную плату, млн тенге:

Численность персонала котельной (согласно типовому проекту [1]) составляет 10 человек.

$$I_{\text{ЗП}} = I_{\text{зно}} + I_{\text{знд}} = \text{ЧП} \cdot I_{\text{зн ср}} + I_{\text{знд}} \quad (6.1.8)$$

$I_{\text{знд}}$ - дополнительная заработная плата (оплата очередных, дополнительных и учебных отпусков, за время выполнения государственных обязанностей и др.);

Величина среднегодовой основной заработной платы $I_{\text{зно}}$ принимается в размере 1,2 млн тенге на одного работающего. Величина $I_{\text{знд}}$ берется в размере 10% от значения $I_{\text{зно}}$.

$$I_{\text{ЗП}} = 1,2 \cdot 10 + 12 \cdot 0,1 = 13,2 \text{ млн тенге}$$

6.1.9 Годовые затраты на текущий ремонт, млн тенге:

Расходы на текущий ремонт, включают в себя стоимость ремонта основных фондов, з/п ремонтного персонала, стоимость расходного материала

и услуг сторонних организаций. На текущий ремонт затраты принимают в размере 30% от стоимости амортизационных отчислений [10]:

$$I_{ТР} = 0,3 \cdot I_{АО} \quad (6.1.9)$$

$$I_{ТР} = 0,3 \cdot 66,535 = 19,961 \text{ млн тенге}$$

6.1.10 Годовая плата за выбросы, млн тенге:

Величина платы за выбросы принимается равной 80 тенге за 1 м³:

$$I_{выб} = 80 \cdot V_{топ} \quad (6.1.10)$$

$$I_{выб} = 80 \cdot 15955,2 = 1,276 \text{ млн тенге}$$

где

$V_{год}$ – годовой расход топлива на выработку тепловой энергии, тыс. м³.
(берется из исходных данных);

6.1.11 Прочие годовые затраты, млн тенге:

Прочие эксплуатационные расходы включают расходы на охрану труда, технику безопасности, пожарную и сторожевую охрану, затраты на заработную плату административно-управленческого персонала, приобретение специальной одежды и др. Составляет 20% от следующих составляющих:

$$I_{ПР} = 0,2 \cdot (I_{АО} + I_{ТР} + I_{ЗП}) \quad (6.1.11)$$

$$I_{ПР} = 0,2 \cdot (66,535 + 19,961 + 13,2) = 19,94 \text{ млн тенге}$$

6.1.12 Годовые эксплуатационные расходы котельной, млн тенге:

Подставляя найденные составляющие в формулу (6.1.3), находим эксплуатационные расходы котельной:

$$\begin{aligned} I_{эсн} &= 542,477 + 26 + 11,24 + 19,961 + 13,2 + 19,94 + 1,271 = \\ &= 634,91 \text{ млн тенге} \end{aligned}$$

6.1.13 Расчет себестоимости единицы продукции котельной:

Себестоимость тепловой энергии находится как отношение суммарных эксплуатационных издержек к величине отпускаемой тепловой энергии [10]:

$$C_{Т2} = \frac{I_{сум}}{Q_{отп}} = \frac{I_{экс} + I_{ао}}{Q_{отп}} \quad (6.1.12)$$

где

$I_{сум}$ – суммарные эксплуатационные издержки, определяется как сумма общих эксплуатационных затрат и амортизационных отчислений;

$$C_{Т2} = \frac{634,91 + 66,535}{95,067} = 7378,40 \text{ тенге / Гкал}$$

Таким образом, себестоимость отпускаемой тепловой энергии до реконструкции составляет 7378,40 тенге/Гкал.

6.2 Расчет себестоимости единицы энергии после реконструкции

После реконструкции была введена противодавленческая турбина Р-1,2-1,4/0,65. В результате решения тепловой схемы мини ТЭЦ с новой турбиной были получены следующие данные (из таблицы 4.2.2):

1. Ввод дополнительной мощности – $N=1,2$ МВт;
2. Годовая выработка электрической энергии – $\mathcal{E}_{\text{год}} = 8,03$ млн кВт·ч;
3. Годовая выработка тепловой энергии – $Q_{\text{год}} = 99,5$ тыс. Гкал (выработка тепловой энергии остается той же, так как тот же режим работы);
4. Годовой расход натурального топлива на выработку электрической энергии – $V_э=1039,96$ тыс. м³
5. Годовой расход натурального топлива на выработку тепловой энергии – $V_т=14844,05$ тыс. м³
6. Суммарный расход натурального топлива $V_n=15884,01$ тыс. м³

6.2.1 Капитальные вложения на расширения предприятия, млн тенге:

В капитальные вложения на реконструкцию входят капвложения котельной, а также капвложения на расширение предприятия. Для ввода новой турбины удельные капитальные вложения составляют 1000 долларов за кВт·ч. Актуальный курс доллара к тенге – 382,66 тенге [11]:

$$K_2 = K_1 + K_{\text{турб}} = K_1 + K_{\text{уд}} \cdot N_{\text{турб}} \quad (6.2.1)$$

$$K_2 = 1663,38 + 1000 \cdot 1200 \cdot 382,66 = 2122,58 \text{ млн тенге}$$

где

$N_{\text{турб}}$ – мощность вводимой турбины, кВт

K_1 – капитальные вложения на котельную;

$K_{\text{уд}}$ – удельные капитальные вложения;

6.2.2 Годовые издержки на амортизацию, млн тенге:

Находится по той же формуле, как и для котельной:

$$I_{AO} = 0,04 \cdot K_2 \quad (6.2.2)$$

$$I_{AO1} = 0,04 \cdot 2122,58 = 84,9 \text{ млн тенге}$$

где

0,04 – доля амортизационных отчислений;

K_2 – капитальные вложения;

6.2.3 Годовые эксплуатационные расходы мини ТЭЦ

Эксплуатационные расходы находятся по тем же составляющим, что и для котельной, за исключением платы за электроэнергию [11]:

$$I_{\text{эксн2}} = I_{\text{ТОП}} + I_{\text{В}} + I_{\text{ТР}} + I_{\text{ЗП}} + I_{\text{ИР}} + I_{\text{выб}} \quad (6.2.3)$$

Аналогично находим составляющие.

6.2.4 Годовой отпуск энергии от мини ТЭЦ

Согласно исходным данным, на собственные нужды уходит $\mathcal{E}_{\text{сн}}=1,735 \cdot 10^6$ кВт·ч в год. То есть, менее 25% вырабатываемой энергии уходит на покрытие нужд. Поэтому величина отпускаемой электроэнергии будет меньше на величину собственных нужд:

$$\mathcal{E}_{\text{отп}} = \mathcal{E}_{\text{год}} - \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{сн}} \quad (6.2.4)$$

$$\mathcal{E}_{\text{отп}} = 8,03 - 1,735 = 6,292 \text{ млн кВт} \cdot \text{ч}$$

Тепловая энергия на собственные нужды составляет 4,5 % от вырабатываемого тепла. Тогда величина отпускаемой тепловой энергии равна:

$$Q_{\text{отп}} = Q_{\text{год}} \left(1 - \frac{4,5}{100}\right) \quad (6.2.5)$$

$$Q_{\text{отп}} = 99,55 \cdot \left(1 - \frac{4,5}{100}\right) = 95,067 \text{ тыс Гкал}$$

6.2.5 Годовые затраты на топливо, млн тенге:

Расход натурального топлива (в год) на выработку электрической и тепловой энергии берутся из исходных данных:

$$V_{\text{э}}=1039,96 \text{ тыс. м}^3$$

$$V_{\text{т}}=14844,05 \text{ тыс. м}^3$$

$$V_{\text{н}}=15884,01 \text{ тыс. м}^3$$

Аналогично ф-ле (6.1.5) находим затраты на топливо на мини ТЭЦ

$$I_{\text{ТОП}} = 15884,01 \cdot 34 = 540,056 \text{ млн тенге}$$

6.2.6 Годовые затраты на воду, млн тенге:

Затраты мини ТЭЦ на воду составляют 1,4 тенге/кВт·ч.

$$I_B = 1,4 \cdot \mathcal{E}_{\text{год}} \quad (6.2.6)$$

$$I_B = 1,4 \cdot 8,03 \cdot 10^6 = 11,24 \text{ млн тенге}$$

6.2.7 Затраты на заработную плату, млн тенге:

После реконструкции численность персонала увеличилось на два человека. При той же среднегодовой основной заработной плате величина основного фонда будет равна (по ф-ле 6.1.8) [10]::

$$I_{\text{ЗП}} = I_{\text{зно}} + I_{\text{знд}} = \text{ЧП} \cdot I_{\text{зн ср}} + I_{\text{знд}}$$

$$I_{\text{ЗП}} = 12 \cdot 12 + 12 \cdot 12 \cdot 0,1 = 15,84 \text{ млн тенге}$$

6.2.8 Годовые затраты на текущий ремонт, млн тенге
Составляет 30% от величины амортизационных отчислений:

$$I_{\text{ТР}} = 0,3 \cdot I_{\text{АО}} \quad (6.2.7)$$

$$I_{\text{ТР}} = 0,3 \cdot 88,4 = 25,47 \text{ млн тенге}$$

6.2.9 Годовая плата за выбросы, млн тенге:

Величина платы за выбросы принимается равной 80 тенге за 1 м³:

$$I_{\text{выб}} = 80 \cdot V_{\text{мон}} \quad (6.2.8)$$

$$I_{\text{выб}} = 80 \cdot 15884,01 = 1,271 \text{ млн тенге}$$

где

$V_{\text{год}}$ – годовой расход топлива на выработку тепловой энергии, тыс. м³.
(берется из исходных данных);

6.2.10 Прочие годовые затраты, млн тенге.

То же соотношение, что и у котельной:

$$I_{\text{ПР}} = 0,2 \cdot (I_{\text{АО}} + I_{\text{ТР}} + I_{\text{ЗП}}) \quad (6.2.9)$$

$$I_{\text{ПР}} = 0,2 \cdot (84,9 + 15,84 + 25,47) = 25,24 \text{ млн тенге}$$

6.2.11 Годовые эксплуатационные расходы мини ТЭЦ, млн тенге:

Подставляя найденные составляющие в формулу (6.2.3), находим эксплуатационные расходы мини ТЭЦ:

$$\begin{aligned} I_{\text{КОТ}} &= 540,056 + 11,24 + 84,9 + 15,84 + 25,47 + 1,271 = \\ &= 619,118 \text{ млн тенге} \end{aligned}$$

6.2.12 Расчет себестоимости единицы продукции мини ТЭЦ:

На мини ТЭЦ вырабатывается электрическая и тепловая энергия, поэтому важно провести разнесение общих затрат на станции на тепловую электрическую энергию. От этого зависит себестоимость выработки тепловой и электрической энергии, а следовательно, и экономическая эффективность работы мини ТЭЦ. В Казахстане распространение получил физический метод разнесения затрат, который проводится с помощью коэффициента [12]:

$$K_p = \frac{B_{\text{э}}}{B_{\text{т}}} \quad (6.2.10)$$

$$K_p = \frac{1039,97}{15884,01} = 0,065$$

Этот коэффициент показывает, какое количество топлива (в долях от единицы) израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница $(1 - K_p)$ – показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии. Следует разнести результаты расчетов на затраты по каждой составляющей согласно полученному коэффициенту по видам отпускаемой энергии и занести результаты в таблицу 6.2.1.

Таблица 6.2.1 – Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии

Составляющие затрат	И, всего млн тенге	Иэ, эл энергия, млн тенге	Ит, тепл. энергия, млн тенге
Топливо Ит	540,056	35,36	504,70
Вода Ив	11,24	0,74	10,50
Фонд заработной платы Изп	15,84	1,04	14,80
Амортизационные отчисления Иао	84,90	5,56	79,34
Ремонт Ир	25,47	1,67	23,80
Общестанционные Иоб	25,24	1,65	23,59
Плата за выбросы Ивыб	1,271	0,08	1,19
Итого затрат	704,021	46,09	657,93

Себестоимость электрической энергии находится как отношение суммарных эксплуатационных издержек к величине отпускаемой электрической энергии:

$$C_{\text{э}} = \frac{И_{\text{э}}}{\text{Эотп}} \quad (6.2.11)$$

$$C_{\text{э}} = \frac{46,09}{6,292} = 7,33 \text{ тенге} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$$

Себестоимость тепловой энергии находится как отношение суммарных эксплуатационных издержек к величине отпускаемой тепловой энергии:

$$C_{T2} = \frac{I_{\text{тп}}}{Q_{\text{отп}}} \quad (6.2.12)$$

$$C_{T2} = \frac{657,93}{95,067} = 6920,65 \text{ тенге} / \text{Гкал}$$

Таким образом, себестоимость отпускаемой тепловой энергии после реконструкции составляет 6920,65 тенге/Гкал, а электрической – 7,33 тенге/кВтч.

6.3 Вывод по экономической части

В приведенной ниже таблице сравниваются себестоимости единицы энергии до и после реконструкции.

Таблица 6.3.1 – Сравнение себестоимости до и после реконструкции.

Наименование	Ед. измерения	Значение	
		До	После
Себестоимость тепловой энергии	Тенге/Гкал	7378,4	6920,65
Себестоимость электрической энергии	Тенге/кВт·ч	Закупалась по тарифу	7,33

Котельная до реконструкции закупала электроэнергию по тарифу. Ежегодные затраты котельной на электричество учитывались в эксплуатационных расходах. То есть, стоимость электричества вошла в себестоимость тепловой энергии от котельной. После реконструкции котельной в мини ТЭЦ предприятие стало вырабатывать помимо тепловой еще и электроэнергию. По полученным значениям выходит, что цена электроэнергии от мини ТЭЦ меньше цены покупаемой электроэнергии (для котельной).

Из проведенного технико-экономического анализа проекта видно, что совместная выработка тепловой и электрической энергии будет иметь выгоду в части выработки электрической энергии с КПД турбины Р типа порядка 95% и низкой ее себестоимости. Это можно объяснить из уравнений тепловых балансов на конденсационные и теплофикационные турбины, т.е. когда показано, что кпд производства электроэнергии на ТЭЦ определяется коэф-

фициентами теплофикации и потерями с пропуском доли пара в конденсатор, в случае же с турбиной Р типа пропуск и соответственно потери в конденсатор отсутствуют, а коэффициент теплофикации равен единице ($\alpha_t = 1$, $\eta_{стан-ции} = \eta_{генератора} * \eta_{эл.мех.}$). Поэтому рост доли теплоты, отбираемой от турбины для потребителя (в случае с р-турбиной – 100%) будет минимизировать расход тепла и топлива на выработку электроэнергии при физическом методе разделения затрат.

Установка паровой турбины позволило вырабатывать электроэнергию без дополнительных затрат на топливо, что в конечном счете уменьшило себестоимость тепловой энергии.

Однако данное решение будет эффективно до тех пор, пока существует стабильный потребитель пара производственных параметров, так как турбина Р типа имеет прямую зависимость вырабатываемой электрической энергии от количества поданного на голову турбины пара, что в свою очередь определяется требованиями потребителя.

7. Безопасность жизнедеятельности

7.1 Категория опасности предприятия

В данном дипломном проекте рассматривается реконструкция существующей производственно-отопительной котельной в мини ТЭЦ. Находится предприятие на промышленной зоне севера Казахстана. Мини ТЭЦ работает на газовом топливе. Потребитель пара – промышленное предприятие в отрасли химического производства. В связи с реорганизацией предприятия и сокращением производственных мощностей, потребление пара сократилось.

Климат района умеренно-холодный. Согласно СНиП РК 2.04-01-2010, средняя годовая температура воздуха составляет $+6,5^{\circ}\text{C}$, средняя температура отопительного периода составляет $-8,3^{\circ}\text{C}$, длительность отопительного периода 212 суток.

Сведения о мощности мини ТЭЦ и характеристики производства

Установленная мощность:

Электрическая

1,2 МВт;

Тепловая

19,376 МВт

Таблица 7.1.1 – Характеристика основного оборудования

Наименование оборудования (котлы, турбины).	Стационарный номер.	Маркировка.	Паропроизводительность котла, т/ч: мощность турбины, МВт
Паровые котлы	№ 1 – 3	ДКВР-10-13-250.	по 10
Турбины	№ 1	Р-1,2-1,4/0,65	1

Исходные данные

Характеристика используемого топлива.

Состав и характеристики газа (усредненные) соответствующие ГОСТ 5542-2014

Состав топлива, %: $\text{CH}_4 = 95,6$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,1$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,5$; $\text{CO}_2 = 0,07$; $\text{N}_2 = 1,36$;

Низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 33,79 \text{ МДж/м}^3$;

Расход топлива на теплогенератор $V_{\text{р}} = 0,605 \text{ м}^3/\text{с}$;

Объем топочной камеры, $V_{\text{т}} = 39,3 \text{ м}^2$;

Основным источником загрязнения воздушного бассейна городов являются вредные для здоровья людей вещества, содержащиеся в продуктах сгорания. При работе мини-ТЭЦ на природном газе в атмосферу выбрасываются следующие вредные вещества: оксиды азота и оксид углерода. Двуокись углерода образуется при полном сгорании углерода и не оказывает вреда для здоровья. Состав продуктов неполного сгорания в большой степени зависит от состава топлива и метода сжигания. При неполном сгорании топлива продукты сгорания содержат оксид углерода, углеводороды и сажу. Оксид углерода изменяет состав крови и приводит к нарушению нервной системы. Также при недостаточном количестве кислорода, подаваемого в зону горения, в диапазоне температур 973 1073 К образуется полициклический углеводород бензапирен (C₂₀H₁₆), обладающий канцерогенными свойствами. Для включения предприятий в систему государственного учета выбросов вредных веществ в атмосферу, ускорения и упрощения работ на стадии разработки ведомственных проектов по установлению величины предельно допустимых выбросов, для разработки проектов планов по охране атмосферного воздуха, а так же при инспекционных проверках предприятий необходимо четкое их деление на категории опасности.

Категория опасности присваивается предприятию в зависимости от массы и видового состава выбрасываемых в атмосферу загрязняющих веществ по коэффициенту КОП, определяемому по формуле:

Категорию опасности (КОП) рассчитывают по следующей формуле:

$$\text{КОП} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{\text{ПДК}_i} \right)^{\alpha_i} \quad (7.1)$$

где M_i - масса выброса i -го вещества, т/год;

ПДК_i - среднесуточная ПДК i -го вещества, мг/м³;

n – количество загрязняющих веществ, выбрасываемых предприятием;

α^i - коэффициент, зависящий от класса опасности данного вещества

В соответствии с ГОСТ 12.1.007-76.ССБТ вредные вещества по степени воздействия на организм человека подразделяются на четыре класса опасности:

- 1-й чрезвычайно опасные;
- 2-й высоко опасные;
- 3-й умерено опасные;
- 4-й мало опасные.

Класс опасности конкретному веществу устанавливается в зависимости от его токсичности, летучести, а так же от отдельных последствий в виде мутагенного (изменение наследственной информации) и канцерогенного (раковых заболеваний) действий.

Таблица 7.1.2 - Значения α^i для веществ различных классов опасности

Константа	Класс опасности			
	1	2	3	4
α^i	1,7	1,3	1,0	0,9

По величине КОП предприятия делят на 4 категории опасности, представленные в таблице 6.1.3

Таблица 7.1.3 - Классификация предприятий по категории опасности

Категория опасности предприятия	Значения КОП	Примечание
1	$\text{КОП} > 10^6$	Предприятия имеют значительный валовый выброс загрязняющих веществ 1 класса опасности. Характерно для малых городов, содержащих 1-2 предприятия или для крупных городов, содержащих 5-10 предприятий. Выбросы предприятия составляют до 60-70 % от общего выброса города.
2	$10^6 > \text{КОП} > 10^4$	Большой объем выбросов загрязняющих веществ с превышением ПДК одного или нескольких загрязняющих веществ. Характерно для малых городов, содержащих 3-8 предприятий или для крупных городов, содержащих 15-20 предприятий. Выбросы предприятия составляют до 30 % от общего выброса города.
3	$10^4 > \text{КОП} > 10^3$	Наиболее многочисленная группа. Выбросы предприятия составляют до 5-10 % от общего выброса города.
4	$\text{КОП} < 10^3$	Мелкие предприятия с небольшим выбросом загрязняющих веществ. Выбросы предприятия составляют до 1-5 % от общего выброса города.

Физический смысл КОП состоит в том, что она показывает потребность того или иного предприятия в количестве воздуха, необходимого для разбавления выбросов вредных веществ в атмосферу до санитарно-гигиенических критериев с учетом класса опасности вещества. [14]

7.2 Расчет вредных выбросов

Выброс загрязняющих веществ в атмосферу происходит в основном от котельного цеха

При сжигании газа в паровых котлах ДКВР 10-13-250 выделяются только оксиды азота, оксид углерода и бенз(а)пирен.

Суммарное количество оксидов азота NO_x в пересчете на NO_2 (в г/с, т/год), выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами, определяются по формуле [13]

$$M_{NO_x} = B_p Q_i^r K_{NO_2}^r \beta_k \beta_t \beta_\alpha (1 - \beta_\varepsilon) (1 - \beta_\sigma) k_n, \quad (7.2.1)$$

где B_p - расчетный расход топлива, м³/с (тыс. м³/год), по исходным данным
 Q_i^p - низшая теплота сгорания топлива, МДж/м³, по исходным данным
 $K_{NO_2}^r$ - удельный выброс оксидов азота при сжигании газа, г/МДж.

Для паровых котлов:

$$K_{NO_2}^r = 0,01\sqrt{D} + 0,03 \quad (7.2.2)$$

где D - фактическая паропроизводительность котла, т/ч.

$$K_{NO_2}^r = 0,01\sqrt{10} + 0,03 = 0,032 \text{ г/МДж}$$

β_k - безразмерный коэффициент, учитывающий принципиальную конструкцию горелки, принимается равным 1 [13]

β_t - безразмерный коэффициент, учитывающий температуру воздуха, подаваемого для горения

$$\beta_t = 1 + 0,002 (t_{\text{вг}} - 30) = 1 + 0,002(250 - 30) = 1,44 \quad (7.2.3)$$

$$\beta_t = 1 + 0,002(250 - 30) = 1,44$$

β_α - безразмерный коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота, принимается равным 1,225. [13]

β_r - безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов через горелки на образование оксидов азота.

При подаче газов рециркуляции в смеси с воздухом

$$\beta_r = 0,16\sqrt{r} = 0.16\sqrt{0.1} = 0.0506 \quad (7.2.4)$$

где r - степень рециркуляции дымовых газов, %.

$$\beta_r = 0.16\sqrt{0.1} = 0.0506$$

β_δ - безразмерный коэффициент, учитывающий ступенчатый ввод воздуха в топочную камеру

$$\beta_\delta = 0,022 \delta = 0,022 * 0 = 0 \quad (7.2.5)$$

где δ - доля воздуха, подаваемого в промежуточную зону факела (в процентах от общего количества организованного воздуха). В данном случае равен 0

$$\beta_\delta = 0,022 * 0 = 0$$

k_n - коэффициент пересчета;

при определении выбросов в граммах в секунду $k_n = 1$;

при определении выбросов в тоннах в год $k_n = 10^{-3}$.

Подставляем данные в формулу (7.2.1) и находим M_{NOx} :

$$M_{NOx} = 0,605 \cdot 33,79 \cdot 10^6 \cdot 0.032 \cdot 1 \cdot 1.44 \cdot 1.225 \cdot (1 - 0.0506) \cdot (1 - 0) \cdot 1 = 3,25 \frac{\Gamma}{\text{с}} = 34,17 \text{ т/год}$$

Выбросы оксида углерода

Оценка суммарного количества выбросов оксида углерода, г/с (т/год), может быть выполняется по соотношению

$$M_{CO} = 10^{-3} B C_{CO} \left(1 - \frac{q_4}{100} \right), \quad (7.2.6)$$

где

B - расход топлива, г/с (т/год), по исходным данным

C_{CO} - выход оксида углерода при сжигании топлива, г/кг (г/м³) или кг/т (кг/тыс. м³). Определяется по формуле

$$C_{CO} = q_3 \cdot R \cdot Q_H \quad (7.2.7)$$

где

q_3 - потери тепла вследствие химической неполноты сгорания топлива, %;

R - коэффициент, учитывающий долю потери тепла вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленную наличием в продуктах неполного сгорания оксида углерода; принимается для газа 0,5

$$C_{CO} = \frac{3}{100} \cdot 0,5 \cdot 33,79 \cdot 10^6 = 0,051 \frac{\Gamma}{\text{м}^3}$$

Подставляем данные в формулу (7.2.6) и находим M_{CO}

$$M_{CO} = 10^{-3} \cdot 0,605 \cdot 0,051 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 0,0921 \frac{\Gamma}{\text{с}} = 1,0 \text{ т/год}$$

Выбросы бенз(а)пирена

Концентрация бенз(а)пирена, мг/нм^3 , в сухих продуктах сгорания природного газа на выходе из топочной зоны промтеплоэнергетических котлов малой мощности определяется по формулам:

- при $\alpha_m'' = 1,08 \div 1,25$:

$$c_{bn}^2 = 10^{-3} \cdot \frac{0,059 + 0,079 \cdot 10^{-3} q_v}{e^{3,8(\alpha_m'' - 1)}} K_d K_p K_{cm}, \quad (7.2.8)$$

α_T - коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания на выходе из топки, равен 1,1

q_v - теплонапряжение топочного объема, кВт/м^3 ;

при сжигании непроектного топлива величина q_v рассчитывается по соотношению

$$q_v = B_p \cdot \frac{Q_H^p}{V_T} \quad (7.2.9)$$

где $B_p = B (1 - q_A/100) = 1,816$ - расчетный расход топлива на номинальной нагрузке, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$);

Q_H^p - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м^3);

V_m - объем топочной камеры, м^3 , по исходным данным - $39,3 \text{ м}^3$;

$$q_v = \frac{1,816 \cdot 33,79 \cdot 10^6}{39,3} = 1561,73 \text{ кВт/м}^3$$

K_d - коэффициент, учитывающий влияние нагрузки котла на концентрацию бенз(а)пирена в продуктах сгорания, (определяется по графику рис. Е1 Приложения Е [13]), равен 2;

K_p - коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов на концентрацию бенз(а)пирена в продуктах сгорания, (определяется по графику рис. Е2 Приложения Е [13]), равен 1,4;

$K_{ст}$ - коэффициент, учитывающий влияние ступенчатого сжигания на концентрацию бенз(а)пирена в продуктах сгорания, (определяется по графику рис. Е3 Приложения Е [13]), равен 1.

Подставляем данные в формулу (7.2.8) и находим $c_{бп}^r$

$$c_{бп}^r = 10^{-3} \cdot \frac{0.059 + 0.079 \cdot 10^{-3} \cdot 1561.73}{e^{3,8(1,1-1)}} \cdot 2 \cdot 1,4 \cdot 1 = 0,00016 \frac{\text{мг}}{\text{м}^3}$$

Находим выбросы бензапирена по концентрации

$$M_{бп} = c_{бп}^r \cdot V_{сг} \cdot V_p \cdot k \quad (7.2.10)$$

$V_{сг}$ - объем сухих дымовых газов, образующихся при полном сгорании 1 кг (1 м^3) топлива, при $\alpha_0 = 1,4$, $\text{м}^3/\text{кг}$ топлива ($\text{м}^3/\text{м}^3$ топлива), равен 1,018 м^3

k_n - коэффициент пересчета;

Подставляем данные в формулу (7.2.10) и находим $M_{бп}$

$$M_{бп} = 0,00016 \cdot 1,018 \cdot 0,605 \cdot 1 = 0,00174 \text{ т/год}$$

Суммируем выбросы по трем котлам.

$$M_{сум} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{бп} \quad (7.2.11)$$

$$M_{сум} = 34,17 + 1 + 0,00174 = 35,1 \frac{\text{т}}{\text{год}}$$

Суммарные выбросы по котельному цеху составляют 35,1 тонн в год. Настолько небольшое значение обосновывается тем, что мини ТЭЦ работает на газовом топливе.

7.3 Определения категории опасности предприятия.

Категория опасности мини ТЭЦ определяется не только по котельному цеху. У предприятия имеются и другие цеха, которые также имеют свои выбросы. Они будут суммироваться к выбросам от котельного цеха.

Таблица 7.3.1 – Нормативы загрязняющих веществ

Наименование загрязняющих вредных веществ	Класс опасности	ПДК _{сс} , мг/м ³
Оксид азота	2	0,06
Оксид углерода	4	3
Бенз(-а)пирен	1	0,01

Подставляя полученные данные из предыдущих пунктов в формулу (7.1), определим категорию опасности по выбросу каждого вещества:

$$КОП_{NO} = \left(\frac{34,17}{0,06} \right)^{1,3} = 3820,55$$

$$КОП_{CO} = \left(\frac{1}{3} \right)^{0,9} = 0.36$$

$$КОП_{бенз} = \left(\frac{0,01}{0,01} \right)^{1,7} = 0.0001$$

где – $\alpha=1,3$ (для NO), $0,9$ (для CO), $1,7$ (для бензапирена) – соответствующие константы из таблицы 7.1.2 по классу опасности.

Суммируем и получаем:

$$КОП_{сум} = 3820,55 + 0,36 + 0.0001 = 3820,91$$

Основные выбросы идут от котельного цеха. Остальные выбросы от других цехов увеличат полученное значение. Тем не менее, по данным таблицы 7.1.3 предприятия будет иметь третью категорию опасности.

Вывод по разделу безопасности жизнедеятельности:

В результате выполнения расчет по определению КОП получилось, что мини-ТЭЦ на основе производственно-отопительной котельной относится к третьей категории опасности. Так как предприятие работает на газу и установленная электрическая мощность составляет всего 1200 кВт, а тепловая менее 20 МВт (показатели небольшие в отличие от мощных ТЭЦ, КЭС), то выбросы в атмосферу не велики.

По полученным данным приводится еще один вывод. В выбросах мини ТЭЦ, работающих на газу, отсутствуют такие загрязняющие вещества как твердые частицы и оксиды серы, которые образуются при сжигании угля и мазута. Валовые выбросы оксидов азота при работе мини ТЭЦ сокращаются приблизительно в 1,5 раза, а также валовые выбросы оксида углерода на мини-ТЭЦ можно уменьшить в несколько

раз при использовании соответствующих способов очистки.

Комбинированное производство энергии двух видов на мини-ТЭЦ способствуют гораздо более экологичному использованию топлива по сравнению с отдельной выработкой электроэнергии и тепловой энергии на котельных установках. Замена котельных, нерационально использующих топливо и загрязняющих атмосферу городов и посёлков, мини-ТЭЦ способствует не только значительной экономии топлива, но и повышению чистоты воздушного бассейна, улучшению общего экологического состояния окружающей среды.

Заклучение

В дипломном проекте была рассмотрена реконструкция котельной в мини-ТЭЦ промзоны на севере Казахстана.

Была установлена паровая турбина малой мощности. Это обосновано тем, что, во-первых котельная имеет небольшую производительность, во-вторых малая турбина способна полностью покрыть собственные нужды предприятия. В результате определения значения собственных нужд, а также по параметрам пара для промышленного потребителя была подобрана турбина Р-1,2-1,4/0,65. Ее мощности хватило не только для самого предприятия, но и для отпуска электрической энергии в сеть.

Турбина имеет простую конструкцию, что позволило без труда внедрить ее в котельную. По преобразованной тепловой схеме для наглядности были рассчитаны 3 режима - максимальный, номинальный (расчетный), и минимальный (летний) режимы работы станции. Основным при расчете был номинальный режим работы, так как он полностью ориентирован на потребителя – т.е. выработка тепловой и электрической энергии полностью зависит от нагрузки потребителей. Однако возможны максимальный и минимальный режимы. При максимальном режиме оборудование работает на максимуме – котлы нагружаются полностью, отпуская максимальное количество электроэнергии, которую может дать турбина. А при минимальном, т. е. летнем – работают два котла из трех с мощностью в 65% от максимальной, падает нагрузка на ГВС. Также можно байпасировать всю схему – при отключении турбины Р задействуется редуционно-охладительная установка.

Турбина Р типа является экономичным выбором при наличии потребителя, так как количество вырабатываемой электроэнергии полностью зависит от количества подаваемого пара на голову турбины.

По основному режиму работы была проведена экономическая оценка проекта, в результате которой показано сравнение себестоимости отпуска единицы энергии до и после реконструкции. Установка паровой турбины позволило вырабатывать электроэнергию без дополнительных затрат на топливо, что в конечном счете уменьшило себестоимость тепловой энергии. По части безопасности жизнедеятельности было определено, что мини ТЭЦ от

					ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Заклучение	Лит.	Лист	Листов
Разраб.		Дюскалиев Б.К.						
Провер.		Коробков.М.С.						
Реценз.		Жакыпбаев.А.К.						
Н. Контр.		Байбекова В.О.						
Утверд.		Кибарин А.А.						
						АУЭС, ИТЭТ, ТЭС-15-3		

носится к третьей категории опасности. Новая турбина не повлияет отрицательно на экологическую обстановку региона.

В специальном задании была рассмотрена водоподготовительная установка предприятия. Выяснилось, что мощности имеющегося оборудования с запасом хватает для нормальной работы мини-ТЭЦ.

Список литературы

- 1 – Типовой проект 903-1-24/71 Альбом VII/1. Регулирование и контроль. Котлоагрегат и вспомогательное оборудование
- 2 – Тепловой расчет котлов (нормативный метод): 3-е издание. НПО ЦКТИ, СПб, 1998.
- 3 - Безгрешнов А.Н. и др. Расчет паровых котлов в примерах и задачах: Учеб. пособие для вузов/А. Н. Безгрешнов, Ю. М. Липов, Б. М. Шлейфер; Под общ. ред. Ю. М. Липова.— М.: Энергоатомиздат, 1991.— 240 с.
- 4 – Шестаченко И. Я. Тепловой расчёт паровых турбин: Учеб.-метод. пособие к курсовому и дипломному проектированию / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2007. - 79 с.

- 5 – Елизаров Д.П. Теплоэнергетические установки электростанций: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. —М.: Энергоиздат, 1982. —264 е., ил.
- 6 – Соколов Е.Я. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов. Баженов М. И., Богородский А. С, Сазанов Б. В., Юренев В. Н.; Под ред. Е. Я. Соколова.— 2-е изд., перераб. — М.: Энергия, 1979.—296 с.
- 7 – Типы паровых турбин и тепловые схемы мини -ТЭЦ — Режим доступа: URL: <https://poznayka.org/s88763t1.html> (15.05.2019)
- 8 – Моисеев Б. В. Водоподготовка и водный режим котельных установок: учебное пособие для студентов - Тюмень: РИО ГОУ ВПО ТюмГАСУ, 2010. – 100 с.

- 9 – Копылов А.С., Водоподготовка в энергетике: учеб.пособие /ьА.С. Копылов, В.М. Лавыгин, В.Ф. Очков.- 2-е изд.,стер.- М.: МЭИ, 2 006.- 322 с.
- 10 – Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование: Учеб. пособ. для техникумов. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отделение, 1989. — 280 с.:
- 11 – Петрущенко В. А., Васькин В.В. К определению технико-экономических показателей мини-ТЭЦ. Журнал «Новости теплоснабжения» №6, 2004г., с.25-28. – режим доступа: <http://www.nep-plus.ru/images/articles/economica.pdf>

ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО				
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>
<i>Разраб.</i>		Дюскалиев Б.К.		
<i>Провер.</i>		Коробков.М.С.		
<i>Реценз.</i>		Жакыпбаев.А.К.		
<i>Н. Контр.</i>		Байбекова В.О.		
<i>Утверд.</i>		Кибарин А.А.		

Список литературы	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
АУЭС, ИТЭТ, ТЭС-15-3			

12 – Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов, третья редакция, 2008 г. – режим доступа: <http://www.ocenchik.ru/method/investments/1240/>

13 – Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 тонн пара в час или менее 20 гкал в час. – 1999 Всероссийский научно-исследовательский теплотехнический институт ЭНИН

14 - Ф.А.Шахова, Г.Г.Ягафарова - Определение категории опасности предприятия. Учебно-методическое пособие к практическим занятиям

15 - Горшков А.С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанций; 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 240 с, ил.

16 – Каталог паровых турбин – режим доступа: www.турбопар.рф/каталог/

17 - Каталог-справочник по Котлам малой и средней мощности и топочным устройствам: Министерство тяжелого энергетического и транспортного машиностроения. Москва 1967 год. 208 стр.

ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Дюскалиев Б.К.			Лит.	Лист	Листов
Провер.		Коробков.М.С.					
Реценз.		Жакыпбаев.А.К.			Содержание ДП – 5В071700 – 2019 – ПЗ – ДО АУЭС, ИДЭ, ТЭС-15-3		Лист
Н. Контр.		Байбекова В.О.					
Утверд.		Кибарин А.А.					