

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт                      **Электронного обучения**  
Специальность           **Промышленная теплоэнергетика**  
Кафедра                     **Теоретической и промышленной теплотехники**

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

Тема проекта
<b>Проект использования детандер-генераторной установки на предприятии ТЭЦ-3 в г.Томске.</b>

УДК 621.311.22:697.34:621.373(571.16)

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-6501	Коберт М.В.		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст.преподаватель	Молодежникова Л.И.			

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Фигурко А,А	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечин А.А.	К.Т.Н.		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>теоретической и промышленной теплотехники</b>	<b>Кузнецов Г.В.</b>	<b>профессор, д.ф.-м.н.</b>		

Томск – 2016 г.

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт Электронного обучения  
Направление подготовки промышленная теплоэнергетика  
Кафедра теоретической и промышленной теплотехники

УТВЕРЖДАЮ:  
Зав. кафедрой ТПТ  
\_\_\_\_\_ Кузнецов Г.В.  
(Подпись) (Дата)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Дипломного проекта

Студенту:

Группа	ФИО
<b>3-6501</b>	Коберт Максим Викторович

Тема работы:

<b>Проект использования детандер-генераторной установки на предприятии ТЭЦ-3 в г.Томске.</b>	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№

Срок сдачи студентом выполненной работы:	10.06.2016 г.
--	---------------

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<b>Исходные данные к работе</b> <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Проведена технико-экономическая экспертиза влияния детандер-генераторного агрегата на тепловую экономичность ТЭЦ-3 и приведен предварительный проект обоснования инвестиций по внедрению энергосберегающего комплекса на базе ДГА.  В работе также приведены критерии производственной безопасности при эксплуатации турбодетандера, вопросы, связанные с проблемами окружающей среды.
--	--

<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Целью данной работы является исследование возможности утилизации энергии давления транспортируемого природного газа по трубопроводам ТЭЦ-3 в рамках энергосберегающих технологий. Реализация этой возможности разработана с применением детандер-генераторного агрегата, позволяющего утилизировать эту энергию.</p> <p>В работе рассмотрены предпосылки реализации данной идеи, рассчитаны потери давления в подводящем трубопроводе, произведен расчет ступеней турбодетандера.</p> <p>Кроме того, произведен расчет различных схем подогрева газа перед турбодетандером и определена оптимальная схема подогрева.</p>
<p><b>Перечень графического материала</b> <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p><b>6 лист. А-1</b></p>

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

*(с указанием разделов)*

Раздел	Консультант
<b>Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение</b>	Фигурко А.А., к.э.н
<b>Социальная ответственность</b>	Сечин А.А., к.т.н.
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	18.03.2016 г.
---	---------------

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преп.	Молодежникова Л.И.			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-6501	Коберт Максим Викторович		

## Реферат.

Выпускная квалификационная работа 100 с., 17 рисунков, 22 таблицы, 36 источников, 6 л. графич. материала.

Ключевые слова: турбодетандер, дросселирование, газораспределительный пункт, подогреватель газа

Целью данной работы является исследование возможности утилизации энергии давления транспортируемого природного газа по трубопроводам ТЭЦ-3 в рамках энергосберегающих технологий.

Реализация этой возможности разработана с применением детандер-генераторного агрегата, позволяющего утилизировать эту энергию.

В работе рассмотрены предпосылки реализации данной идеи, рассчитаны потери давления в подводящем трубопроводе, произведен расчет ступеней турбодетандера.

Кроме того, произведен расчет различных схем подогрева газа перед турбодетандером и определена оптимальная схема подогрева.

Проведена технико-экономическая экспертиза влияния детандер-генераторного агрегата на тепловую экономичность ТЭЦ-3 и приведен предварительный проект обоснования инвестиций по внедрению энергосберегающего комплекса на базе ДГА.

В работе также приведены критерии производственной безопасности при эксплуатации турбодетандера, вопросы, связанные с проблемами окружающей среды.

Выпускная квалификационная работа выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 10.0.

## Содержание

Аннотация .....	1
-----------------	---

Введение.....	
---------------	--

.....	2
-------	---

1 Расчет потерь газа перед ГРП.....	6
2 Определение потерь при дросселировании газа на ГРП ТЭЦ-3.....	10
3 Выбор схемы подогрева газа.....	12
4 Расчет подогревателя газа.....	19
5 Расчет ступени турбодетандера.....	24
6 Определение влияния детендер-генераторного агрегата на тепловую экономичность Томской ТЭЦ-3.....	41
7 Описание детандер-генераторного агрегата ДГА-5000.....	55
8 Автоматизация ДГА-5000.....	64
8.1 Общие сведения об автоматическом регулировании ДГА-5000 .....	64
8.2 Описание функциональной схемы.....	67
9 Охрана окружающей среды.....	69
10 Контрольно-измерительные приборы и автоматика.....	76
11 Охрана труда.....	82
11.1. Общие правила безопасности.....	82
11.2. Правила безопасности при эксплуатации газорегуляторных пунктов (ГРП).....	84
11.3. Правила безопасности при эксплуатации газоиспользующих агрегатов.....	86
11.4. Техника безопасности при обслуживании турбодетандера.....	89
11.5. Физико-химические свойства газа .....	90

12 Экономическая эффективность инвестиционного проекта по внедрению ДГА.....	92
12.1 Предмет и метод анализа экономической эффективности.....	92
12.2 Предпосылки успешной реализации проекта.....	93
12.3 Организационно-правовые формы реализации проекта.....	97
12.3.1 Предварительный проект обоснования инвестиций.....	102
12.4 Оценка экономической эффективности проекта по внедрению ДГА.....	101
Заключение.....	103
Список используемой литературы.....	92

## **Аннотация**

Целью данной работы является исследование возможности утилизации энергии давления транспортируемого природного газа по трубопроводам ТЭЦ-3 в рамках энергосберегающих технологий.

Реализация этой возможности разработана с применением детандер-генераторного агрегата, позволяющего утилизировать эту энергию.

В работе рассмотрены предпосылки реализации данной идеи, рассчитаны потери давления в подводящем трубопроводе, произведен расчет ступеней турбодетандера.

Кроме того, произведен расчет различных схем подогрева газа перед турбодетандером и определена оптимальная схема подогрева.

Проведена технико-экономическая экспертиза влияния детандер-генераторного агрегата на тепловую экономичность ТЭЦ-3 и приведен предварительный проект обоснования инвестиций по внедрению энергосберегающего комплекса на базе ДГА.

В работе также приведены критерии производственной безопасности при эксплуатации турбодетандера, вопросы, связанные с проблемами окружающей среды.

## Введение

Потенциал энергосбережения можно оценить в 35-40% современного энергопотребления, при этом одна треть этого потенциала сосредоточена в топливно-энергетическом комплексе. Основой электрообеспечения России являются более 700 электростанций общей мощностью свыше 215 млн. кВт. Почти 70% - это тепловые электростанции, работающие на высоких и сверхкритических параметрах пара; 20% - гидравлические электростанции; 10% - атомные электростанции.

В программе реструктуризации электроэнергетики России на 1997-2002 гг. приводится стоимость 1 кВт установленной мощности в РАО «ЕЭС России», которая составляет 1750 долларов (по курсу до августа 1998 года). Средний расход топлива на выработку 1 кВт·ч за два года (1995-1997) вырос на 10 г у.т.(с 335 до 345).

За период с 1995 по 2000г потери электроэнергии в сетях энергосистем увеличились на 4,2%, а производительность труда снизилась на 35%. Кроме того, производственные мощности РАО «ЕЭС России» имеют существенный материальный и моральный износ.

По оценке комиссии по реструктуризации РАО «ЕЭС России», оборудование теплоэлектростанций общей мощностью 15 млн. кВт выработало свое ресурс в 1997г., в 2000 г. это количество возросло до 35, а к 2005г. – до 55 млн. кВт.

Рост стоимости электроэнергии для промышленных предприятий, в зависимости от региона, изменяется в довольно широком диапазоне.

Одной из основных причин высокой стоимости является достаточно большой расход топлива.

Необходимость осуществления политики энергосбережения в нашей стране заставляет по-новому взглянуть на многие технологические процессы, которым ранее не уделялось должного внимания.

Такое внимание заслуживает утилизация потенциальной энергии давления природного газа, транспортируемого в трубопроводах.

По существующим магистральным газопроводам газ транспортируется с давлением до 5,5÷8,0 МПа; в перспективе возможно увеличение давления до 10 МПа. По отводам от газопроводов газ направляется к газораспределительным станциям и газораспределительным пунктам, в которых давление уменьшается до значений 1,2 и 0,15 МПа соответственно. В некоторых случаях, например для подачи газа в газотурбинные двигатели компрессорных станций и электростанций, давление снижается до 1,5÷3,5 МПа.

Уменьшение давления газа обычно производится в дросселирующих устройствах различных типов, в которых энергия избыточного давления газа расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений и, таким образом, безвозвратно теряется. Правда, при этом в ряде случаев возможно получение достаточного количества холода.

Если учесть существующие и постоянно растущие в мире расходы природного газа, то при подобном дросселировании потери энергии могут составить многие десятки миллиардов киловатт-часов в год.

В целом ряде государств сейчас уделяется значительное внимание полезному использованию (утилизации) энергии избыточного давления природного газа, разработке и внедрению соответствующих установок. Последнее подтверждается многочисленными примерами действующих утилизационных установок на газораспределительных станциях и на газораспределительных пунктах. Единичная мощность некоторых из них достигает 10÷12 МВт.

В подавляющем большинстве утилизационных установок расширение газа осуществляется в турбодетандерах. При прочих одинаковых условиях этот процесс в них близок к изоэнтропическому, что обеспечивает получение максимальной величины механической энергии и максимального количества холода с единицы массы конструкции и, таким образом, предопределяет возможность реализации минимальной стоимости производства.

Кроме того, на основании многолетнего опыта работы в газовой промышленности общепризнан факт, что применение турбодетандерных агрегатов для подготовки и переработки газа обуславливает простоту, надежность, низкую металлоёмкость конструкций и широкий диапазон режимов, минимальное количество обслуживающего персонала, отсутствие влияния на окружающую среду и в конечном счёте невысокие капитальные и эксплуатационные затраты.

Научные предпосылки и практика позволяют считать, что для утилизации энергии избыточного давления природного газа – этого вторичного источника энергии – турбодетандерные установки в наибольшей степени соответствуют задачам экономии энергетических ресурсов, материальных средств и улучшения экологической обстановки.

Известные сейчас турбодетандерные утилизационные установки применяются на газораспределительных станциях (ГРС), на газораспределительных пунктах (ГРП) различных энергетических объектов, например на газотурбинных компрессорных станциях (ГТКС) магистральных газопроводов и тепловых электрических станциях (ТЭС). Мощность турбодетандеров чаще всего используется для привода электрогенераторов. По оценкам специалистов, в частности, АО «Криокор», удельные капитальные затраты на сооружение подобных установок единичной мощностью порядка 5 МВт, внедренных на ТЭС, в 2–3 раза ниже, чем у обычных газо- и паротурбинных установок.

В некоторых случаях турбодетандеры служат для привода компрессоров, насосов и т. п. Понижение температуры газа в турбодетандерах иногда используется для получения холода.

## 1. Расчет потерь давления газа перед ГРП

Утилизационные установки соединены с ГРС (ГРП) и потребителями газа трубопроводами подвода и отвода газа, в которых размещены вспомогательные устройства, обеспечивающие работу УТДУ. К ним, в частности, относятся запорно-регулирующая арматура, теплообменники для подогрева (или охлаждения) газа, сепараторы и др. Аэродинамическое сопротивление подводящих и отводящих трубопроводов и установленного на них оборудования снижает степень расширения газа в турбодетандере и поэтому ухудшает энергетические качества УТДУ.

Параметры газового потока на выходе подводящего газопровода являются входными параметрами турбодетандера.

Скорость движения газа в трубопроводах может достигать величины  $20 \div 25$  м/с и выше, так что за небольшое время протекания частиц через трубопровод теплообмен с окружающей средой практически не устанавливается. На этом основании принимается, что течение газа в трубопроводах является адиабатическим, за исключением, естественно, тех участков, где находятся теплообменные аппараты.

На участках трубопровода, содержащих теплообменные аппараты, в полном падении давления нужно дополнительно учесть влияние подвода или отвода тепла. В газодинамике доказывается, что подвод тепла к газу, движущемуся по каналу постоянного сечения, сопровождается уменьшением давления газа, а отвод тепла, наоборот – повышением давления. Уменьшение давления газа, обусловленное его подогревом, представляет собой тепловое сопротивление. При охлаждении газа тепловое сопротивление отрицательно, т.е. оно уменьшает общее сопротивление теплообменника.

Для расчета давления  $p_2$  в любой точке газопровода при известных параметрах на его входе может быть использован удобный приближенный инженерный метод, основанный на том, что вычисленные в этой точке энтальпии  $i_2'$  и  $i_2''$  с помощью уравнения энергии

$$i + \frac{c^2}{2} = \bar{i} = const,$$

–  
где  $i$  – энтальпия полного торможения ;  
и уравнения состояния

$f(p, \rho, i) = 0$ , должны совпадать при вполне определенном значении давления  $p_2$ .

Заданными при таких расчетах являются параметры газа на входе в газопровод  $p_1$ ,  $T_1$ ,  $c_1$  и, следовательно,  $i_1$  и  $\bar{i}_1$  геометрия трубопровода (диаметр  $D$  и длина  $l$  до рассматриваемого сечения), шероховатость внутренней поверхности газопровода  $k_s$  и сумма всех местных сопротивлений  $\xi_m$ .

Исходные данные для расчета :

Параметры газа на выходе из магистрального газопровода, давление и температуру, примем средними для отопительного периода перед ГРП Томской ТЭЦ-3.

$$p_1 = 1,1 \text{ МПа ( избыточное )}, T_1 = 265 \text{ }^\circ\text{K}.$$

Будем предполагать, что по газопроводу протекает чистый метан. Длина участка от магистрального газопровода до турбодетандера  $l = 100$  м, его диаметр  $D = 0,4$  м. Сумма всех местных сопротивлений  $\xi_m = 25$ .

Пользуясь таблицами для метана [2], найдем параметры для входного сечения :

$$\rho_1=8,25 \text{ кг/м}^3; \mu_1=10,16 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(с} \cdot \text{м)}; i_1=1541,8 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия торможения :

–

$$i_1=i_1+c^2/2=1541,8+25^2/2=1542,1 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход газа :

$$G=\rho_1 F c_1=8,25 \cdot 0,1256 \cdot 25=26 \text{ кг/с ,}$$

где  $F=0,1256 \text{ м}^2$ -площадь сечения трубы.

Массовая скорость газа :

$$U_m=G/F=26/0,1256=207 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2).$$

Число Рейнольдса :

$$Re=\rho_1 c_1 D/\mu_1=8,25 \cdot 25 \cdot 0,4/(10,16 \cdot 10^{-6})=8,12 \cdot 10^6.$$

Пусть шероховатость такова, что  $k_s=0,2 \text{ мм}$ , тогда  $D/k_s=$

$=2000$  и из рис.1.1.[1] следует, что коэффициент сопротивления

$$\lambda_{тр}=0,017.$$

Выполним расчет энтальпии  $i_2^1$  в предположении , что

$$\rho_2=6 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда:

$$\rho_{cp}=(\rho_1+\rho_2)/2=(8,25+6)/2=7,125 \text{ кг/м}^3.$$

Падение давления в газопроводе по соотношению 1.10[1] :

$$\begin{aligned}\Delta p = p_1 - p_2 &= U_m^2 \left( \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} \right) + \frac{U_m^2}{2\rho_{cp}} \left( \frac{\lambda_{mp} l}{D} + \xi_m \right) = \\ &= 207^2 \cdot \left( \frac{1}{8,25} - \frac{1}{6} \right) + \frac{207^2}{2 \cdot 7,125} \cdot \left( \frac{0,017 \cdot 100}{0,4} + 25 \right) = 87941 \text{ Па} \approx 0,09 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Давление на входе в турбодетандер  $p_2 = 1,1 - 0,09 = 1,01 \text{ МПа}$ .

Скорость газа :

$$c_2 = c_1 (\rho_1 / \rho_2) = 25 \cdot (8,25 / 6) = 34,38 \text{ м/с},$$

и тогда энтальпия на выходе :

$$i_2^l = i_1^l - (c_2^2 / 2) = 1542,1 - (34,38^2 / 2) = 1541,5 \text{ кДж/кг}.$$

### **Вывод.**

По давлению газа перед турбодетандером  $p = 1,01 \text{ МПа}$ , я выбираю детандер-генераторный агрегат ДГА-5000, созданный АО «Криокор».

## **2.Определение потерь энергии при дросселировании газа на ГРП ТЭЦ-3**

Как было упомянуто выше, при существующей системе газоснабжения технологическое снижение давления газового потока при его подаче от магистрального газопровода до газоиспользующего оборудования происходит обычно в двух ступенях. В первой из них- это газораспределительные станции- давление газа в магистральном трубопроводе снижается от 4,0...7,5 МПа до 1,2...1,5 МПа, во второй- это газорегуляторные пункты- от 1,2...1,5 до 0,1...0,3 МПа. Для снижения давления газа на ГРС и ГРП обычно применяется дросселирование.

В последнее время в США, странах Западной Европы и Юго-Восточной Азии получили распространение детандер-генераторные агрегаты - установки, применяемые на станциях понижения давления транспортируемого природного газа как альтернатива дросселированию потока и вырабатывающие электроэнергию при перепаде давления газа. Эти установки надежны в работе, легко регулируются и высоко экономичны. Их можно эксплуатировать в автоматическом режиме при минимуме обслуживающего персонала. Однако при анализе энергетической эффективности ДГА многие российские и зарубежные исследователи допускают определенные методические неточности [11].

Так, при рассмотрении преимуществ использования ДГА для понижения давления газа по сравнению с дросселированием говорится о получении на них электроэнергии благодаря «утилизации безвозвратно теряемой» при дросселировании энергии транспортируемого природного газа. Так ли это на самом деле?

Природный газ в большинстве случаев используется как топливо энергетических котлов, технологических печей и т.п. Энергия, которую газ

отдает в топке, определяется не только теплотой его сгорания, но и физическим теплом топлива. Но как известно, энтальпия транспортируемого природного газа в процессе адиабатического дросселирования не изменяется (а именно таков процесс на станциях понижения давления). Дросселирование не влияет на физическое тепло топлива, вносимое потоком газа в топку. Поэтому говорить об «утилизации безвозвратно теряемой» при дросселировании энергии давления транспортируемого природного газа при дальнейшем его использовании в качестве топлива было бы неправильно. При адиабатическом дросселировании теряется лишь потенциал энергии потока газа, связанный с его высоким по отношению к окружающей среде давлением. Этот потенциал характеризует возможность преобразования энергии газового потока в механическую в каком-либо устройстве.

Другими словами, теряется та энергия, которая необходима для сжатия газа на компрессорной станции от начального давления  $p_1=1$  бар до конечного  $p_2=11$  бар.

При адиабатном сжатии, работа  $l$  компрессора равна [29] :

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 10^5 \cdot 0,6831 \cdot \left[ \left( \frac{11}{1} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] =$$

$=220,5$  кДж/кг, где

показатель адиабаты для метана  $k=1,31$  [П.1, 4];

удельный объем  $v_1=0,6831$  [табл.3, 2].

При среднем расходе газа на Томской ТЭЦ-3  $G=54000$  м<sup>3</sup>/ч и средней плотности газового потока  $\rho_r=8$  кг/м<sup>3</sup> потеря энергии составит:

$$Q_{\text{пот.}} = l G \rho_r = 220,5 \cdot 54 \cdot 10^3 \cdot 8 / 3600 = 26460 \text{ кВт.}$$

### 3. Выбор схемы подогрева газа

Отличительной особенностью детандер-генераторных агрегатов, эксплуатируемых как за рубежом, так и в нашей стране, является то, что газ перед детандером должен быть подогрет до такой температуры, чтобы на выходе из детандера температура газа была не ниже  $0^{\circ}\text{C}$ . Это связано с обеспечением нормальных условий работы как самого детандера, так и газовых трубопроводов.

Газ перед детандером подогревается, как правило, до  $80\dots 120^{\circ}\text{C}$ . Для подогрева газа на ДГА, установленных на станциях понижения давления (ГРС и ГРП), обычно используются теплообменники, греющей средой в которых является вода, нагретая в котлах, сжигающих органическое топливо. На теплоэлектростанциях газ может быть подогрет за счет теплоты отборного пара турбоустановки, для получения которого также должно быть затрачено органическое топливо. Таким образом, существующие детандер-генераторные агрегаты хотя и позволяют утилизировать потенциальную энергию давления природного газа, но в то же время не являются экологически чистыми, так как для их эксплуатации необходимо сжигать органическое топливо [8].

Избавиться от указанного недостатка существующих ДГА можно, используя для подогрева газа перед детандером теплонасосную установку (ТНУ). При этом энергия для вращения компрессора теплонасосной установки подается от электрогенератора детандер-генераторного агрегата. Рабочим телом в детандере является транспортируемый газ. Принципиальная схема такой установки приведена на рис.3.1.

Установка содержит кинематически соединенный с электрическим генератором (ЭГ) детандер (Д), подключенный входным патрубком к трубопроводу высокого давления (ТВД), а выходным патрубком - к трубопроводу низкого давления (ТНД). (Детандер подключается

параллельно дросселирующему устройству (ДУ), разделяющему трубопроводы высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давления). Теплообменник (ТО), служащий для подогрева газа высокого давления, является одновременно и элементом теплонасосной установки, в состав которой входят также компрессор (К) с электродвигателем (ЭД), дроссельный вентиль (ДВ), регенеративный теплообменник (РТ) и испаритель (И).

Установка работает следующим образом.

Газ высокого давления поступает в теплообменник (ТО), греющей средой в котором является хладагент контура теплонасосной установки, направляемый в теплообменник компрессором (К), вращаемым электродвигателем (ЭД). Хладагент, отдав теплоту в теплообменнике (ТО) поступает в регенеративный теплообменник (РТ). Затем он расширяется в дроссельном вентиле (ДВ), и поступает в испаритель (И), где нагревается за счет теплоты низкотемпературного источника (НИТ) и подается во входной патрубок компрессора (К). Нагретый в теплообменнике (ТО) газ высокого давления поступает в детандер (Д). После расширения в детандере газ поступает в трубопровод низкого давления (ТНД), а механическая работа газа, полученная в детандере, преобразуется в электрическую энергию в электрогенераторе (ЭГ). Часть полученной в генераторе электрической энергии используется через электрическую связь (ЭС1) для приведения в действие электродвигателя (ЭД) компрессора (К). Избыток электроэнергии, выработанной электрогенератором, через электрическую связь (ЭС2) может быть использован для электроснабжения внутренних потребителей, либо передан в общую сеть.

Из анализа схемы ясно, что для подогрева газа в установке используется как потенциальная энергия сжатого газа, так и энергия низкопотенциального источника теплоты (НИТ).

Для того, чтобы определить, какая часть выработанной генератором электроэнергии может быть использована для обеспечения работы ТНУ и,

в конечном счете, для подогрева газа, были проведены расчеты при условиях, характерных для работы ГРП.

Расчет установки условно был разбит на три этапа:

- расчет цикла (схемы) теплонасосной установки;
- расчет процессов подогрева и расширения метана в детандере;
- расчет расхода теплоносителя низкопотенциального источника теплоты и мощности насоса для его перекачки.

Расчет цикла (рис.3.2) теплового насоса проводился при следующих исходных данных:

- в качестве хладагента выбран фреон R 142b;
- температура испарения хладагента ( $t_5=t_6$  на рис.3.1 и TS-диаграмме рис.3.2) принята равной  $+5^{\circ}\text{C}$ ;
- температура  $t_3$  конденсации хладагента равна  $60^{\circ}\text{C}$ .

Температура  $t_4$  переохлаждения хладагента определялась из условия близости к нулю ( $x=0,24$ ) степени сухости  $x$  влажного пара хладагента после адиабатного расширения (в точке 5). Температура  $t_1$  перегрева определялась из условия равенства теплоперепадов

$$h_3-h_4=h_1-h_6.$$

Адиабатный коэффициент полезного действия компрессора  $\eta_{\text{ком}}$  я принял равным 0,65.

Расчет термодинамических свойств хладагента R 142b в точках цикла теплонасосной установки проводился по термическому уравнению состояния Карнахана-Старлинга-де Сантиса [30]:

$$\frac{pv}{RT} = \left[ \frac{1+y+y^2+y^3}{(1+y)^3} - \frac{A}{RT(v+B)} \right] \quad (1),$$

где  $v$ -удельный объем,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $R$ -газовая постоянная,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ;  $y$ -величина, являющаяся функцией удельного объема:

$$y = \frac{B}{4v},$$

а коэффициенты  $A$  и  $B$  являются функциями температуры:

$$A(T) = a_0 \exp(a_1 T + a_2 T^2);$$

$$B(T) = b_0 + b_1 T + b_2 T^2.$$

Результаты расчета цикла теплонасосной установки по уравнению состояния (1) представлены в таблице 3.1 (точки 1...6).

Таблица 3.1

*Параметры фреона R 142b, воды и метана*

№ точки	Вещество	Температура T, К	Давление p, бар	Энтальпия h, кДж/кг	Энтропия S, кДж/(кг·К)
1	R142b	295,15	1,738	435,8	1,846
2	R142b	352,82	8,853	475,6	1,846
2д	R142b	373,73	8,853	497,0	1,905
3	R142b	333,15	8,853	277,2	1,253
4	R142b	323,15	8,853	263,4	1,211
5	R142b	278,15	1,738	263,4	1,228
6	R142b	278,15	1,738	421,7	1,797
7	вода	298,15	1	104,9	0,3672
8	вода	298,151	2	105,0	0,3672
9	вода	291,15	2	75,7	0,2981
10	метан	278,15	11	1544,1	10,364
11	метан	363,15	11	1741,9	10,984
12	метан	264,00	2	1519,8	10,984
12д	метан	277,20	2	1548,7	11,092

Коэффициент трансформации для выбранного хладагента:

$$\mu = \frac{h_{2\partial} - h_3}{h_{2\partial} - h_1} = \frac{497 - 277,2}{497 - 435,8} = 3,59.$$

При расчете подогрева метана в теплообменнике принималось, что газ подогревается от 5 до 90<sup>0</sup>С. Расчет расширения газа в турбодетандере от 11 до 2 бар, что соответствует параметрам работы ГРП, проводился при внутреннем относительном КПД турбодетандера равном 0,87. При расчете обоих процессов применялось уравнение состояния метана, приведенное в [3]. Результаты расчета представлены в таблице 3.1 (точки 10...12д). При расходе метана через турбодетандер  $m_{\text{CH}_4}=27$  кг/с и электромеханическом КПД детандера и генератора  $\eta_{\text{МГ}}=0,98$  его электрическая мощность составила :

$$N_{\text{ТД}}=(h_{11}-h_{12\text{д}})\eta_{\text{МГ}}m_{\text{CH}_4}=(1741,9-1548,7)\cdot 0,98\cdot 27=5112 \text{ кВт.}$$

Расход хладагента определялся из выражения:

$$m_{\text{R142b}} = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_{2\partial} - h_3} m_{\text{CH}_4} = \frac{1741,9 - 1544,1}{497 - 277,4} \cdot 27 = 24,3 \text{ кг/с.}$$

Удельная работа компрессора:

$$l_{\text{К}}=h_{2\text{д}}-h_1=497-435,8=61,2 \text{ кДж/кг.}$$

Мощность привода компрессора:

$$N_{\text{К}}=l_{\text{К}}m_{\text{R142b}}=61,2\cdot 24,3=1487 \text{ кВт.}$$

В качестве источника теплоты низкого потенциала была принята вода с температурой 25<sup>0</sup>С и давлением 1 бар.

Удельная работа, необходимая для перекачки воды, определялась из выражения:

$$l_B = (h_8 - h_7) / \eta_{oi}^H \quad (2)$$

с использованием таблиц [27]. Параметры, принятые для расчета, приведены в таблице 3.1 (точки 7...9).

В уравнении (2)  $\eta_{oi}^H$  - внутренний относительный КПД насоса.

При  $\eta_{oi}^H = 0,9$  удельная работа насоса равна:

$$l_B = (105 - 104,9) / 0,9 = 0,11 \text{ кДж/кг.}$$

Расход воды  $m_B$  в испарителе теплонасосной установки:

$$m_B = \frac{h_6 - h_5}{h_8 - h_9} m_{R142b} = \frac{421,7 - 263,4}{105 - 75,7} \cdot 24,3 = 131 \text{ кг/с.}$$

Мощность насоса для перекачки воды:

$$N_B = l_B m_B = 0,11 \cdot 131 = 14,41 \text{ кВт.}$$

Таким образом, при рассмотренных условиях более 70% выработанной генератором электроэнергии может быть отдано во внешнюю сеть или использовано для покрытия собственных нужд предприятия, а около 30% выработанной генератором электроэнергии должно пойти на обеспечение работы теплонасосной установки и, тем

самым, на подогрев газа до необходимой по условиям эксплуатации температуры.

### **Выводы.**

1. Приведена принципиальная схема установки, сочетающей детандер-генераторный агрегат и тепловой насос. Установка позволяет получать экологически чистую (без дополнительного сжигания топлива) электроэнергию при утилизации энергии давления транспортируемого природного газа.
2. Проведен расчет схемы установки для условий ГРП. Показано, что установка позволяет полезно использовать свыше 70% электроэнергии, выработанной генератором ДГА.
3. Данная схема подогрева газа больше применима там, где нет собственного источника теплоты, например на ГРС. Поэтому я предлагаю использовать для подогрева газа прямую сетевую воду из общестанционного коллектора ТЭЦ-3.
4. Также схема подогрева газа с помощью теплонасосной установки отличается существенно больше капитальными вложениями, чем предлагаемая.

#### 4. Расчет подогревателя газа

В трубчатом двухходовом газоподогревателе природный газ в количестве  $G_2=27$  кг/с должен нагреваться от  $t_{ж2}^I=-8^{\circ}\text{C}$  до  $t_{ж2}^{II}=72^{\circ}\text{C}$ .

Сетевая вода в количестве  $G_1=25$  кг/с движется внутри стальных труб ( $\lambda_c=46,5$  Вт/(м $^{\circ}\text{C}$ )) диаметром  $d_2/d_1=53/50$  мм и имеет температуру на входе  $t_{ж1}^I=108^{\circ}\text{C}$ .

Природный газ движется поперек трубного пучка со средней скоростью в узком сечении пучка  $w=30$  м/с. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом  $s_1=s_2=1,3d_2$ .

Необходимо определить площадь поверхности нагрева теплообменника.

Энтальпии газа нахожу по таблицам теплофизических свойств газообразного и жидкого метана [2].

При  $T_{ж2}^I=265^{\circ}\text{K}$   $h_2^I=1541,5$  кДж/кг

При  $T_{ж2}^{II}=347^{\circ}\text{K}$   $h_2^{II}=1726,7$  кДж/кг.

Количество передаваемой теплоты:

$$Q=G_2(h_2^{II}-h_2^I)=27 \cdot (1726,7-1541,5)=5000 \text{ кВт.}$$

Энтальпия воды на выходе:

$$h_1^{II}=h_1^I-Q/G_1=453,16-5000/25=251,07 \text{ кДж/кг,}$$

где  $h_1^I=453,16$  кДж/кг-энтальпия сетевой воды на входе в теплообменник при  $t_{ж1}^I=108^{\circ}\text{C}$  [27].

При  $h_1''=251,07$  кДж/кг температура воды на выходе из подогревателя  $t_{ж1}''=60^{\circ}\text{C}$  [27].

Среднеарифметическая температура газа

$$t_{ж2}=0,5(t_{ж2}'+t_{ж2}'')=0,5(-8+72)=32^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре и давлении 1,1МПа физические свойства газа равны:

$$\rho_{ж2}=7,08 \text{ кг/м}^3; \mu_{ж2}=11,39 \cdot 10^{-6} \text{ н}\cdot\text{с/м}^2; \lambda_{ж2}=3,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot^{\circ}\text{C)};$$
$$\text{Pr}_{ж2}=0,736.$$

Среднеарифметическая температура воды:

$$t_{ж1}=0,5(t_{ж1}'+t_{ж1}'')=0,5(108+60)=84^{\circ}\text{C}.$$

При этой температуре физические свойства воды равны:

$$\rho_{ж1}=965 \text{ кг/м}^3; \lambda_{ж1}=0,674 \text{ Вт/(м}\cdot^{\circ}\text{C)}; \nu_{ж1}=0,349 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$
$$\text{Pr}_{ж1}=2,11.$$

Скорость движения воды:

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{ж1}\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 25}{965 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2} = 13,2 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для потока греющей воды

$$\text{Re}_{ж1}=w_1 d_1 / \nu_{ж1}=13,2 \cdot 0,05 / (0,349 \cdot 10^{-6})=1,89 \cdot 10^6.$$

Режим течения греющей воды турбулентный, и расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи ведем по формуле (5-7)[26].

Число Нуссельта

$$Nu_{ж1} = 0,021 Re_{ж1}^{0,8} Pr_{ж1}^{0,8} (Pr_{ж1}/Pr_{c1})^{0,25}.$$

Так как температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаемся значением

$$t_{c1} \approx 0,5(t_{ж1} + t_{ж2}) = 0,5(84 + 32) = 58^{\circ}C.$$

При этой температуре  $Pr_{c1} = 3,09$ ; тогда

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot (1,89 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot (2,11)^{0,43} \cdot (2,11/3,09)^{0,25} = 151.$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды

$$\alpha_1 = Nu_{ж1} \lambda_{ж1} / d_1 = 151 \cdot 0,674 / 0,05 = 2035 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}C).$$

Число Рейнольдса для потока газа

$$Re_{ж2} = w_2 d_2 \rho_{ж2} / \mu_{ж2} = 30 \cdot 0,053 \cdot 7,08 / (11,39 \cdot 10^{-6}) = 9,88 \cdot 10^5.$$

Число Нуссельта и коэффициент теплоотдачи от стенок труб к газу при поперечном потоке по формуле (6-4)[26] :

$$Nu_{ж2} = 0,41 Re_{ж2}^{0,6} Pr_{ж2}^{0,33} \epsilon_s = 0,41 (9,88 \cdot 10^5)^{0,6} \cdot 0,736^{0,33} = 1465,$$

где при шахматном расположении труб и  $s_1/s_2 < 2$   $\epsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$ , и так как  $s_1 = s_2$ , то  $\epsilon_s = 1$ ;

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{\text{ж}2}(\lambda_{\text{ж}2}/d_2) = 1465 \cdot (0,0363/0,053) = 1003 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2035} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{1003}} = 658 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Так как

$$(t_{\text{ж}1}^I - t_{\text{ж}2}^{II}) / (t_{\text{ж}1}^{II} - t_{\text{ж}2}^I) = (108 - 72) / (60 + 8) = 0,53,$$

то средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{л.прот.}} \approx \Delta t_a = t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2} = 84 - 32 = 52^\circ\text{C}.$$

По графику для рассматриваемой схемы движения теплоносителей (см. рис. П-4 приложения [26]) находим :

при

$$P = (t_{\text{ж}2}^{II} - t_{\text{ж}2}^I) / (t_{\text{ж}1}^I - t_{\text{ж}2}^I) = (72 + 8) / (108 + 8) = 0,69$$

и

$$R = (t_{\text{ж}1}^I - t_{\text{ж}1}^{II}) / (t_{\text{ж}2}^{II} - t_{\text{ж}2}^I) = (108 - 60) / (72 + 8) = 0,6$$

$$\varepsilon=1,1;$$

следовательно,

$$\Delta t = \varepsilon \Delta t_{\text{прот.}} = 1,1 \cdot 52 = 57^{\circ}\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева газоподогревателя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{5000 \cdot 10^3}{658 \cdot 57} = 164 \text{ м}^2.$$

По найденной поверхности теплообмена выбираем два подогревателя газа, разработанные на НПО «Гелиймаш», по заказу АО «Крикор». Площадь поверхности каждого подогревателя  $86 \text{ м}^2$ .

## 5. Расчет ступени турбодетандера

Расчет производится по методике, изложенной в [1].

Исходными данными для расчёта служат:

- расход газа  $G=36$  кг/ с;
- частота вращения ротора  $n=9600$  об / мин;
- давление газа на входе в сопловой аппарат  $p_0= 1,1$  МПа (абсолютное);
- давление газа после рабочего колеса  $p_2= 0,6$  МПа (абсолютное);
- температура газа на входе в сопловой аппарат  $T_0= 345^0\text{К}$ .

Эти исходные данные получены в результате предварительного выбора числа ступеней и соответствующего разбиения всего теплоперепада турбодетандера, а также необходимости предварительного нагрева газа.

Из предварительного расчета известна скорость газа на входе в сопловой аппарат  $c_0= 34,38$  м/с. Расчет выполняется по табличным значениям теплофизических параметров чистого метана [2].

5.1. Параметры газа перед турбодетандером :

$$i_0 = 1726,7 \text{ кДж / кг ; } v_0 = 0,1608 \text{ м}^3 / \text{кг ; } s_0 = 10,701 \text{ кДж / ( кг \cdot К ) .}$$

5.2. Энтальпия газа при изэнтропном расширении в ступени до давления  $p_2 = 0,6$  Мпа :  $i_{2t} = 1626,5$  кДж / кг .

5.3. Энтальпия торможения на входе :

—

$$i_0 = i_0 \cdot 10^3 + c_0^2 / 2 = 1726,7 \cdot 10^3 + 34,38^2 / 2 = 1727,3 \text{ кДж / кг .}$$

5.4. Располагаемый теплоперепад ступени :

— —

$$H_0 = i_0 - i_{2t} = 1727,3 - 1626,5 = 100,8 \text{ кДж / кг .}$$

5.5. Фиктивная скорость :

$$c_\phi = \sqrt{2 \cdot \overline{H}_0} = \sqrt{2 \cdot 100,8 \cdot 10^3} = 449 \text{ м / с .}$$

5.6. Примем степень реактивности на среднем радиусе  $\rho=0,2$ , оценим предварительно коэффициент скорости в сопловой решётке  $\varphi = 0,95$ , а угол выхода потока из сопловой решетки  $\alpha_1=13^\circ$ . Тогда оптимальное соотношение скоростей :

$$x_\phi^{\text{опт.}} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1-\rho}} = \frac{0,95 \cdot \cos 13^\circ}{2 \sqrt{1-0,2}} = 0,517$$

5.7. Оптимальная окружная скорость на среднем радиусе :

$$u = x_\phi^{\text{опт.}} \cdot c_\phi = 0,517 \cdot 449 = 232,1 \text{ м / с .}$$

5.8. Средний диаметр ступени :

$$d_{\text{ср.}} = 2u / \omega = 2 \cdot 232,1 / 314,6 = 1,4 \text{ м .}$$

5.9. Располагаемый теплоперепад сопловой решётки :

—

$$H_{0с.} = (1-\rho)H_0 = (1-0,2)100,8 = 80,6 \text{ кДж / кг .}$$

5.10.Энтальпия газа за сопловой решёткой при изэнтропном расширении :

$$i_{2t} = i_0 - H_{0c} = 1727,3 - 80,6 = 1646,7 \text{ кДж / кг.}$$

5.11.По энтропии  $s_0 = 10,701 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$  и энтальпии  $i_{2t} = 1647,7 \text{ кДж / кг}$  с помощью таблиц[4] находим давление и удельный объём газа за сопловой решёткой при изэнтропийном расширении :

$$p_1 = 0,6829 \text{ МПа ; } v_{1t} = 0,2327 \text{ м}^3 / \text{ кг.}$$

5.12. Теоретическая скорость выхода газа из сопловой решётки :

$$c_{1t} = \sqrt{1 - \rho} \cdot c_{\phi} = \sqrt{1 - 0,2} \cdot 449 = 401,6 \text{ м / с.}$$

5.13.В соответствии с таблицами [3] скорость звука  $a = 477 \text{ м / с}$  , т.е. число  $M_{1t} = 0,84$ , и тогда выходная площадь сопловой решётки :

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = \frac{26 \cdot 0,2327}{0,975 \cdot 401,6} = 0,0155 \text{ м}^2, \text{ где}$$

$\mu_1 = 0,975$ -предварительное значение коэффициента расхода.

5.14.Высота лопаток сопловой решётки

$$l_l = \frac{F_1}{\pi d_{cp} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{0,0155}{3,14 \cdot 1,4 \cdot \sin 13^\circ} = 15,7 \text{ мм.}$$

5.15. По углу выхода потока  $\alpha_1=13^\circ$  с учётом дозвукового характера течения и опыта проектирования выберем для сопловой решётки по Атласу профилей [20] профиль С-90-12А с хордой  $b_1=50$  мм. Примем относительный шаг  $\bar{t}_1=0,76$ , и тогда число сопловых лопаток :

$$z_c = \frac{\pi d_{cp}}{b_1 \bar{t}_1} = \frac{3,14 \cdot 1,4}{0,05 \cdot 0,76} = 116.$$

5.16. Находим по таблицам динамическую вязкость газа за сопловой решёткой  $\mu_r=11,5 \text{ Н}\cdot\text{с} / \text{м}^2$ . Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{c_{1r} b_1}{\mu_r \nu_{1r}} = \frac{401,6 \cdot 0,050}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2327} = 7,5 \cdot 10^6.$$

5.17. Для практических расчетов при определении  $\mu_1$  наиболее удобны обобщенные формулы, полученные проф. Б.М.Трояновским [21]. Они учитывают главные факторы : отношение  $b_1/l_1$ , определяющее концевые потери, числа  $M$  и  $\text{Re}$ . Для определения уточненного значения коэффициента расхода последовательно находим :

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8\text{Re}^{-1/2} = -8(7,5 \cdot 10^6)^{-1/2} = -0,0029 ;$$

$$\Delta\mu_M = 0,01M^2 - 0,005M^3 = 0,01 \cdot 0,84^2 - 0,005 \cdot 0,84^3 = 0,0041 ;$$

$$\mu_1 = 0,982 - 0,005b_1/l_1 + \Delta\mu_M + \Delta\mu_{\text{Re}} = 0,982 - 0,005 \cdot 0,05/0,0157 + 0,0041 - 0,0029 = 0,967 ,$$

что близко к принятому ранее значению.

5.18. Определим коэффициент потерь в сопловой решётке.

Потери на трение :

$$\zeta_{\text{тр.}} = 0,04(3 - 13 \sin \alpha_{1\text{эф.}} + 21 \sin^2 \alpha_{1\text{эф.}}) = 0,04(3 - 13 \sin 13^\circ + 21 \sin^2 13^\circ) = 0,0456.$$

Концевые потери  $\zeta_{\text{конц.}}$  состоят из потерь  $\zeta_{\text{конц.}}^I$ , связанных с пространственностью потока в канале и отличием течения по концам лопаток, и из потерь  $\zeta_{\text{конц.}}^{II}$ , связанных с нецилиндричностью меридионального обвода решётки. По Б.М. Трояновскому коэффициент концевых потерь :

$$\zeta_{\text{конц.}} = 0,015(b_1/l_1)(1,5 - 2 \sin \alpha_{1\text{эф.}}) = 0,015 \cdot 0,05 / 0,0157(1,5 - 2 \sin 13^\circ) = 0,0502.$$

Принимая толщину выходной кромки  $\Delta_{\text{кр.}} = 0,8$  мм, найдём её относительную толщину по формуле :

$$\Delta_{\text{кр.}} = \Delta_{\text{кр.}} / (b_1 t_1 \sin \alpha_{1\text{эф.}}), \text{ где}$$

$b_1$  – хорда профиля ;  $t_1 = t_1/b_1$  – относительный шаг профилей в решётке ;  $t_1$  – абсолютный шаг.

$$\Delta_{\text{кр.}} = 0,8 / (50 \cdot 0,76 \cdot \sin 13^\circ) = 0,094.$$

Коэффициент кромочных потерь :

$$\Delta \zeta_{\text{кр.}} = 0,15(\Delta_{\text{кр.}} - 0,1) = 0,15(0,094 - 0,1) = -0,0009.$$

Поправка на число М для суживающихся решёток :

$$\Delta\zeta_M = -0,04M^2 + 0,05M^3 = -0,04 \cdot 0,84^2 + 0,05 \cdot 0,84^3 = 0,0014.$$

Поправка на число Re :

$$\Delta\zeta_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 Re^{-5/4} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot (7,5 \cdot 10^6)^{-5/4} = 0,0001.$$

Предполагаем меридиональный обвод цилиндрическим ( $\zeta_{мер.} = 0$ ), а вход потока безударным ( $\Delta\zeta_{вх.} = 0$ ).

Верность  $\theta = d_{ср.}/l_1 = 1,4/0,0157 = 89,17$ , и поправка на неё определяется соотношением :

$$\Delta\zeta_{\theta} = 0,03/(1+\theta) = 0,03/(1+89,17) = 0,0003.$$

Окончательно коэффициент потерь в сопловой решётке :

$$\zeta_c = \zeta_{проф.} + \zeta_{конц.} + \Delta\zeta_{\theta} + \zeta_{реж.} = 0,0456 + 0,0502 - 0,0009 + 0,0014 + 0,0001 + 0,0003 = 0,0967.$$

5.19. Уточненный коэффициент скорости для сопловой решётки :

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_c} = \sqrt{1 - 0,0967} = 0,95.$$

5.20. Уточненная скорость выхода газа из сопловой решётки :

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,95 \cdot 401,6 = 381,5 \text{ м/с.}$$

5.21. Угол выхода потока  $\alpha_1$  из сопловой решётки с суживающимися каналами в общем случае зависит от её геометрических параметров, потерь и уровня скоростей. Для решёток с малыми потерями и скоростями выхода, меньшими скорости звука, угол выхода потока  $\alpha_1 = \alpha_{1эф.}$ . При значительных потерях и  $M < 1$  [21] :

$$\alpha_1 = \arcsin [(\mu_1/\varphi) \sin \alpha_{1эф.}] = [(0,967/0,95) \sin 13^0] = 13,2^0.$$

5.22. Осевая и окружная составляющие скорости  $c_1$  :

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 381,5 \sin 13,2^0 = 87,1 \text{ м/с ;}$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 381,5 \cos 13,2^0 = 371,4 \text{ м/с .}$$

5.23. Относительная скорость выхода газа из сопловой решётки :

$$\omega_1 = (c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1)^{1/2} = (381,5^2 + 232,1^2 - 2 \cdot 232,1 \cdot 381,5 \cos 13,2^0)^{1/2} = 164,3 \text{ м/с.}$$

5.24. Угол входа потока в рабочую решётку :

$$\beta_1 = \arctg [c_{1a}/(c_{1u} - u)] = \arctg [87,1/(371,4 - 232,1)] = 32^0.$$

5.25. Теоретическая относительная скорость выхода из рабочей решётки :

$$\omega_{2t} = (\omega_1^2 + \rho c_\phi^2)^{1/2} = (164,3^2 + 0,2 \cdot 449^2)^{1/2} = 259,5 \text{ м/с.}$$

5.26. Скорость звука на выходе из рабочей решётки по таблицам [3]  
 $a \approx 477$  м/с и число Маха :

$$M_{2t} = \omega_{2t} / a = 259,5 / 477 = 0,54.$$

5.27. Потеря кинетической энергии потока в сопловой решётке :

$$\Delta H_c = \zeta_c H_{0c} = 0,0967 \cdot 80,6 = 7,79 \text{ кДж/кг}.$$

5.28. Учитывая не очень высокую точность интерполирования данных таблиц [2] при расчете изэнтропных процессов, определим высоту рабочей решётки, пользуясь параметрами изэнтропного процесса, идущего по основной изэнтропе. Так как  $v_{2t} = 0,2327$ , то, приняв коэффициент расхода для основной решётки  $\mu_2 = 0,95$ , получим выходную площадь рабочей решётки :

$$F_2 = (G v_{2t}) / (\mu_2 \omega_{2t}) = (26 \cdot 0,2327) / (0,95 \cdot 259,5) = 0,0245 \text{ м}^2.$$

5.29. Выберем перекрышку  $\Delta l = l_2 - l_1 = 2,2$  мм, и тогда высота рабочей лопатки  $l_2 = l_1 + \Delta l = 15,7 + 2,2 = 17,9$  мм.

5.30. Эффективный угол выхода потока из рабочей решётки :

$$\beta_{2\text{эф.}} = \arcsin \left( \frac{F_2}{\pi d_{cp} l_2} \right) = \left( \frac{0,0245}{3,14 \cdot 1,4 \cdot 0,0179} \right) = 18,1^\circ.$$

5.31. По углам  $\beta_1 = 32^\circ$  и  $\beta_{2\text{эф.}} = 18,1^\circ$  по Атласу профилей [20] выберем профиль Р-26-17А, для которого оптимальный

относительный шаг  $t_{\text{отг.}}=0,60-0,70$ .

5.32. Выбрав хорду профиля  $b_2=30$  мм и приняв  $t_2=0,61$ , получим число рабочих лопаток на колесе :

$$z_2 = \frac{\pi d_{\text{ср.}}}{b_2 t_2} = \frac{3,14 \cdot 1,4}{0,03 \cdot 0,61} = 240.$$

5.33. Уточним значение  $\mu_2$  последовательно вычисляя :

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_{2\text{эф.}}) = 180 - (32 + 18,1) = 129,9^\circ;$$

поправка на поворот потока :

$$\Delta\mu_{\Delta\beta} = -0,02 + 0,027 \sin \Delta\beta = -0,02 + 0,027 \sin 129,9^\circ = 0,0007;$$

$$\text{Re} = (\omega_2 b_2) / (\mu_{\Gamma} \nu_{1t}) = (259,5 \cdot 0,03) / (11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2327) = 2,909 \cdot 10^6;$$

$$\Delta\mu_{\text{Re}} = -8 \text{Re}^{-1/2} = -8(2,909 \cdot 10^6)^{1/2} = -0,0047;$$

$$\Delta\mu_{\text{M}} = 0,01 \text{M}^2 - 0,005 \text{M}^3 = 0,01 \cdot 0,54^2 - 0,005 \cdot 0,54^3 = 0,0021;$$

$$\mu_2 = 0,965 - 0,01 b_2 / l_2 + \Delta\mu_{\text{M}} + \Delta\mu_{\text{Re}} + \Delta\mu_{\Delta\beta} = 0,965 - 0,01 \cdot 30 / 17,9 + 0,0021 - 0,0047 + 0,0007 = 0,946 ,$$

что близко к заданному и поэтому не требует уточнения.

5.34. Составляющие коэффициента потерь в рабочей решётке :  
 потери на трение :

$$\zeta_{\text{тр.}} = 0,08(1,841 - 1,584 \sin \Delta\beta + 0,62 \sin^2 \Delta\beta) =$$

$$= 0,08 \cdot (1,841 - 1,584 \sin 129,9^\circ + 0,62 \sin^2 129,9^\circ) = 0,0793;$$

концевые потери в рабочей решётке :

$$\zeta_{\text{конц.}} = 0,026(b_2/l_2)(1,87 - 1,15 \sin \Delta\beta) =$$

$$= 0,026 \cdot (30/17,9)(1,87 - 1,15 \sin 129,9^\circ) = 0,0430;$$

принимая толщину выходной кромки  $\Delta_{\text{кр.}} = 0,5$  мм, найдём её относительную толщину по формуле :

$$\Delta_{\text{кр.}} = \Delta_{\text{кр.}} / (b_2 t_2 \sin \beta_{2\text{эф.}}), \text{ где}$$

$b_2$  – хорда профиля ;  $t_2 = t_2/b_2$  – относительный шаг профилей в решётке ;  $t_2$  – абсолютный шаг ;

$$\Delta_{\text{кр.}} = 0,5 / (30 \cdot 0,61 \cdot \sin 18,1^\circ) = 0,088;$$

коэффициент кромочных потерь :

$$\Delta \zeta_{\text{кр.}} = 0,15(\Delta_{\text{кр.}} - 0,1) = 0,15 \cdot (0,088 - 0,1) = -0,0018;$$

потери , связанные с режимом течения в решётке, определяются влиянием чисел  $M$  и  $Re$ , а также отличием угла входа потока от оптимального :

поправка на число М для суживающихся решёток :

$$\Delta\zeta_M = -0,04M^2 + 0,05M^3 = -0,04 \cdot 0,54^2 + 0,05 \cdot 0,54^3 = -0,0038;$$

поправка на число Re :

$$\Delta\zeta_{Re} = 5,8 \cdot 10^4 Re^{-5/4} = 5,8 \cdot 10^4 \cdot (2,909 \cdot 10^6)^{-5/4} = 0,0005;$$

верность  $\theta = d_{cp}/l_2 = 1,4/0,0179 = 78,21$  , и поправка на неё определяется соотношением :

$$\Delta\zeta_\theta = 0,06/(1+\theta) = 0,06/(1+78,21) = 0,0008;$$

5.35. Коэффициент потерь в рабочей решётке :

$$\zeta_p = \zeta_{гр.} + \zeta_{конц.} + \Delta\zeta_{кр.} + \Delta\zeta_\theta + \zeta_{реж.} = 0,0793 + 0,0430 - 0,0018 + 0,0008 - 0,0038 + 0,0005 = 0,118.$$

5.36. Уточненный коэффициент скорости для рабочей решётки :

$$\psi = (1 - \zeta_p)^{1/2} = (1 - 0,118)^{1/2} = 0,939.$$

5.37. Действительная скорость выхода из рабочей решётки в относительном движении :

$$\omega_2 = \psi \omega_{2t} = 0,939 \cdot 259,5 = 243,7 \text{ м/с.}$$

5.38. Угол выхода потока из рабочей решётки в относительном движении :

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi} \sin \beta_{2\text{эф.}}\right) = \arcsin\left(\frac{0,946}{0,939} \sin 18,1^\circ\right) = 18,2^\circ.$$

5.39. Осевая и окружная составляющие скорости  $\omega_2$  :

$$\omega_{2a} = \omega_2 \sin \beta_2 = 243,7 \cdot \sin 18,2^\circ = 76,1 \text{ м/с ;}$$

$$\omega_{2u} = \omega_2 \cos \beta_2 = 243,7 \cdot \cos 18,2^\circ = 231,5 \text{ м/с .}$$

5.40. Скорость выхода из рабочей решётки :

$$c_2 = (\omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_2)^{1/2} = (243,7^2 + 232,1^2 - 2 \cdot 232,1 \cdot 243,7 \cdot \cos 18,2^\circ)^{1/2} = 76,1 \text{ м/с.}$$

5.41. Угол выхода потока из рабочей решётки :

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\omega_{2a}}{\omega_{2u} - u} = \arctg \frac{76,1}{231,5 - 232,1} = 89,5^\circ.$$

Практически осевой выход говорит об оптимальности ступени.

5.42. Потеря кинетической энергии в рабочей решётке :

$$\Delta H_p = (\omega_{2t}^2 \zeta_p) / 2 = (259,5^2 \cdot 0,118) / 2 = 3973 \text{ Дж/кг} \approx 3,98 \text{ кДж/кг.}$$

5.43. Потеря с выходной скоростью :

$$\Delta H_{\text{вс}} = c_2^2/2 = 76,1^2/2 = 2895 \text{ Дж/кг} \approx 2,90 \text{ кДж/кг}.$$

5.44. Полезная работа на лопатках турбодетандера :

$$H_u = H_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{\text{вс}} = 100,8 - 7,79 - 3,98 - 2,90 = 86,13 \text{ кДж/кг}.$$

5.45. Относительный лопаточный КПД :

$$\eta_{0\text{л}} = H_u/H_0 = 86,13/100,8 = 0,85.$$

5.46. Относительный лопаточный КПД по заторможенным параметрам :

$$\eta_{0\text{л}}^* = H_u/(H_0 - c_2^2/2) = 86,13/(100,8 - 2,9) = 0,88.$$

5.47. Мощность на лопатках ступени :

$$N_{\text{л}} = G H_u = 26 \cdot 86,13 = 2239,4 \text{ кВт}.$$

5.48. По отношению  $\theta = d_{\text{ср}}/l_2 = 1,4/0,0179 = 78,21$  находим степень реактивности на периферии  $\rho_{\text{п}}$  и у корня  $\rho_{\text{к}}$  :

$$\rho_{\text{п}} = 1 - (1 - \rho)[\theta/(\theta + 1)]^{1,75} = 1 - (1 - 0,2)[78,21/(78,21 + 1)]^{1,75} = 0,22 ;$$

$$\rho_{\text{к}} = 1 - (1 - \rho)[\theta/(\theta - 1)]^{1,75} = 1 - (1 - 0,2)[78,21/(78,21 - 1)]^{1,75} = 0,18.$$

Этим реактивностям соответствует давление у периферии перед рабочей решёткой  $p_{1п}=0,6844$  МПа , а у корня  $p_{1к}=0,6814$  МПа.

5.49. Будем считать, что рабочие лопатки не имеют бандажей. Задавшись из конструктивных соображений зазором между корпусом и торцовыми поверхностями рабочих лопаток  $\delta_r=0,3$  мм и определив относительный зазор :

$$\delta_r = \delta_r / l_2 = 0,3 / 17,9 = 16,8 \cdot 10^{-3} ,$$

найдем потери в ступени от периферийной утечки :

$$\begin{aligned} \Delta H_{ут}^I &= 1,37(1+1,6\rho)(1+1/\theta)\delta_r H_u = \\ &= 1,37(1+1,6 \cdot 0,2)(1+1/78,21) \cdot 16,8 \cdot 10^{-3} \cdot 86,13 = 2,65 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

5.50. Расход утечки газа  $G_{ут}^{II}$  через лабиринтовое уплотнение вала ротора вычислим в предположении давления за ним  $p_{упл}=0,524$  МПа , полученного в результате расчета осевого усилия , действующего на ротор , и необходимости разгрузки колодок упорного подшипника. Будем считать , что уплотнение прямоточное, состоит из шести скругленных гребней, установленных с шагом  $s=10$  мм. Зазор в уплотнении  $\delta_y=0,3$  мм, его диаметр  $d_{упл}=1,2$  м.

Последовательно определяем :  $\delta_y/s=0,03$  и из рис.3.16[1] поправочный коэффициент  $k_y=1,39$ ; из рис.3.17[1] коэффициент расхода  $\mu_y=0,76$  ( при толщине гребня  $\Delta=0,6$  мм и  $\delta_y/\Delta=2$  ); отношение давлений  $\varepsilon=p_{упл}/p_{1к}=0,524/0,6814=0,769$ .

$$G_{ут}^{II} = 1,39 \cdot 0,76 \cdot \pi \cdot 1,2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \left( \frac{0,6814 \cdot 10^6}{0,2314} \cdot \frac{1-0,769^2}{6} \right)^{1/2} = 0,535 \text{ кг/с.}$$

5.51. Потери в ступени от утечек  $G_{ут}^{II}$  :

$$\Delta H_{ут}^{II} = (G_{ут}^{II}/G) H_u = (0,535/26) \cdot 86,13 = 1,77 \text{ кДж/кг.}$$

5.52. Потери в ступени от утечек :

$$\xi_{ут} = (\Delta H_{ут}^I + \Delta H_{ут}^{II}) / H_0 = (2,65 + 1,77) / 100,8 = 0,0438.$$

Определим потери от трения о газ, считая, что оно возникает в трёх зонах : в уплотнении под сопловым аппаратом, на внутренней конической поверхности и на боковой поверхности диска между уплотнениями вала и соплового аппарата.

5.53. Полагая ширину уплотнения соплового аппарата  $B^I = 50$  мм, найдём относительную величину потерь трения :

$$\xi_{тр}^I = 2 \cdot 10^{-3} (d_{упл} B^I / F_1) \chi_{\phi}^3 = 2 \cdot 10^{-3} \cdot (1,2 \cdot 50 \cdot 10^{-3} / 0,0155) \cdot 0,517^3 = 0,0011.$$

5.54. Относительную потерю на внутренней свободной конической поверхности найдём, принимая её ширину  $B^{II} = 70$  мм и диаметр  $d^{II} = 1,13$  ,

$$\xi_{тр}^{II} = 10^{-3} (d^{II} B^{II} / F_1) \chi_{\phi}^3 = 10^{-3} \cdot (1,13 \cdot 0,07 / 0,0155) \cdot 0,517^3 = 0,0007.$$

5.55. Относительную потерю трения боковой поверхности диска о газ найдём, приняв осевой зазор между диском и корпусом  $s = 80$  мм.

Так как  $s/d_d \approx s/d_{упл} = 80/1200 = 0,067$  и

$$Re = (u d_{упл} / 2 \mu_r \nu_1) = (232,1 \cdot 1,2 / 2 \cdot 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2327) = 5,2 \cdot 10^7,$$

то коэффициент трения :

$$k_{\text{тр}} = 2,5 \cdot 10^{-2} (2s/d_k)^{-0,1} \text{Re}^{0,2} = 2,5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,134^{0,1} (5,2 \cdot 10^7)^{-0,2} = 0,59 \cdot 10^{-3}.$$

Потери трения (с учетом одной боковой поверхности) :

$$\xi_{\text{тр}}^{\text{III}} = 0,5 k_{\text{тр}} (d_{\text{ср}}^2 / F_1) x_{\text{ф}}^3 = 0,5 \cdot 0,59 \cdot 10^{-3} \cdot (1,4^2 / 0,0155) \cdot 0,517^3 = 0,0052.$$

5.56. Суммарная потеря от трения :

$$\xi_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}}^{\text{I}} + \xi_{\text{тр}}^{\text{II}} + \xi_{\text{тр}}^{\text{III}} = 0,0011 + 0,0007 + 0,0052 = 0,0070.$$

5.57. Внутренний относительный КПД ступени :

$$\eta_{0i} = \eta_{0л} - \xi_{\text{ут}} - \xi_{\text{тр}} = 0,85 - 0,0438 - 0,0070 = 0,80.$$

5.58. Внутренняя мощность ступени :

—

$$N_i = G H_0 \eta_{0i} = 26 \cdot 100,8 \cdot 0,8 = 2096,6 \text{ кВт}.$$

5.59. Полезная работа ступени :

—

$$H_i = H_{0i} \eta_{0i} = 100,8 \cdot 0,8 = 80,6 \text{ кДж/кг}.$$

5.60. Энтальпия газа за ступенью :

—

$$i_2 = i_0 - H_i = 1727,3 - 80,6 = 1646,7 \text{ кДж/кг}.$$

5.61.С помощью таблиц по давлению  $p_2$  и энтальпии  $i_2$  найдем температуру за ступенью  $T_2=309^0\text{К}$ .

5.62.Расчет второй ступени турбодетандера производится аналогичным образом, по тем же формулам, что и предыдущий. В результате расчета определились давление  $p_2=1,82$  бар, энтальпия  $i_2=1567,1$  кДж/кг, и температура  $T=273^0\text{К}$  газа на выходе из детандера.

## **6. Определение влияния детандер-генераторного агрегата на тепловую экономичность Томской ТЭЦ-3**

Одной из возможностей для определения изменения тепловой экономичности ТЭЦ-3 при включении ДГА в ее тепловую схему является сравнение коэффициентов полезного действия ТЭЦ-3 по производству электроэнергии без ДГА  $\eta_{ст. тэц1}$  и при его включении  $\eta_{ст. тэц2}$  или определение изменения величины КПД

$$\Delta\eta_{ст. тэц} = \eta_{ст.тэц2} - \eta_{ст.тэц1} \quad (1)$$

Выбор этого критерия для определения влияния ДГА на тепловую экономичность электростанции в данном случае кажется предпочтительным потому, что основное изменение в работе ТЭЦ-3, связанное с включением ДГА в ее схему, приходится на производство электроэнергии. Кроме того, от выбранного мною критерия легко перейти к другим, например изменению удельного расхода топлива на выработку электроэнергии.

Условием для сравнения двух вариантов принят неизменный заданный отпуск тепла тепловому потребителю.

В варианте без ДГА КПД ТЭЦ-3 по производству электроэнергии, в соответствии с принятой в России методикой, определяется из выражения [25]

$$\eta_{ст. тэц1} = N_э / (Q_{ст.} - Q_T), \quad (2)$$

где :

$$Q_{ст.} = Q_0 / \eta_{ка} \eta_{тр};$$

$N_3$  – электрическая мощность ТЭЦ-3, МВт;

$Q_0$  – количество тепла, подведенное с паром к турбоагрегату ТЭЦ-3 в единицу времени, МВт;

$Q_T$  – тепловая нагрузка турбины, МВт;

$Q_{ст.}$  – количество тепла, затраченное в котлоагрегатах, МВт;

$\eta_{ка}$  ,  $\eta_{тр}$  – КПД котельного агрегата и транспорта тепла на собственные нужды.

При включении детандер\_ - генераторного агрегата в тепловую схему ТЭЦ-3 часть поступающего на электростанцию газа направляется на него в качестве рабочего тепла, в результате чего появляется дополнительная выработка мощности на ДГА  $N_{ДГА}$ . Этот газ, пройдя через турбодетандер и выработав мощность  $N_{ДГА}$  охлаждается. Для подогрева его до температуры, которую имеет поток газа, не прошедший через ДГА, требуется затратить тепло. Это тепло может быть подведено к газу либо непосредственно в топке котла за счет сжигания дополнительного количества топлива  $\Delta Q_{тн}$ , либо с отборным паром турбины  $\Delta D_{п1}$ , на генерацию которого при условии постоянного отпуска тепла от ТЭЦ-3 тепловому потребителю также потребуется дополнительное количество топлива в котельном агрегате (тепло  $Q_n$ ).

Тепло  $Q_{дга}$ , которое требуется подвести для подогрева газа в теплообменнике перед детандер-генераторными агрегатами с целью обеспечения их нормальной работы, можно определить по формуле

$$\Delta Q_{дга} = G_T (h_{T2} - h_{T1}), \quad (3)$$

где:

$G_T$  – расход газа на ДГА, кг/с;

$h_{T1}=1541,5$  ,  $h_{T2}=1726,7$  – энтальпия газа на входе в теплообменник и на выходе из него соответственно, кДж/кг.

В том случае, когда  $\Delta Q_{\text{дга}}$  поступает в теплообменник непосредственно с паром одного из отборов турбины от первого по ходу пара до нижнего теплофикационного включительно, для обеспечения постоянства  $\Delta Q_{\text{т}}$ , отдаваемого тепловому потребителю ТП, и заданной по графику работы тепловой сети температуры сетевой воды в режиме работы теплофикационной турбины по тепловому графику с расходом пара в голову турбины отличным от максимального (именно такие режимы работы являются наиболее характерными для ТЭЦ-3), необходимо увеличить расход пара а отборе турбины на величину  $\Delta D_{\text{n}}$ , эквивалентную  $Q_{\text{дга}}$ . Выражение для определение дополнительного расхода  $\Delta D_{\text{n}}$  пара в отборе турбины может быть получено из уравнения теплового баланса для теплообменника подогрева газа перед турбодетандером

$$\Delta D_{\text{n}} = G_{\text{г}} (h_{\text{г}2} - h_{\text{г}1}) / (h_{\text{отб.}} - h_{\text{к.отб.}}), \quad (4)$$

где:

$h_{\text{отб.}}$ ,  $h_{\text{к.отб.}}$  – энтальпия пара в отборе турбины, из которого греющий пар поступает в теплообменник для подогрева газа, и конденсата греющего пара в этом теплообменнике соответственно, кДж/кг.

Следует отметить, что выражение (4) определяет дополнительный расход газа в отборе без учета потерь тепла а теплообменнике и при транспорте тепла от турбины до теплообменника.

Как известно, увеличение расхода пара в отборе теплофикационной турбины можно добиться двумя способами: за счет увеличения расхода пара в голову турбины ( $\Delta D_{\text{n1}}$  – в отборе) при неизменном положении диафрагмы либо за счет изменения положения регулирующей диафрагмы  $\Delta D_{\text{n2}}$  (ее прикрытия, если диафрагма находится в промежуточном положении) при постоянном расходе пара в голову турбины. Возможно также изменить расход пара в отборе за счет одновременного воздействия

двух факторов. Однако в данной дипломной работе будут рассмотрены лишь два крайних случая.

При увеличении расхода пара в отборе только за счет увеличения расхода пара в голову турбины при неизменном положении диафрагмы в котле необходимо подвести тепло  $\Delta Q_{ст.}$ , которое для турбин может быть определено из выражения

$$\Delta Q = \Delta D_{п1} [(h_0 - h_{пв}) + (1 - \alpha_p)(h_{гпп} - h_{хпп})] / \eta_{ка} \eta_{тр} \beta_p \eta_{тп.пга} + \Delta Q_{гп}, \quad (5)$$

где:

$\beta_p$  – коэффициент, учитывающий изменения расходов пара в регенеративных отборах турбины при увеличении расхода пара в голову на  $\Delta D_{п1}$ ;

$\alpha_p$  – коэффициент, учитывающий отбор пара на регенерацию до промежуточного перегрева ( $\alpha_p = 1$  – турбина без промперегрева);

$\eta_{тп.пга} = 0,95$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери при подогреве газа в теплообменнике и транспорте тепла от турбины до теплообменника;

$h_{пв}$  – энтальпия питательной воды.

Электрическая нагрузка турбины за счет увеличения расхода пара в голову турбины на  $\Delta D_{п1} / (\beta_p \eta_{тп.пга})$  возрастает на величину  $\Delta N_{э1}$ , которую можно определить из выражения

$$\Delta N_{э1} = \Delta D_{п1} (h_0 - h_{отб.}) \eta_{мг} / (\beta_p \eta_{тп.дга}), \quad (6)$$

где:

$\eta_{мг}$  – КПД механической турбины и электрический и механический генератора.

Следует отметить, что увеличение пропуска пара в голову турбины на величину  $\Delta D_{п1} / (\beta_p \eta_{тп.дга})$  приводит к некоторому изменению КПД

проточной части (в основном за счет изменения КПД регулирующей ступени). Предварительные расчеты показали, что максимальное изменение КПД проточной части турбины на участке от входа пара до обора на теплообменник при подаче пара на подогрев газа в голову турбины не превышает 0,4% (при его абсолютном значении 80-85%).

При изменении расхода пара в отборе турбины только за счет изменения положения диафрагмы (ее прикрытия) при постоянном расходе пара в голову турбины количество пара, поступающее в часть турбины, расположенную за отбором, уменьшится. В результате этого при постоянной электрической нагрузке  $Q_T$  электрическая мощность турбины снизится на величину  $\Delta N_{32}$ . При этом, для упрощения, принимается, что повышение давления в отборе за счет увеличения пропуска пара в него при прикрытии диафрагмы полностью компенсируется снижением давления за счет увеличения расхода охлаждающего агента. Оценочные расчеты показывают, что изменение давления в отборе для рассматриваемых условий не превысит 1,0-1,5% и мало повлияет на результаты расчетов.

Изменение мощности  $\Delta N_{32}$  турбины из-за прикрытия диафрагмы складывается из нескольких составляющих:

- снижение мощности за счет уменьшения расхода пара в конденсатор ( $\Delta N'_{32}$ );
- увеличение мощности, вырабатываемой потоком пара в конденсатор из-за снижения давления пара в конденсаторе ( $\Delta N''_{32}$ );
- уменьшение мощности, вырабатываемой потоком пара между отбором пара на последний подогреватель низкого давления и конденсатором ( $\Delta N'''_{32}$ ), так как происходит увеличение отбора пара на этот ПНД для компенсации снижения температуры конденсата перед ПНД в соответствии со снижением давления пара в конденсаторе.

Если пренебречь изменением расхода пара на регенеративные подогреватели между отбором пара и последним ПНД, то суммарное изменение мощности ЦНД турбины можно определить из соотношения

$$\Delta N_{\text{э}2} = (\Sigma D'_i \Delta h'_i - \Sigma D_{i0} \Delta h_0) \eta_{\text{мг}}, \quad (7)$$

где:

-  $D'_i$ ,  $D_{i0}$  – расход пара через отсеки ЦНД турбины в новом и исходном режимах, кг/с;

-  $\Delta h'_i$ ,  $\Delta h_0$  – соответствующие теплоперепады в этих режимах, кДж/кг.

Предварительные расчеты показали, что при больших тепловых нагрузках турбины (малых расходах пара в ЦНД) суммарная величина изменения мощностей  $\Delta N''_{\text{э}2}$  и  $\Delta N'''_{\text{э}2}$  при включении ДГА не превышает 0,3 МВт, а при малых тепловых нагрузках – 0,4 МВт.

Выражение для КПД ТЭЦ-3 по производству электроэнергии при включении ДГА в общем случае, при увеличении расхода пара в отборе турбины за счет обеих рассмотренных возможностей. С учетом того, что при включении ДГА в схему ТЭЦ-3 наряду с мощностью самого ДГА  $N_{\text{дга}}$  появляется дополнительная мощность  $\Delta N_{\text{э}1}$ , вызванная увеличением расхода пара в голову турбины, а также происходит снижение мощности  $\Delta N_{\text{э}2}$  турбины за счет уменьшения расхода пара в конденсатор при изменении положения диафрагмы, выражение для КПД ТЭЦ-3 по производству электроэнергии при включении ДГА в схему ТЭЦ-3 можно записать следующим образом:

$$\eta_{\text{ст.тэц}2} = (N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э}1} + N_{\text{дга}} + N_{\text{э}2}) / (Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{ст}}) \quad (8)$$

Используя выражения (2) и (8), можно записать

$$\Delta\eta_{\text{ст.тэц-3}} = \frac{N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{э1}} + \Delta N_{\text{э2}} + N_{\text{дга}}}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{ст}}} - \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{т}}} \quad (9)$$

Из сказанного ясно, что

$$\Delta Q_{\text{ст.}} = \Delta Q_{\text{ст.ст.э}} + \Delta Q_{\text{дга.т}} + \Delta Q_{\text{гп}} = \Delta Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{гп}}, \quad (10)$$

где:

$\Delta Q_{\text{п}}$  – количество тепла, затраченного в котле на подготовку дополнительного количества пара  $\Delta D_{\text{п1}}$ ;

$\Delta Q_{\text{дга.т}}$  – тепло, затраченное в котле и отводимое в отборе турбины на подогрев газа в теплообменниках (с учетом КПД котла, трубопроводов);

$\Delta Q_{\text{ст.э}}$  – тепло, идущее на выработку электроэнергии  $\Delta N_{\text{э1}}$ .

Необходимо учесть, что подвод дополнительного тепла  $\Delta Q_{\text{ст.э}}$  позволяет получить дополнительную мощность  $\Delta N_{\text{э1}}$ , следовательно, отношение  $\Delta N_{\text{э1}} / \Delta Q_{\text{ст.э}}$  можно условно рассматривать как КПД по выработке электроэнергии в дополнительном чисто теплофикационном цикле, организованным при подводе тепла  $\Delta Q_{\text{ст.э}}$

$$\eta_{\text{ст. доп.}} = \frac{\Delta N_{\text{э1}}}{\Delta Q_{\text{ст.э}}} \quad (11)$$

С учетом сказанного после несложных преобразований выражение (9) принимает вид

$$\Delta N_{\text{э1}} \left( 1 - \frac{\eta_{\text{см.мэц1}}}{\eta_{\text{см.дон}}} \right) + G_z + G_z (h_{z2} - h_{z\text{м02}}) \rightarrow$$

$$\frac{Q_{\text{см}} - Q_z + \Delta Q_{\text{см}}}{\left( \eta_{\text{мэ.дга}} - \frac{\eta_{\text{см.мэц1}}}{\eta_{\text{мн.дга}}} \right) + G_z (h_{z1} - h_{z\text{м02}})} \rightarrow \quad (12)$$

$$\frac{\eta_{\text{см.мэц1}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{мн.дга}}} - 1 \right) + \Delta N_{\text{э2}}}{\quad}$$

где  $\eta_{\text{мэ дга}}$  – механический и электрический КПД ДГА.

Полученные выражения позволяют определить изменение КПД станции по выработке электроэнергии как функцию от параметров газа, пара и других известных величин.

Следует отметить, что приведенная для расчета входящего в формулу (12) изменения мощности теплофикационной турбины  $\Delta N_{\text{э1}}$  зависимость (6) получена при условии подогрева газа непосредственно паром отбора турбины. Анализ формулы показывает, что ее вид существенно зависит от того, какой теплоноситель выбран для подогрева газа, а также от схемы включения ДГА в тепловую схему ТЭЦ. Для подогрева газа в газовой теплообменнике перед турбодетандером можно использовать прямую сетевую воду из общестанционного коллектора, которую после теплообменников можно направить в коллектор обратной сетевой воды. Для такой схемы включения ДГА в тепловую схему ТЭЦ с теплофикационными турбинами без промперегрева получена формула для определения прироста мощности теплофикационной турбины при ее работе в режиме с расходом пара в голову турбины, отличным от максимального

$$\Delta N_{\text{э1}} = \left\{ \frac{(\kappa N_{\text{дза}} + b)(h_{\text{э2}} - h_{\text{э1}})}{(h_{\text{св2}} - h_{\text{мо2}})\eta_{\text{мн.дза}}} \times \left[ \frac{(h_{\text{св2}} - h_{\text{св1}})}{(h_{\text{1мо}} - h_{\text{к1мо}})\eta_{\text{нсз-2}}} + \frac{(h_{\text{св1}} - h_{\text{мо2}})}{(h_{\text{2мо}} - h_{\text{к2мо}})\eta_{\text{нсз-1}}} \right] \times (h_0 - h_{\text{1мо}}) + \frac{(h_{\text{св1}} - h_{\text{мо2}})(H_{\text{1мо}} - h_{\text{2мо}})}{(h_{\text{2мо}} - h_{\text{к2мо}})\eta_{\text{нсз-1}}} \right\} \quad (13)$$

где:

$h_{\text{1то}}=2691,8$  и  $h_{\text{2то}}=2660,3$  – энтальпия пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах турбины соответственно, кДж/кг;

$\eta_{\text{псг-1}}=0,98$  и  $\eta_{\text{псг-2}}=0,98$  – коэффициенты, учитывающие тепловые потери в соответствующих сетевых подогревателях;

$h_{\text{св1}}=368,92$ ,  $h_{\text{св2}}=453,16$  – энтальпия сетевой воды на выходе из ПСГ-1 и ПСГ-2 соответственно, кДж/кг;

$h_{\text{то2}}=251,07$  – энтальпия сетевой воды на выходе из газовой теплообменника, кДж/кг;

$h_{\text{к1то}}=461,32$  и  $h_{\text{к2то}}=376,94$  – энтальпия конденсата греющего пара верхнего и нижнего теплофикационных отборов турбины соответственно, кДж/кг;

$h_0=3467,1$  кДж/кг – энтальпия острого пара на турбину (при  $p_0=12$  МПа и  $t_0=545^{\circ}\text{C}$ );

$k$  и  $b$  – численные коэффициенты в формуле, выражающей зависимость расхода газа на ДГА от мощности, определяются опытным путем.

Подставляя эти значения в формулу (13) получим:

$$\Delta N_{\text{э1}} = \frac{27 \cdot (1726,7 - 1541,5)}{(453,16 - 251,07) \cdot 0,95} \times \left\{ \left[ \frac{(453,16 - 368,92)}{(2691,8 - 461,32) \cdot 0,95} + \frac{(368,92 - 251,07)}{(2660,3 - 376,94) \cdot 0,98} \right] \times (3467,1 - 2691,8) + \frac{(368,92 - 251,07) \cdot (2691,8 - 2660,3)}{(2660,3 - 376,94) \cdot 0,95} \right\} = 1910 \text{ кВт.}$$

Далее полученное значение  $\Delta N_{91}$  подставляем в формулу (12), вычислив перед этим неизвестные величины.

Таблица 6.1

*Основные технико-экономические показатели ТЭЦ-3 за 2002 год.*

Показатели	Ед.измерения	Факт 2002г.
Выработка электроэнергии	млн.кВт $\cdot$ ч	546,505
Отпуск тепла	тыс.Гкал.	1226,770
Расход электроэнергии на собственные нужды	млн.кВт $\cdot$ ч	77,924
Расход электроэнергии на производство электроэнергии	млн.кВт $\cdot$ ч	29,478
То же	%	5,4
Расход электроэнергии на производство теплоэнергии	млн.кВт $\cdot$ ч	48,446
То же	кВт $\cdot$ ч/Гкал	39,5
Отпуск с шин	млн.кВт $\cdot$ ч	468,581
Расход условного топлива на производство	Тыс.т.у.т.	126,834

электроэнергии		
Расход условного топлива на производство теплоэнергии	Тыс.т.у.т.	162,948
Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии	г.у.т./((кВт⊙ч)	270,7
Удельный расход условного топлива на производство теплоэнергии	кг.у.т./Гкал	132,8

По данным планово-технического отдела ТЭЦ-3 (табл.6.1) , удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии за 2002г. составил  $b_{y,эл}=270,68$  г.у.т./((кВт⊙ч). Отсюда, используя формулу 3-31[25], получим:

$$\eta_{ст.тэц1} = \frac{0,123}{b_{y,эл}} = \frac{0,123}{0,27068} = 0,454 .$$

$$\Delta Q_{дга} = 27 \cdot (1726,7 - 1541,5) = 5000 \text{ кВт.}$$

$$\Delta D_{п} = 27 \cdot (1726,7 - 1541,5) / ((2691,8 - 461,32) \cdot 0,95) = 2,36 \text{ кг/с} = 8,5 \text{ т/ч.}$$

$$\Delta Q_{ст.} = \frac{2,36 \cdot (3467,1 - 1589,6)}{0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,65 \cdot 0,95} = 8135 \text{ кВт.}$$

$$\Delta Q_{\text{ст.э}} = 8135 - 5000 = 3135 \text{ кВт.}$$

$$\eta_{\text{ст.доп}} = 1910 / 3135 = 0,609.$$

$$\Delta \eta_{\text{ст.тэц3}} =$$

$$\frac{1910 \cdot \left(1 - \frac{0,454}{0,609}\right) + 27 \cdot (1726,7 - 1570,1) \cdot \left(0,8 - \frac{0,454}{0,95}\right) + 27 \cdot (1726,7 - 1570,1) \cdot 0,454 \cdot \left(\frac{1}{0,95} - 1\right)}{602000 - 294000 + 8135}$$

$$= 0,006.$$

$$\eta_{\text{ст.тэц2}} = \eta_{\text{ст.тэц1}} + \Delta \eta_{\text{ст.тэц3}} = 0,454 + 0,006 = 0,460.$$

Проведенные расчеты показали, что включение ДГА в тепловую схему ТЭЦ приводит к улучшению тепловой экономичности ТЭЦ. При высоких тепловых нагрузках включение ДГА оказывается менее эффективным.

При работе электростанции в режиме с максимальной тепловой нагрузкой, т.е. когда не может быть увеличен расход пара в голову турбины, для подогрева газа может быть использовано тепло, полученное в пиковом водогрейном котле. При такой схеме включения изменение КПД ТЭЦ по производству электроэнергии определяется из выражения

$$\Delta \eta_{\text{ст.тэц}} = \frac{N_{\text{э}} + N_{\text{дга}} + N_{\text{эл}}}{Q_{\text{ст}} + Q_{\text{дга}} / (\eta_{\text{пвк}} \eta_{\text{тн.дга}}) + \Delta Q_{\text{зн}} - Q_{\text{м}}} - \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{ст}} - Q_{\text{м}}} \quad (14)$$

где  $\eta_{\text{пвк}}$  - КПД пикового котла.

В случае необходимости изменение удельного расхода топлива на ТЭЦ на дополнительную выработку электроэнергии можно определить из выражения

$$b_{\Delta N} = \frac{\Delta Q_{cm} - \Delta Q_{cn}}{Q_H^p (N_{\partial ca} + \Delta N_{\partial 1})} \quad (15)$$

где  $Q_H^p$  – теплота сгорания топлива.

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, при включении ДГА в тепловую схему, составит:

$$b_{y,\partial 2} = 0,123 / 0,46 = 267,38 \text{ г.у.т./кВт}\cdot\text{ч}.$$

Изменение расхода условного топлива:

$$b_{\Delta N} = b_{y,\partial 1} - b_{y,\partial 2} = 270,68 - 267,38 = 3,3 \text{ г.у.т./кВт}\cdot\text{ч}.$$

При отпуске с шин электростанции 468,581 млн.кВт·ч в год электроэнергии, экономия условного топлива составит:

$$b_{\Delta N}^{\text{год}} = 0,0033 \cdot 468,581 \cdot 10^6 = 1,546 \cdot 10^6 \text{ кг у.т./год}.$$

Экономия натурального топлива будет эквивалентна отношению низших теплот сгорания условного топлива ( $Q_H^p = 7000$  ккал/кг) и применяемого на ТЭЦ-3 ( $Q_H^p = 8430$  ккал/м<sup>3</sup> = 10950 ккал/кг при плотности газа  $\rho_{\Gamma} = 0,77$  кг/м<sup>3</sup>):

$$\Delta b_{\text{н.т.}} = b_{\Delta N}^{\text{год}} (7000/10950) = 1,546 \cdot 10^6 \cdot (7000/10950) = \\ = 0,988 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 1,283 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Необходимо отметить, что при постоянной тепловой нагрузке ТЭЦ включение ДГА приводит к некоторому увеличению вырабатываемой электроэнергии. В случае если дополнительная электрическая мощность в энергосистеме не нужна, эффект от внедрения ДГА может быть получен за счет вытеснения соответствующей мощности на станциях, имеющих меньшую эффективность (конденсационная выработка, выработка на конденсационном хвосте и др.).

Изменение расхода топлива а при этом составит

$$\Delta B_{\text{ст}} = \mathcal{E}_{(\text{дга}+\Delta N\text{Э1})} (b_{\text{ст}}^{\text{ср}} - b_{\Delta N}) \quad (16)$$

где:

$\mathcal{E}_{(\text{дга}+\Delta N\text{Э1})}$  – дополнительная выработка электроэнергии на станции;  
 $b_{\text{ст}}^{\text{ср}}$  –средний удельный расход топлива станции.

### **Выводы.**

1. Включение ДГА в тепловую схему ТЭЦ-3 при рассмотренных условиях позволяет сэкономить около 1% условного топлива.
2. Из общего повышения эффективности работы ТЭЦ от внедрения ДГА около 60% приходится на улучшение показателей работы основного оборудования.

## 7. Описание детандер-генераторного агрегата ДГА-5000

7.1. ДГА-5000 предназначен для использования на ГРП ТЭЦ в качестве источника электроэнергии мощностью 5000 кВт с напряжением на клеммах генератора 10500 или 6300 В, с частотой переменного тока 50 Гц для работы параллельно с сетью неограниченной мощности, а также – для выработки холода, используемого в воздуходелительных установках.

7.2. Природный газ для работы ДГА-5000 не должен содержать жидких включений (и конденсата), щелочных металлов, хлоридов и ванадия; содержание сероводорода (по массе) допускается не более  $2,0 \cdot 10^{-5}$  % и размер механических частиц – не более  $4,0 \cdot 10^{-5}$  м (40 мкм).

### 7.3. Основные параметры газового потока в условиях ТЭЦ

- Расход газа через агрегат, кг/с -  $22 \div 38$ ;
- Давление газа, МПа:
  - на входе -  $0,6 \div 1,1$
  - на выходе -  $0,07 \div 0,15$
- Температура газа, °С:
  - На входе в турбодетандер  $60 \div 80$
  - На выходе из турбодетандера – не ниже минус 20.

7.4. Для привода электрического генератора применен осевой двухступенчатый турбодетандер с частотой вращения 9600 об/мин. Генератор Т-6-2РТЗ.1 синхронный двухполюсной, трехфазного тока предназначен для продолжительной работы во взрывобезопасной среде, не содержащей токопроводящей пыли, газов и паров масла в концентрациях, разрушающих металлы и изоляцию. Система возбуждения – бесщеточная; генератор включает синхронный возбудитель с диодным вращающимся

выпрямителем. Частота вращения ротора генератора 3000об/мин. КПД генератора при номинальной нагрузке – не менее 0,973. Система охлаждения генератора – замкнутая; сам генератор охлаждается воздухом, а последний циркуляционной водой низко потенциальной части ТЭЦ. Расход воды – 5500 л/час, температура воды  $1 \div 33$  °С.

7.5. На рис. 7.1. приведена кинематическая схема ДГА-5000, на рис. 7.2– компоновка агрегата на раме (без подводящих и отводящих трубопроводов и внешней запорно-регулирующей арматуры). Основные агрегаты ДГА смонтированы на единой раме 1, представляющей собой жесткую сварную конструкцию из стандартного проката. В отличие от рис. 7.1 здесь еще показаны: маслобак 12, аккумулятор масла 9, служащий для создания давления

масла в полости уплотнения турбодетандера, маслоохладитель 2, обеспечивающий охлаждение масла жидкостью из внешней системы и газоплотная перегородка (стенка)7, отделяющая отсек размещения турбодетандера от отсека электрогенератора. Размещается оборудование в стационарном здании ТЭЦ.

7.6. Продольный разрез турбодетандера ДГА-5000 приведен на рис. 7.3 (без левой опоры ротора). Выполнение и компоновка основных элементов статора и ротора турбодетандера соответствуют современным конструкторским тенденциям, характерных для газовых турбин судовых и авиационных газотурбинных установок.

7.7. Основной особенностью компоновки является взаимное размещение элементов корпуса и ротора, обеспечивающее максимальное уменьшение продольных размеров агрегата; этому же отвечает повышенная величина угла раскрытия проточной части ( $\gamma \approx 40^\circ$ ). Относительные размеры лопаточных аппаратов свидетельствуют о хорошей отработке проточной части для получения высокого КПД.

Сведены к минимуму протечки газа и масла. Для разработанного агрегата представляется целесообразным использование опорных и упорного подшипников гидродинамического типа.

7.8. Силовой корпус 1 (рис. 7.3) турбодетандера включает входную улитку 2, к которой по внутреннему диаметру крепятся корпуса задней и передней опор ротора, а по наружному диаметру – корпус силовых аппаратов 5 и входного устройства 8. Улитка 2 и корпуса 5,8 выполнены литыми из стали, остальные детали – цельноточеные стальные оболочки.

7.9. Наружная и внутренняя конические оболочки выходного устройства 8 по всей длине имеют кольцевые проточки (не указаны на рисунке) для снижения потерь давления газа на выходе из турбодетандера. Лабиринтная обойма 10 на внутренней оболочке служит для создания разгрузочной полости турбодетандера.

7.10. Силовые аппараты первой и второй ступеней состоят из пакетов лопаток 3 и 4, зафиксированных специальными зацепами и штифтами в корпусе 5 (рис. 7.3). Пакеты сопловых лопаток (по 3÷5 шт.) набираются по расточкам этого корпуса с зазорами и уплотняются специальными элементами. По внутреннему диаметру лопатки первой ступени завальцованы лентой, а лопатки второй ступени – сотовым уплотнением 9. Над каждым рядом рабочих лопаток по внутреннему диаметру корпуса 5 размещены вставки 7, которые совместно с гребнями на бандаже 6 уплотняют периферию рабочих лопаток.

7.11. Ротор турбодетандера включает диски 15 и 11 соответственно первой и второй ступеней с рабочими лопатками и вал 13. Диски соединены между собой радиальными штифтами, а с валом – призонными болтами. Маслоотражатель на втулке уплотнения 12 препятствует утечке масла с подшипниковых опор ротора. В дисках выполнены осевые пазы для установки рабочих лопаток с елочными хвостовиками. Для предотвращения осевого смещения лопатки стопорятся специальными

сегментами. Все лопатки на периферийной части имеют бандажные полки с гребешками, которые со вставками сопловых аппаратов образуют соответствующие уплотнения. В пакете лопаток соплового аппарата первой ступени выполнено отверстие для визуального осмотра лопаток первой ступени ротора с помощью эндоскопа. В корпусе 16 задней опоры (рис. 7.3) располагается вкладыш 14 опорного подшипника скольжения.

7.12. Ротор имеет концевые уплотнения 10 и 17, препятствующие выходу газа из проточной части.

7.13. На рис. 7.4 показаны сопловые аппараты турбодетандера, установленные во внутреннем корпусе, имеющем горизонтальный разъем.

7.14. На рис. 7.5 изображена конструкция ротора турбодетандера в сборе. Вал 1 ротора выполнен как одно целое с коническим диском, к которому с помощью болтов крепится лабиринтовая вставка 9 и диск второй ступени, к которому, в свою очередь, с помощью радиальных штифтов 8 крепится диск 2 первой ступени. Рабочие лопатки 4 и 6 крепятся к дискам хвостовиками 3 и 7. Между дисками устанавливаются сегменты 5 уплотнения соплового аппарата второй ступени. К валу 1 крепится втулка 10 с маслоотражателем.

7.15. На рис. 7.6 изображена левая опора ротора турбодетандера ДГА-5000.

В корпусе передней опоры размещен передний опорный подшипник скольжения 5. Корпус передней опоры соединен с корпусом 9 упорного вкладыша, служащего для осевой фиксации и восприятия осевых нагрузок ротора 6 турбодетандера. Упорный вкладыш представляет собой двухсторонний пятиколодочный упорный подшипник с устройствами, выравнивающими осевые усилия на упорные колодки. Регулировочные кольца 7 и 8 служат для установки монтажного осевого разбега между колодками упорного вкладыша и торцевыми поверхностями упорного гребня 3. В корпусах опор и упорного вкладыша имеются каналы для

подвода масла, полости уплотнения «масло-газ» и каналы отвода газа из полостей уплотнений.

На корпусе передней опоры установлен патрубок суфлирования 4, а на корпусе упорного вкладыша – патрубок суфлера 2 для предотвращения выброса масла.

На полумуфте 10 установлен индикатор частоты вращения ротора, а на корпусе 1 рессоры – преобразователь частоты вращения. Для смазки шлицевого соединения полумуфт рессоры установлен спрейер.

7.16. Редуктор ДГА-5000 – простого типа, одноступенчатый, цилиндрический, с косозубым зацеплением. Передаточное число 3,2; КПД – не менее 0,98. Внешний вид редуктора изображен на рис. 9.7, на рис. 7.8 представлен продольный разрез.

7.17. В состав редуктора кроме шестерен входят (рис. 7.7): крышка 5, корпуса промежуточный 7 и нижний 8, редуктор валоповоротного устройства 2 и эластичная муфта 1. Корпуса и крышка выполнены из алюминиевого сплава и связаны фланцами по горизонтальным разъемам. Уплотнение по разъемам обеспечивается герметиком.

7.18. Ведущая 6 и ведомая 15 вал-шестерни (рис. 7.8) установлены на подшипниках скольжения. Подача масла к баббитовым поверхностям подшипников выполняются через жиклерные каналы корпуса. Крутящий момент от турбодетандера передается на вал-шестерню 6 через шлицевую полумуфту. Ведомая вал-шестерня 15 заканчивается полумуфтой 23, соединенной с корпусом 21 эластичной муфты. На этом корпусе закреплена щека 22, являющаяся упругим элементом эластичной муфты.

7.19. Осевые перемещения вала-шестерни 6 ограничены упорным гребнем 5, а у вала-шестерни 15 – опорными поверхностями подшипников 13 и 16. В крышке 5 (рис. 7.7) в нижнем корпусе 8 установлены термосопротивления 4 и 11 для замера температуры обойм подшипников редуктора.

7.20. Рессора передачи мощности генератору заканчивается (рис. 7.9) фрикционной муфтой – муфтой предельного крутящего момента 25 кН·м при коротком замыкании генератора.

7.21. Передача момента муфтой происходит за счет сил терния, создаваемых на контактных поверхностях дисков с металлокерамикой 6 и щек 5 и 15 под воздействием прижимного диска 4. Возникающая сила трения определяется регулирующим кольцом 1. Диск 6 состоит из сектора с металлокерамикой и несущего диска, соединенных заклепками. Сектор с металлокерамикой имеет каркас и металлокерамическую обкладку, соединенные методом спекания. Металлокерамический фрикционный материал МКВ-50А содержит железо, составляющее

основу и обеспечивающее теплоотвод, а также асбест и кремний, повышающие трение.

7.22. Система смазки, уплотнения и суфлирования ДГА-5000 (рис.7.10) предназначена для смазки и охлаждения опорных узлов турбодетандера, редуктора и электрогенератора, зубчатых и шлицевых зацеплений кинематических звеньев, а также обеспечивает подачу масла на подпор уплотнений турбодетандера и к элементам систем защиты и контроля агрегата.

Система смазки – циркуляционная, под давлением, с винтовым электромаслонасосом. Применяемое масло Тп-22с (или Тп-22). Подача масла – не менее 3,5 л/с , под давлением  $0,45 \pm 0,05$  МПа. Температура масла на входе в агрегат для любого режима  $30 \div 50^{\circ}\text{C}$ . на выходе из опор турбодетандера и редуктора – не более  $75^{\circ}\text{C}$ . Перепад давления в системе уплотнения масло-газ – не менее 0,2 МПа.

7.23. Система уплотнения служит для поддержания положительного перепада давлений масла над газом в полости турбодетандера. Подвод масла в полость уплотнения производится из аккумулятора масла.

Последний обеспечивает требуемое давление масла в этой полости не менее 5 минут в случае аварийной остановки турбодетандера. Это время необходимо для перестановки кранов с стравливания газа из турбодетандера.

7.24. Система суфлирования обеспечивает сообщение с атмосферой (через отдельные свечи) полостей опор турбодетандера, корпуса редуктора, а также газоотделение в маслобаке и аккумуляторе масла.

7.25. Схема системы смазки, уплотнения и суфлирования приведена на рис. 7.10. От работающего основного электронасоса 16 (имеется дополнительный резервный насос) масло через обратный клапан 17, маслоохладитель 19, фильтр 25 и клапан постоянного давления 28 поступает к аккумулятору масла 32, а также на смазку опор и кинематических соединений турбодетандера 1, редуктора 18 и генератора 26. На уплотнение газовой полости турбодетандера масло подается из аккумулятора 32.

7.26. При заполнении аккумулятора маслом его обратные клапаны открыты. После заполнения один из обратных клапанов преграждает доступ масла в турбодетандер, а другой обратный клапан прерывает связь с атмосферой. Обратный клапан 31 срабатывает в случае падения давления масла в напорной магистрали. Это необходимо для поддержания требуемого перепада давлений масло-газ при аварийной остановке турбодетандера.

7.27. После заполнения аккумулятора давление в системе продолжает расти и достигает номинального значения 0,4 МПа. При работе агрегата масло в аккумуляторе «подпирается» давлением газа с выхода турбодетандера. Загазованное масло из полости уплотнения поступает в газоотделитель 5 через поплавковую камеру 4. Газ из нее срабатывается в полость выходного устройства, а из газоотделителя – в свечу А.

7.28. Отработанное масло из опор турбодетандера, редуктора, генератора и газоотделителя самотеком сливается в маслобак 13.

Перед запуском ДГА маслобак заполняется маслом до максимального значения по указателю уровня 10. Дозаправка маслобака выполняется через фильтр 9. Откачка масла из бака – электронасосом 11. Предпусковой подогрев масла в маслобаке выполняется двумя трубчатыми электронагревателями (ТЭН) и контролируется термометром 12.

7.29. Контроль масла на входе в агрегат производится: по температуре масла после маслоохладителя термометром 27, а по давлению масла после клапан постоянного давления 28 – преобразователем давления 30.

7.30. Для защиты агрегата от падения давления масла на входе установлен сигнализатор давления 29, а для сигнализации загрязнения фильтра 25- датчик-реле разности давлений 24.

7.31. Контроль перепада давлений в системе масло-газ осуществляется преобразователем 3, а для защиты от падения перепада давлений служит сигнализатор перепада 2.

7.32. Контроль температуры сливаемого масла из агрегата производится: из опор турбодетандера – термометрами 6,7, из опор редуктора – термометром 20, и из опор генератора термометрами 21, 22.

7.33. Состояние износа ходовой части редуктора контролируется магнитным сигнализатором стружки 23.

7.34. Основные агрегаты системы в целом достаточно известны. Так, маслобак 13 кроме хранения служит и для деаэрации масла; объем маслобака 1,2 м<sup>3</sup>. В верхней части маслобака размещен поплавковый указатель уровня масла 10.

7.35. Масляный фильтр 25 с двумя последовательно установленными бумажными фильтрующими элементами установлен на нагнетающей масляной магистрали охлажденного масла.

7.36. На трубопроводе слива масла из редуктора 18 установлен магнитный сигнализатор стружки 23, служащий для выдачи сигнала о наличии ферромагнитных продуктов износа деталей в масле. Последние улавливаются магнитными элементами сигнализатора, что приводит к замыканию электростанции.

7.37. Газоотделитель 5 служит для регенерации загазованного масла, поступающего из турбодетандера. Регенерация происходит за счет увеличения поверхности соприкосновения загрязненного масла с воздухом. Это эффект достигается за счет распыления масла и перелива его по специальным тарелкам, размещенным внутри газоотделителя.

7.38. Для охлаждения и отвода тепла от масла служит маслоохладитель 19 – трубчатый водомасляный радиатор. Внутри оребренных трубок маслоохладителя циркулирует охлаждающая вода, поступающая из системы технического водоснабжения ТЭЦ (расход воды – около 2500 л/ч).

## 8 Автоматизация

### 8.1 Общие сведения об автоматическом регулировании ДГА-5000

ДГА-5000 предназначен для использования на ГРП ТЭЦ в качестве источника электроэнергии мощностью 5000 кВт с напряжением на клеммах генератора 10500 или 6300 В, с частотой переменного тока 50 Гц для работы параллельно с сетью неограниченной мощности.

Основные параметры газового потока в условиях ТЭЦ

- Расход газа через агрегат, кг/с – 22 – 38;
- Давление газа, МПа:
  - на входе – 0,6 – 1,1
  - на выходе – 0,07 – 0,15
- Температура газа, °С:
  - на входе в турбодетандер – 60 – 80
  - на выходе из турбодетандера – не ниже минус 20.

Для привода электрического генератора применен осевой двухступенчатый турбодетандер с частотой вращения 9600 об/мин. Генератор Т-6-2РТЗ.1 синхронный двухполюсной, трехфазного тока предназначен для продолжительной работы во взрывобезопасной среде, не содержащей токопроводящей пыли, газов и паров масла в концентрациях, разрушающих металлы и изоляцию. Система возбуждения – бесщеточная; генератор включает синхронный возбудитель с диодным вращающимся выпрямителем. Частота вращения ротора генератора 3000 об/мин. КПД генератора при номинальной нагрузке – не менее 0,973. Система охлаждения генератора – замкнутая; сам генератор охлаждается воздухом, а последний циркуляционной водой низко потенциальной части ТЭЦ. Расход воды – 5500 л/час, температура воды 1 – 33 °С.

Система автоматического управления (САУ) осуществляет вывод ДГА-5000

на любой заданный режим работы, контроль его параметров и защиту при появлении условной возможности аварии.

Система автоматического регулирования (САР) предназначена для поддержания постоянного давления и температуры газа на выходе турбодетандера.

Поддержание температуры газа в данном случае достигается изменением расхода воды в подогревателе газа, подаваемой из внешней системы от коммуникаций ТЭЦ.

Системы САУ и САР выполнены по электропневмогидравлическим схемам, в которых исполнительные элементы работают под давлением масла или газа, в управляющие элементы функционируют при подаче электрического тока напряжением 220 – 230 В.

Поддержание необходимого давления газа, обеспечивающего работу ТЭЦ при прекращении подачи стоп-краном при аварийной остановке в течение 5 минут до момента вступления в работу ГРП, обеспечивает байпасная линия.

Системы САУ и САР обеспечивают следующие режимы работы:

- поддержание давления на выходе из ДГА;
- контроль параметров агрегата;
- нормальный останов;
- аварийный останов.

На пульт управления выдаются следующие сигналы от САУ и САР:

- давление газа на выходе из ДГА;
- готовность агрегата к запуску;
- режим холостого хода;
- отсутствие питания систем;
- аварийное состояние ДГА;

- наличие металлической стружки в масле;
- превышение перепадов давления в масляных фильтрах.

Исчезновение или снижение напряжения питания САУ и САР не приводит к выходу из строя ДГА и его систем.

САУ и САР обеспечивает защиту ДГА с его автоматическим останом и расшифровку защит в случаях:

- возрастания частоты вращения турбодетандера сверх предельной;
- превышения температуры масла на сливе из агрегатов;
- снижения перепада давлений масло-газ на уплотнениях турбодетандера;
- аварии генератора;
- понижения давления масла в системе смазки.

Система автоматического управления агрегата предполагает ручное дистанционное увеличение расхода газа через турбодетандер при пуске и наборе нагрузки. Эти операции осуществляются оператором путем нажатия на соответствующие кнопки, расположенные на пульте управления.

Та, при пуске стоп-кран, дозирующий кран и регулятор давления закрыты, а перепускной клапан и клапан защиты открыты, Включаются электронасосы автоматики и дозирующий клапан открывается. С этого момента все управление ДГА осуществляется дозирующим клапаном, получающим сигналы от кнопок «РО (регулирующий орган) выше» или «РО ниже».

Воздействуя на эти кнопки, оператор изменяет режим работы агрегата, так как при этом происходит перенастройка командного узла дозирующего клапана. При фиксированном положении кнопок «РО выше» или «РО ниже» дозирующий клапан поддерживает заданное давление газа за турбодетандером.

Для нормального останова кнопкой «РО ниже» мощность генератора снижается до нуля – и он отключается от сети. Затем кнопкой

«Нормальный останов» закрывается дозирующий клапан, открывается перепускной клапан и клапан защиты, устанавливается минимальное положение («РО мин.»).

При аварийном останове снимается питание с электромагнитов и стоп-крана и клапана защиты на блоке управления. Стоп-кран закрывается за время около 0,2 с, перепускной и клапан защиты открываются. С понижением давления газа на выходе из ДГА вступает в работу регулятор давления газа байпасной линии, поддерживая давление газа перед котлами ТЭЦ. Регулятор работает в течение 5 минут ( в пределах времени работы аккумулятора масла). За это время вступает в работу ГРП ТЭЦ. Одновременно с подачей сигнала на закрытие стоп-крана подается питание на перенастройку исполнительного механизма дозирующего клапана, а также – на отключение электронасоса автоматики. При достижении минимальной настройки дозирующего клапана электродвигатель исполнительного механизма отключается.

## **8.2 Описание функциональной схемы**

Согласно чертежу на плакате 7 данного дипломного проекта:

Газ высокого давления поступает к установке через фильтр, не показанный на рисунке. На дроссельном клапане газ редуцируется до нужного давления поддерживаемого с помощью регулятора давления (позиция 3.1); температура газа практически равна температуре до него. К турбодетандеру газ подводится через теплообменник. Расход греющей воды через теплообменник регулируется с помощью регулятора температуры (позиция 1.4) который берет сигнал с датчика температуры (позиция 1.1) и обеспечивает такую температуру газа за турбодетандером, чтобы температура газа перед потребителем находилась в заданном интервале.

Регулирующий клапан (позиция 2.7.1) турбодетандера управляется с помощью регулятора турбодетандера (позиция 2.2.5) с коррекцией по давлению газа перед турбодетандером. Таким образом, регулируемые параметрами в САР ТД являются: давление газа и температура газа перед потребителем.

На функциональной схеме показана система защиты турбодетандера. Ее исполнительный орган стопорный клапан (позиция 2.7.1) расположен нетрадиционно - за регулирующим клапаном (позиция 2.7.1). Стопорный клапан (позиция 2.7) перемещается сервомотором (позиция 2.6), управляемым логическим элементом «или», ко входам которого подключены первичные датчики (позиция 2.1.1, 2.1.2, 2.1.3), системы защиты. При нормальной работе турбодетандера стопорный клапан (позиция 2.7) полностью открыт. При отклонении какого-либо из контролируемых параметров за допустимые пределы, например температура газа или давление газа и тому подобное, элемент «или» (позиция 2.3) формирует сигнал на (позиция 2.5, 2.6) – быстрое закрытие стопорного клапана (позиция 2.7.2). Этот сигнал подается также и в систему регулирования турбодетандером (позиция 2.4, 2.6) с тем чтобы закрыть и регулирующий клапан (позиция 2.7.1).

Была разработана функциональная схема автоматизации турбодетандерной установки, которая осуществляет вывод ДГА на любой заданный режим работы, контроль его параметров и защиту при появлении условной возможности аварии.

## 9. Охрана окружающей среды

В настоящее время существует несколько основных возможностей если не прекращения, то хотя бы замедления темпов развития негативных экологических тенденций, обусловленных топливопотреблением. Среди них:

- дальнейшее увеличение доли наиболее экологически чистого органического топлива – природного газа – в общем потреблении органического топлива и рост мощностей атомной энергетики;
- вовлечение в энергобаланс экологически чистых нетрадиционных возобновляемых источников энергии;
- массовое оснащение объектов энергопотребления современными очистными сооружениями;
- масштабная реализация энергосберегающих мероприятий.

Рост доли природного газа в структуре потребления первичных энергоресурсов, несомненно, дает хороший экологический эффект, однако имеет ограничения, в значительной степени обусловленные проблемой обеспечения энергетической безопасности, которая в свою очередь во многом зависит от уровня диверсификации источников энергоснабжения.

Расширение мощностей атомной энергетики, считавшейся последние 10-15 лет панацеей от загрязнения электростанциями окружающей среды, по ряду причин, связанных, прежде всего, с недостаточным, по мнению значительной части политиков и общественности, уровнем обеспечения радиационной безопасности при эксплуатации АЭС и обращении с радиоактивными отходами, нигде в мире, за исключением Франции и Японии, а также, Китая (правда в более отдаленной перспективе), не планируется. В России возможности значительного увеличения выработки электроэнергии на АЭС в ближайшие годы весьма ограничены [17].

Нетрадиционные возобновляемые источники энергии, которые, в некоторых странах благодаря целенаправленной поддержке государства являются более-менее заметной составляющей в структуре энергопотребления, в целом пока не выдерживают экономической конкуренции с традиционными видами топливо- и энергосбережения.

Что же касается очистных сооружений, многие из которых действительно очень эффективны, то их приобретение и установка требуют значительных капитальных вложений; последние в свою очередь существенно влияют на рост издержек производства энергии, неплатежи за поставки которой в России в последние годы приобрели поистине массовый характер.

По оценки зарубежных ученых, использование в энергетическом секторе технологии и оборудования, способных на 80-95% обеспечить предотвращение эмиссии в атмосферу диоксида углерода и других загрязняющих веществ, повышает издержки производимой на органическом топливе энергии как минимум в 2-3 раза.

Однако вышесказанное не означает, что не следует вкладывать средства в развитие этих направлений. Опыт развития промышленно развитых стран – членов Международного энергетического агентства (МЭА) свидетельствует, в частности, о то, что расходы на НИОКР в области атомной энергетики нетрадиционных возобновляемых источников энергии являются приоритетными в структуре государственного финансирования исследований в энергетике. Работы по повышению и внедрению очистных сооружений и оборудования в энергетике и других секторах экономики также уделяется большое внимание.

В России важными направлениями снижения негативного воздействия органического топлива на окружающую среду, во всяком случае в ближайшие годы, будут расширение использования природного

газа и частичное замещение им более «грязных» угля и нефтяных топлив, снижение энергоемкости экономики в результате ее структурной перестройки в направлении сокращения в ней доли высокоэнергоемких производств, а также реализация широкомасштабных программ энергосбережения на федеральном, региональном и местном уровнях.

В странах МЭА в ближайшие десятилетия высший приоритет в структуре мероприятий, направленных на снижение негативного влияния процессов производства и использования энергии на окружающую среду, также отдан энергосбережению. Хорошей иллюстрацией этому является кампания, проводимая многими странами, подписавшимися в 1992 году в Рио-де-Жанейро Конвенцию, предусматривающую стабилизацию и последующее снижение к 2005 году уровня эмиссии  $\text{CO}_2$  на 20% по сравнению с 1998 годом. По различным оценкам, от 65 до 85 % общего объема снижения эмиссии  $\text{CO}_2$  страны, члены МЭА, планируют достичь именно в результате интенсификации процесса энергосбережения.

Проблема локализации парникового эффекта в промышленно развитых странах, в том числе и России, вызываемого эмиссией  $\text{CO}_2$  в атмосферу, выдвинулась на первый план.

Основным эмитентом диоксида углерода является сектор производства и преобразования энергии, на долю которого в 1994 году пришлось 30% суммарного объема эмиссии  $\text{CO}_2$  при его удельном весе в структуре потребления первичной энергии 27%. В последние годы в качестве важнейшего мероприятия, направленного на снижение выбросов  $\text{CO}_2$  в атмосферу этим сектором, рассматривается проведение энергоснабжающими компаниями акций по регулированию, а точнее снижению потребительского спроса на энергоносители. Реализация этих мероприятий, ежегодные расходы на проведение которых составляет от 550 млн. долларов (в Германии) до 2 млрд. долларов (США), позволяет решить сразу несколько ключевых проблем.

Во-первых, подобные мероприятия способствуют снижению энергоемкости экономики, а следовательно, оказывает позитивное влияние на рост уровня благосостояния общества, и обеспеченности его энергетическим сырьем, заметно сокращая при этом масштабы необходимого импорта энергоресурсов.

Во-вторых, потребители различных категорий, зачастую не имеющие достаточных средств, благодаря повышению уровня энергетической эффективности могут значительно сократить свои затраты на приобретение энергоносителей.

В-третьих, энергосберегающие компании, занимающиеся на первый взгляд парадоксальным бизнесом в сфере энергосбережения, направленным в конечном счете на снижение спроса на свою продукцию, в результате экономят на инвестициях, которые потребовались бы для расширения генерирующих мощностей и энерготранспортных коммуникаций, поддержания действующих объектов в рабочем состоянии и приобретения дополнительных объемов топлива, обеспечивая себе при этом стабильный и долгосрочный рынок сбыта.

В-четвертых, снижение расхода топливно-энергетических ресурсов автоматически влечет за собой и уменьшение эмиссии в атмосферу  $\text{CO}_2$  и других вредных выбросов.

В последнем случае отведение экологическому эффекту, достигаемому в результате проведения мероприятий по регулированию потребительского спроса на энергоносители, того или иного места, является весьма условным, однако тот факт, что этот эффект достигается непосредственно благодаря энергосбережению, неоспорим. На уровне конечного потребления топлива и энергии основные усилия по снижению эмиссии  $\text{CO}_2$  в атмосферу сосредоточены на повышении энергетической и экологической эффективности транспорта, промышленности и коммунально-бытового сектора (включая сферу услуг).

Среди первоочередных государственных мероприятий, направленных на снижение эмиссии загрязняющих веществ (в первую очередь  $\text{CO}_2$ ) промышленностью необходимо отметить:

- введение в финансовую поддержку обязательных энергоаудитов на промышленных предприятиях;
- организацию и проведение рекламно-информационных и образовательных кампаний;
- заключение соглашений между правительством, отраслями промышленности и отдельными крупными предприятиями, которые предусматривают добровольное снижение уровня эмиссии  $\text{CO}_2$  в атмосферу;
- введение налогов на энергоресурсы и углерод;
- экономическое стимулирование инвестиций в энергосбережение.

Основная цель энергоаудитов – выявление непроизводительных потерь энергоресурсов и резервов для экономии энергии, позволяющих с наименьшими затратами снизить энергоемкость промышленного производства.

Проведение информационных кампаний ориентировано на повышение осведомленности промышленных потребителей о наличии на рынке энергетически эффективного оборудования различных типов с низким уровнем загрязнения окружающей среды, а также о наиболее низко- затратных и эффективных мерах по энергосбережению и охране окружающей среды.

Принятие промышленными предприятиями добровольных обязательств по снижению уровня эмиссии  $\text{CO}_2$  предусматривает, прежде всего, проведение энергосберегающих мероприятий, так как эффективные и экономически приемлемые технологии и оборудование, способные улавливать и адсорбировать  $\text{CO}_2$  из продуктов сгорания органического топлива, на сегодня практически отсутствуют.

Цель налоговой системы в сфере энергетики, в частности налога на углерод, - стимулировать как повышение использования более экологически чистых видов топлива - природный газ, так и интенсификацию процесса энергосбережения.

Активное использование экономических стимулов, способствующих привлечению частных инвестиций в энергосбережение с целью предотвращения роста концентрации в атмосфере диоксида углерода, является еще одним ярким свидетельством того, что на современном этапе энергосбережение рассматривается как реальная с технологической и экономической точек зрения возможность предотвращения глобального потепления климата.

Другими словами, энергосбережение есть и будет оставаться в обозримой перспективе наиболее реальным путем оздоровления экологической обстановки.

Энергосбережение сейчас, по сути дела, основная составляющая в структуре мер, ориентированных на снижение негативного влияния энергетики на окружающую среду, то необходимость решения острых экологических проблем – один из главных стимулов интенсификации политики энергосбережения.

В докладе Министра охраны окружающей среды и природных ресурсов энергосбережение было названо «краеугольным камнем всей экологической политики современного цивилизованного государства».

На ближайшую перспективу энергосбережение является для России наиболее приемлемой с технологической и экономической точек зрения возможностью ощутимого снижения негативного влияния энергетики на окружающую среду. Это обусловлено следующими причинами:

- потенциал энергосбережения, имеющийся в настоящий момент в России, просто огромен, он оценивается в 460-540 млн. т. условного топлива, т.е. примерно в половину суммарного

потребления первичных топливно-энергетических ресурсов в стране за 1995 год;

- по оценкам российских экспертов, от четверти до трети этого потенциала может быть реализовано в результате осуществления не затратных или мало затратных мероприятий;
- в зарубежных промышленно развитых странах за два последних десятилетия накоплен значительный позитивный опыт в формировании и реализации мероприятий в рамках государственной энергосберегающей политики, который может найти успешное применение в России;
- как в России, так и за рубежом имеется весьма обширный спектр высокоэффективного энергосберегающего оборудования, приборов, материалов и систем позволяющих существенно снизить непроизводительный расход топливно-энергетических ресурсов и покончить с их расточительством;
- даже в условиях спада в экономике России имеется возможность масштабного привлечения отечественных и зарубежных частных инвестиций в сферу энергосбережения благодаря схеме возврата капитала за счет сэкономленных потребителями энергоресурсов, которая уже на протяжении ряда лет применяется в зарубежных странах.

## 10. Контрольно-измерительные приборы и автоматика.

Система автоматического управления (САУ) осуществляет вывод ДГА-5000 на любой заданный режим работы, контроль его параметров и защиту при появлении условной возможности аварии.

Система автоматического регулирования (САР) предназначена для поддержания постоянного давления и температуры газа на выходе турбодетандера.

Поддержание температуры газа в данном случае достигается изменением расхода воды в подогревателе газа, подаваемой из внешней системы от коммуникаций ТЭЦ (рис.10.3).

Системы САУ и САР выполнены по электропневмогидравлическим схемам, в которых исполнительные элементы работают под давлением масла или газа, в управляющие элементы функционируют при подаче электрического тока напряжением  $220 \div 230$  В. Схема САУ и САР ДГА-5000 приведена на рис.10.1. Кроме самого агрегата в состав систем входят: перепускной клапан 1, дозирующий клапан 2, стоп-кран 3 и блок управления 13. Рабочим телом всех клапанов, кроме дозирующего, является газ, поступающий на вход агрегата. Для работы дозирующего клапана и в импульсных линиях перепускного клапана и стоп-крана используется масло из маслосистемы автоматики.

Эта маслосистема (см.рис.10.1) включает шестеренчатый электромаслонасос 25 и фильтр тонкой очистки масла 24. Масло отбирается из общего маслобака. Система оборудована необходимыми датчиками и сигнализаторами. Требуемое давление масла 1,5 МПа.

Природный газ через входной стационарный кран ТЭЦ, стоп-кран 3 и дозирующий клапан 2 поступает на вход турбодетандера. После него через стационарный выходной кран газ направляется для питания энергетических котлов ТЭЦ.

С помощью дозирующего клапана 2 изменяется расход газа для поддержания давления газа после турбодетандера в пределах  $0,07 \div 0,15$  МПа в зависимости от настройки.

Стоп-кран 3 предназначен для прекращения подачи газа в турбодетандер при аварийной остановке ДГА-5000. Перепускной клапан 1 служит для быстрого выравнивания давления газа до и после турбодетандера при срабатывании стоп-крана. Выравнивание давлений газа необходимо по условиям прочности агрегата.

Блок управления 13 (силовой) предназначен для управления стационарными запорными кранами, клапанами топливной аппаратуры и электрооборудованием ДГА. На корпусе блока размещены электромагниты управления стоп-краном 12 и перепускным краном 11. Схема блока выполнена на реле РЭП- II и ПЭ-27. На крышке блока находятся кнопки управления агрегатами маслосистем и валоповоротным устройством. Подключение внешних кабелей электрооборудования производится через разъемы ШР.

Поддержание необходимого давления газа, обеспечивающего работу ТЭЦ при прекращении подачи стоп-краном при аварийной остановке в течение 5 минут до момента вступления в работу ГРП, обеспечивает байпасная линия (рис.10.2). Последняя включает клапан защиты 1 и регулятор давления газа 7. Блок управления общий для обеих схем.

Стоп-кран (рис.10.1) состоит из стального литого корпуса, в верхней части которого размещен цилиндр с силовым поршнем 9, закрепленным на штоке 5. К последнему крепится шток управления 10. На силовом штоке 5 установлены титановые тарелки 4, воспринимающие усилие от давления газа при закрытом кране, а также демпфирующие удар при его закрытии. Над верхней тарелкой установлена силовая пружина 6, обеспечивающая закрытие крана.

Для управления стоп-краном служит сервоклапан с размещенными в нем седлом, пружиной, клапаном с тарелкой и поршнем. Через жиклер к стоп-крану подводится газ. Под действием пружины сервоклапан открыт и соединяет между собой обе полости поршня. Газ через жиклер поступает под поршень 9, а оттуда через открытый сервоклапан в полость под поршнем 9 и уходит в свечу. Под действием силовой пружины 6 стоп-кран закрыт – нормальное положение крана.

При подаче питания на электромагнит управления СК 12 (блок управления) в полость поршня сервоклапан 15 подается масло, поршень закрывает клапан, и газ от жиклера создает давление под поршнем 9, который, преодолевая усилие пружины 6, открывает стоп-кран.

Перепускной клапан 1 конструктивно аналогичен стоп-крану, отличается от него лишь нормально открытым положением. Для управления клапаном на блоке управления расположен электромагнит 11, подающий масло к сервоклапану перепускного клапана. Рабочий газ для его работы поступает после фильтра 8 через жиклер и через нормально открытый сервоклапан уходит в свечу.

Дозирующий клапан 2 включает собственно клапан, аналогичный по конструкции стоп-крану, и командный узел 18, установленный на кожухе. Рычагом обратной связи 17 этот узел соединен со штоком клапана 2. Командный узел 18 состоит из мембранного чувствительного элемента 19, исполнительного механизма, пружины и золотника 20.

Таким образом, по составу входящих элементов дозирующий клапан является автоматическим регулятором давления газа за турбодетандером. Под мембрану 19 подведен газ после турбодетандера. Усилие от давления газа сравнивается с усилием пружины. С мембраной связан золотник 20, воздействующий на гильзу, к полости которой подводится масло из блока управления (и от маслосистемы).

При изменении давления газа за турбодетандером (т.е. при отклонении от заданной величины) изменяется положение мембраны 19 и золотника 20. Последний изменяет давление масла в полости поршня клапана 2. Это приводит к изменению расхода газа и восстановлению давления за турбодетандером. Рычаг обратной связи 17 перемещает гильзу пропорционально ходу клапана, что исключает перерегулирование в переходном процессе.

Командный узел 18 служит для изменения заданного режима ДГА-5000. При включении кнопкой на пульте управления электродвигателя его валик через червячную и винтовую передачи изменяет силу затяжки пружины, что приводит к заданию нового равновесного значения давления газа за турбодетандером.

Как уже было сказано, байпасная линия ДГА-5000 (рис.10.2) содержит клапан защиты 1 и регулятор давления газа 7. Первый не отличается от перепускного клапана, он дополнен лишь фильтром 8 для газа, отбираемого со входа управления клапаном. Блок управления воздействует на клапан при подаче питания на электромагнитный клапан 4.

Регулятор давления газа 7 по конструкции аналогичен дозирующему клапану, отличается лишь командным узлом: вместо дистанционного управляющего исполнительного механизма для перестройки пружины имеется винт. Рабочий газ отбирается после фильтра 8.

Системы САУ и САР обеспечивают следующие режимы работы:

- поддержание давления на выходе из ДГА;
- контроль параметров агрегата;
- нормальный останов;
- аварийный останов.

На пульт управления выдаются следующие сигналы от САУ и САР:

- давление газа на выходе из ДГА;

- готовность агрегата к запуску;
- режим холостого хода;
- отсутствие питания систем;
- аварийное состояние ДГА;
- наличие металлической стружки в масле;
- превышение перепадов давления в масляных фильтрах.

Исчезновение или снижение напряжения питания САУ и САР не приводит к выходу из строя ДГА и его систем.

САУ и САР обеспечивает защиту ДГА с его автоматическим остановам и расшифровку защит в случаях:

- возрастания частоты вращения турбодетандера сверх предельной;
- превышения температуры масла на сливе из агрегатов;
- снижения перепада давлений масло-газ на уплотнениях турбодетандера;
- аварии генератора;
- понижения давления масла в системе смазки.

Система автоматического управления агрегата предполагает ручное дистанционное увеличение расхода газа через турбодетандер при пуске и наборе нагрузки. Эти операции осуществляются оператором путем нажатия на соответствующие кнопки, расположенные на пульте управления.

Та, при пуске стоп-кран, дозирующий кран и регулятор давления закрыты, а перепускной клапан и клапан защиты открыты, Включаются электронасосы автоматики и дозирующий клапан открывается. С этого момента все управление ДГА осуществляется дозирующим клапаном, получающим сигналы от кнопок «РО (регулирующий орган) выше» или «РО ниже».

Воздействуя на эти кнопки, оператор изменяет режим работы агрегата, так как при этом происходит перенастройка командного узла

дозировочного клапана. При фиксированном положении кнопок «РО выше» или «РО ниже» дозирующий клапан поддерживает заданное давление газа за турбодетандером.

Для нормального останова кнопкой «РО ниже» мощность генератора снижается до нуля – и он отключается от сети. Затем кнопкой «Нормальный останов» закрывается дозирующий клапан, открывается перепускной клапан и клапан защиты, устанавливается минимальное положение («РО мин.»).

При аварийном останове снимается питание с электромагнитов и стопкрана и клапана защиты на блоке управления. Стоп-кран закрывается за время около 0,2 с, перепускной и клапан защиты открываются. С понижением давления газа на выходе из ДГА вступает в работу регулятор давления газа байпасной линии, поддерживая давление газа перед котлами ТЭЦ. Регулятор работает в течение 5 минут ( в пределах времени работы аккумулятора масла). За это время вступает в работу ГРП ТЭЦ. Одновременно с подачей сигнала на закрытие стоп-крана подается питание на перенастройку исполнительного механизма дозирующего клапана, а также – на отключение электронасоса автоматики. При достижении минимальной настройки дозирующего клапана электродвигатель исполнительного механизма отключается.

## 11. Охрана труда

### 11.1. Общие правила безопасности

11.1.1. Детандер-генераторный агрегат (ДГА), основанный на использовании утилизации потенциальной энергии давления природного газа, транспортируемого в трубопроводах, относится к типу оборудования, при обслуживании которого необходимо соблюдать правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования и правила безопасности в газовом хозяйстве.

11.1.2. Газорегуляторный пункт (ГРП) и помещение, в котором располагается ДГА, относятся к типу газоопасных.

11.1.3. Персонал, допускаемый к обслуживанию тепломеханического оборудования, в котором для технологических нужд применяются горючие и взрывоопасные вещества, должен:

- перечень газоопасных мест в зоне обслуживания;
- знать свойства взрывоопасных веществ;
- отравляющее действие и признаки отравления;
- правила пользования средствами индивидуальной защиты;
- правила безопасности при обращении с вредными взрывоопасными веществами;
- правила эвакуации лиц, пострадавших от вредных веществ из газоопасных мест и способы оказания им доврачебной помощи.

11.1.4. Весь персонал, обслуживающий ДГА, должен быть обеспечен спецодеждой (по действующим нормам), спецобувью и средствами индивидуальной защиты и обязан пользоваться ими во время работы.

11.1.5. Уровень освещенности помещения, в котором расположен ДГА должен соответствовать СНиП 23-05-95. Естественное и искусственное освещение.

11.1.6. Для освещения помещения, в котором не исключается утечка метана, должна применяться осветительная арматура во взрывозащищенном исполнении. Кроме того, в производственном помещении должна быть выполнена аварийная осветительная сеть на 12 В.

11.1.7. Воздух рабочей зоны помещения ДГА должен соответствовать следующим показателям:

- концентрация горючего газа (метана) не должна превышать 1/5 нижнего предела его воспламеняемости;
- содержание вредных веществ не должно превышать установленных предель допустимых концентраций (ПДК);
- содержание кислорода должно быть не менее 20% по объему.

11.1.8. У входа в газоопасные помещения должны быть вывешаны знаки безопасности, предупреждающие о налии взрывоопасных веществ и об опасности пожара и взрыва.

11.1.9. В производственном помещении ДГА должна быть аптечка, укомплектованная перевязочным материалом и медикаментами. Аптечки должны содержаться в чистоте, а запас материалов и медиаментов – систематически пополняться. Кроме тог, в аптечке должен быть список необходимых материалов и медикаментов, а также указания по их применению.

11.1.10. Все элементы ДГА, прикосновение к котрым может вызвать ожог,долны иметь изоляцию.

11.1.11. Трубопроводы ДГА должны быть герметичными.

11.1.12. Прежде чем входить в газоопасное помещение расположения ДГА или ГРП, необходимо произвести анализ воздушной среды на содержание газа в нем. Наличие газа определяется с помощью газоанализатора взрывозащищенного типа. При обнаружении загазованности помещения входить в него можно только после вентияляции и повторной проверки в нем на отсутствие газа и

достаточность кислорода (не менее 20% по объему). Если в результате вентиляции удалить газ не удастся, то входить и работать в газоопасном помещении допускается только в шланговом противогазе. Арматура включения освещения и электрооборудования должна быть вынесена за пределы газоопасного помещения.

11.1.13. Двери газоопасных помещений, не имеющих постоянного обслуживающего персонала (ГРП), должны быть закрыты на замок. Ключи должны храниться у начальника смены и выдаваться на время работ под расписку лицам, указанным в списке, утвержденным техническим руководителем ТЭЦ, и по окончании работ ежедневно возвращаться..

## **11.2. Правила безопасности при эксплуатации газорегуляторных пунктов (ГРП)**

11.2.1. Режим работы ГРП устанавливается в соответствии с проектом.

11.2.2. Предохранительные сбросные клапаны, в том числе встроенные в регуляторы давления, должны обеспечивать сброс газа при превышении максимального рабочего давления после регулятора не более чем на 15%; верхний предел срабатывания предохранительно-запорных клапанов (ПЗК) не должен превышать максимально рабочее давление газа после регулятора более чем на 25%.

11.2.3. Колебания газа на выходе из ГРП допускается в пределах 10% от рабочего давления.

Неисправности регуляторов, вызывающие повышение или понижение рабочего давления, неполадки в работе предохранительных клапанов, а также утечки газа, должны устраняться в аварийном порядке.

11.2.4. Включение в работу регулятора давления в случае прекращения подачи газа должно производиться после выявления причины срабатывания предохранительно-запорного клапан (ПЗК) и принятия мер по устранению неисправности.

11.2.5. На случай ремонта оборудования необходимо предусматривать резервную линию редуцирования или обводной газопровод (байпас).

Устройство байпаса при подаче газа на установки, рассчитанные на работу только в автоматическом режиме, не требуется.

Газ по обводному газопроводу (байпасу) допускается подавать только в течение времени, необходимого для ремонта оборудования и арматуры.

Работа должна выполняться бригадой в составе не менее двух человек, один из которых назначается старшим.

11.2.6. При эксплуатации ГРП должны выполняться:

- осмотр технического состояния (обход) в сроки, установленные производственной инструкцией, обеспечивающие безопасность и надежность эксплуатации;
- проверка параметров срабатывания предохранительно-запорных и сбросных клапанов – не реже 1 раза в 3 месяца, а также по окончании ремонта оборудования;
- техническое обслуживание – не реже 1 раза в 6 месяцев;
- текущий ремонт – не реже 1 раза в 12 месяцев, если изготовитель газового оборудования не устанавливают иные сроки ремонта;
- капитальный ремонт – при замене оборудования, средств измерений, ремонте здания, систем отопления, вентиляции, освещения – на основании дефектных ведомостей, составленных по результатам осмотров и текущих ремонтов.

11.2.7. Ремонт электрооборудования ГРП и замена электроламп должны производиться при снятом напряжении.

11.2.8. Снаружи здания ГРП должны быть предупредительные надписи – “Огнеопасно – газ”.

11.2.9 Помещения ГРП должны быть укомплектованы первичными средствами пожаротушения в соответствии с “Правилами пожарной безопасности в Российской Федерации” (ППБ 01-93).

### **11.3. Правила безопасности при эксплуатации газоиспользующих агрегатов**

11.3.1 Помещения, в которых установлены газоиспользующие агрегаты должны быть доступны для обслуживающего персонала и соответствовать проекту.

Занимать эти помещения полностью или частично под склады, мастерские и т.д. запрещается.

11.3.2. Газопроводы, подводящие газ к агрегатам, при пуске газа должны продуваться транспортируемым газом до вытеснения всего воздуха из газотранспортируемой системы в течение времени, определенного расчетом или экспериментально и указанного в производственной инструкции.

Окончание продувки определяется анализом на содержание кислорода в газопроводах агрегата.

При содержании кислорода более 1% по объему продувку газопровода продолжить.

11.3.3. Сигналы о загазованности и неисправности оборудования состоянии охранной сигнализации помещения должны выводиться в помещение с постоянным присутствием работающих, способных направить персонал для принятия мер.

11.3.4. Установленные средства защиты должны немедленно прекращать подачу газа на установку при возникновении изменений в работе оборудования по контролируемым параметрам.

Кроме того, обслуживающим персоналом подача газа должна быть немедленно прекращена в случаях:

- появления неплотностей в обмуровке, в местах установки предохранительно-взрывных клапанов и газоходах;
- прекращения подачи электроэнергии или исчезновения напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления и средствах измерения;
- неисправности КИП, средств автоматизации и сигнализации;
- выхода из строя предохранительных блокировочных устройств и потери герметичности затвора запорной арматуры;
- появления загазованности, обнаружения утечек газа на газовом оборудовании и внутренних газопроводах;
- пожара.

Порядок включения установок после остановки должен быть определен производственной инструкцией.

11.3.5. Запорная арматура на продувочном газопроводе и газопроводах безопасности после отключения установки должна постоянно находиться в открытом положении.

11.3.6. При взрыве и пожаре, загазованности помещений должны немедленно перекрываться отключающие устройства на вводе газопровода..

11.3.7. Перед ремонтом газового оборудования, осмотром и ремонтом, а также при выводе из работы установок сезонного действия, газовое оборудование должно отключаться от газопроводов с установкой заглушки после запорной арматуры.

11.3.8. Проверка сигнализаторов загазованности на соответствие установленным параметрам должна выполняться с помощью контрольной газовой смеси.

Проверка работы сигнализатора загазованности путем преднамеренного загазовывания помещения из действующего газопровода запрещается.

11.3.9. Эксплуатация газового оборудования с отключенными контрольно-измерительными приборами, блокировками и сигнализацией, предусмотренными проектом, запрещается.

11.3.10. Приборы, снятые в ремонт или на поверку, должны немедленно заменяться на идентичные.

11.3.11. До замены сигнализаторов загазованности непрерывного действия контролировать концентрацию газа в воздухе производственных помещений необходимо переносными приборами через каждые 30 минут рабочей смены.

11.3.12. Контроль загазованности в помещениях ГРП должен производиться стационарными сигнализаторами загазованности или переносным прибором из верхней зоны помещения не реже 1 раза в смену.

При обнаружении концентрации газа необходимо организовать дополнительную вентиляцию помещения, выявить причину и немедленно устранить утечку газа.

Проверка стационарных сигнализаторов загазованности на срабатывание должна производиться не реже 1 раза в 6 месяцев контрольной смесью.

11.3.13. До начала выполнения работ по техническому обслуживанию следует произвести проверку рабочей зоны помещения на загазованность с отметкой в наряде-допуске.

11.3.14. При техническом обслуживании ГРП проверку плотностей фланцевых и сварных соединений необходимо производить газоанализатором или мыльной эмульсией.

11.3.15. До начала и в процессе выполнения работ должен осуществляться контроль рабочей зоны на загазованность.

При концентрации газа в помещении, превышающей 1/5 от нижнего предела взрываемости газа, работы должны быть немедленно приостановлены.

#### **11.4. Техника безопасности при обслуживании турбодетандера**

11.4.1. Обслуживание турбогенераторного агрегата должно производиться квалифицированным персоналом, знающим его устройство.

11.4.2. Ремонтные работы, в том числе затяжка болтов фланцевых соединений, во время работы машины не разрешается.

11.4.3. При всех ремонтных работах должен быть закрыт вентиль на трубопроводе подачи газа в турбодетандер и снято напряжение с клемм тормозного электрогенератора.

11.4.4. Не допускается работа турбодетандорного агрегата со снятым защитным кожухом упругой муфты.

11.4.5. При использовании электроламп для осмотра машины напряжение не должно превышать 12 В.

11.4.6. Не допускается применение открытого огня, а также курение при операциях расконсервации, осмотра и чистки маслобака и корпуса редуктора.

11.4.7. Рама турбодетандера, электрогенератор и агрегат смазки должны быть заземлены.

## 11.5. Физико-химические свойства газа.

11.5.1. Метан ( $\text{CH}_4$ ) - природный газ, состоящий в основном, из метана (~92%) характеризуется следующими физико-химическими характеристиками:

- Горюч ( в смеси с воздухом образует взрывоопасную смесь);
- Легче воздуха ( плотность 0,7-0,8 кг/м<sup>3</sup>);
- Предел взываемости метана на воздухе составляет 5-15% (по объему);
- Нижний предел воспламеняемости –5% - минимальная концентрация метана в смеси с воздухом, которая уже может воспламеняться при внесении источника воспламенения;
- Верхний предел воспламеняемости – 15% - минимальная концентрация метана которая еще может воспламеняться при внесении в нее источника воспламенения;
- Бесцветен;
- Без запаха;
- Температура воспламенения – 650<sup>0</sup>С;
- Удельная теплота сгорания – 8000-8500 ккал/м<sup>3</sup>.

11.5.2. Физиологически: метан не ядовит, однако присутствие метана уже при его концентрации в воздухе, равной 10%, уменьшает количество кислорода в воздушной среде, вызывая удушье.

11.5.3. Для обнаружения присутствия метана в помещении и своевременного установления мест его утечек, в газ добавляется одорант – вещество с резким, стойким специфическим запахом, отличающимся от запаха других веществ.

В качестве одоранта используется или этилмеркаптан, либо метилмеркаптан в количестве 16 мг/м<sup>3</sup>.

11.5.4. Средства защиты – шланговые противогазы ПШ-1, ПШ-2, самоспасатели СПИ-20, ПДУ-3 и др.

## **12. Экономическая эффективность инвестиционного проекта по внедрению ДГА.**

### **12.1 Предмет и метод анализа экономической эффективности.**

Действующее законодательство Российской Федерации определяет инвестиции как денежные средства, технологии, машины, оборудование, любое другое имущество и имущественные права и интеллектуальные ценности, вкладываемые в объекты предпринимательской и других видов деятельности в целях получения прибыли (дохода) и достижения положительного социального эффекта. Инвестирование в создание и воспроизводство основных фондов осуществляется в форме капитальных вложений. Иначе говоря, понятие инвестиций традиционно ассоциируется с покупкой материальных объектов, предназначенных для создания в течение достаточно длительного промежутка времени каких-либо благ и относимых поэтому к активам предприятия.

Понятие экономической эффективности может рассматриваться с точки зрения сравнительного анализа эффекта, связанного со сферой и направленностью использования капитала (в частности, отраслевой и региональной). В данном случае будет рассмотрена экономическая эффективность использования капитала в избранной сфере применения – электроэнергетике России [22].

В этом контексте внедрение ДГА на узлах редуцирования природного газа предприятий газовой промышленности и электроэнергетики России следует рассматривать в качестве инвестиционного проекта, предполагающего осуществление вложения денежных средств или иных ликвидных активов в настоящее время с расчетом получения определенной выгоды в будущем. Под выгодой следует

понимать общий эффект, получаемый предприятием по результатам реализации инвестиционного проекта по внедрению ДГА. Общий эффект формируется как сумма прибыли предприятия от реализации электроэнергии, выработанной на ДГА, и иных эффектов, подлежащих фактическому учету и денежной оценке.

В качестве основного итогового показателя экономической эффективности я рассмотрел период окупаемости проекта. Под периодом окупаемости в данном случае следует понимать период времени, необходимый для возмещения исходных капитальных вложений за счет прибыли проекта, которая представляет собой сумму чистой прибыли и амортизации. Основным методом анализа экономической эффективности проекта по внедрению ДГА в данном случае является метод оценки потоков наличности. Прогнозирование потоков наличности основывается на сравнении ожидаемых доходов (поступлений) и расходов в ходе реализации проекта на определенные даты его осуществления. Поступления формируются на базе выручки от реализации электроэнергии, выработанной на ДГА, и денежной оценки эффектов экономии топлива и т.п. Расходы по проекту формируются на базе капитальных вложений, текущих эксплуатационных издержек, а также налоговых и иных обязательных отчислений.

## **12.2. Предпосылки успешной реализации проекта.**

Проекты по внедрению ДГА на узлах редуцирования природного газа предприятий газовой промышленности и энергетики России имеют законодательные, экономические и социальные (экологические) предпосылки успешной реализации.

Под законодательными предпосылками успешной реализации проектов подразумевается создание оптимальных условий для

строительства и эксплуатации ДГА на уровне законов и нормативных актов государства, а также на уровне нормативной документации ОАО «Газпром» и РАО «ЕЭС России». Реализация подобного рода проектов основывается на основных положениях закона РФ «Об энергосбережении» и Федеральных программ «Энергосбережение России» и «Развитие ТЭК России». Тематика ДГА включена в Концепцию научно-технической политики ОАО «Газпром» до 2015 года и Отраслевую программу энергосбережения РАО «ЕЭС России».

Экономические предпосылки успешной реализации проекта основываются на сравнительно низких удельных капитальных затратах на единицу установленной мощности и минимальных показателях эксплуатационных издержек [18,23].

Для понимания природы экономии эксплуатационных затрат рассмотрим электростанцию без и с ДГА при условии, что в ней должна быть выработана мощность  $N_э$ .

При отсутствии ДГА необходимый расход тепла составит  $Q_1 = N_э / \eta_э$ , где  $\eta_э$  – некоторый осредненный КПД выработки электроэнергии на электростанции .

При установке ДГА часть мощности  $N_{тд}$  будет выработана турбодетандером и, если не осуществлять предварительный нагрев газа перед его подачей в турбодетандер, то для выработки той же мощности  $N_э$  потребуется количество тепла  $Q_2 = (N_э - N_{тд}) / \eta_э$ . Разность

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = N_{тд} / \eta_э$$

представляет собой экономию тепла, возникающую вследствие использования турбодетандера.

Так как

$$N_{\text{ТД}} = B_{\text{Т}}(i_0 - i_{\text{кт}})\eta_{0i},$$

то

$$\Delta Q = B_{\text{Т}}(i_0 - i_{\text{кт}})\eta_{0i} / \eta_{\text{э}}.$$

Таким образом, при применении турбодетандера всегда имеется экономия топлива, значение которой зависит от трех факторов:

а) от потребления газа, т.е. от выработки электроэнергии на газовом потреблении;

б) от степени расширения газа  $\delta = p_0 / p_k$  в турбодетандере; чем больше  $\delta$ , тем больше экономия топлива;

в) от соотношения среднего КПД по выработке электроэнергии в энергосистеме и относительного внутреннего КПД турбодетандера.

Чем выше отношение  $\eta_{0i} / \eta_{\text{э}}$ , тем больше экономия топлива в энергосистеме ( или электростанции ). Внутренний относительный КПД турбодетандера в среднем  $\eta_{0i} = 0,75 \div 0,8$ , а КПД производства электроэнергии на конденсационной электростанции  $\eta_{\text{э}} = 0,36 \div 0,4$ . Следовательно, при использовании турбодетандера вырабатывается такая мощность, для получения которой на обычной электростанции потребовалось бы сжечь топлива примерно вдвое больше, чем без использования турбодетандера.

При использовании ДГА на ГРС масштабы экономии топлива в энергосистеме пропорциональны потреблению газа  $B_{\text{Т}}$  и совершенно не зависят от того, какие потребители подключены к газовой магистрали низкого давления.

При использовании ДГА на ГРП, например электростанции, мощности ДГА и основного генерирующего оборудования жестко связаны

потреблением газа. Поскольку связанная химическая энергия (теплота сгорания газа) существенно больше, чем энергия, заключенная в сжатом газе, то это приводит к тому, что в зависимости от конкретных условий мощность турбодетандера может находиться только на уровне примерно 1% от мощности основных источников. Это тем не менее даст примерно 2% экономии топлива, что является весьма значительным.

Учет подогрева газа не изменяет принципиально приведенные соображения. С подводом тепла в подогревателе газа и повышением его начальной температуры мощность турбодетандера возрастает, и это увеличивает экономию топлива в энергосистеме (электростанции). С другой стороны, топливо, поступающее в подогреватель газа, могло бы быть использовано для выработки электроэнергии в основных источниках. В большинстве случаев, как показано в [24], вследствие того, что  $\eta_{oi} / \eta_{э} \approx 2$ , повышение начальной температуры газа приводит к росту экономии топлива. Исключение составляют турбодетандеры с малой степенью расширения, для которых имеется предельная температура нагрева газа, выше которой экономия топлива начинает сокращаться, хотя она по-прежнему имеет место.

Другой важной предпосылкой внедрения ДГА являются существенно меньшие удельные капитальные затраты (табл.12.1).

Экологические предпосылки успешной реализации проекта включает в себя экономию предприятия электроэнергетики на платежах за превышение нормы выбросов в атмосферу как за счет экономии топлива из-за КПД выработки электроэнергии, так и при эксплуатации ДГА в режиме замещения основных мощностей.

Таблица 12.1.

Капитальные затраты на единицу установленной мощности оборудования

Тип электростанции	Затраты, доллары/кВт
ДГА	230
Геотермальные электростанции	2000
Ветровые электростанции	1000
ГЭС малой мощности	2500
Солнечные электростанции	3000
ГТУ	600
АЭС	2000
Средний показатель по РАО «ЕЭС России»	800-1000

### 12.3 Организационно-правовые формы реализации проекта

Под организационно-правовой формой реализации проекта в данном случае понимается определение конкретного проектостроителя и механизма реализации конечной продукции проекта (электроэнергии). Определение этих двух ключевых моментов проекта, в свою очередь, зависит от того, кто является инициатором данного конкретного проекта, а также от наличия внешнего источника финансирования.

Рассмотрим вариант реализации проекта по инициативе предприятия газовой промышленности. В этом случае проект может быть реализован как в рамках предприятия-инициатора, так и путем создания специализированного дочернего предприятия. В обоих случаях реализации электроэнергии, выработанной на ДГА, будет производиться в сети

региональной энергоснабжающей организации по ценам, установленным РЭК в соответствии с законом РФ «Об энергосбережении» и обеспечивающим окупаемость проекта. Эксплуатационные издержки по проекту в данном случае будут сформированы главным образом за счет расходов на оплату топлива на подогрев природного газа перед ДГА. При этом в связи с тем, что поставщиком топлива (природного газа) является инициатор проекта, возникает реальная возможность минимизации затрат за счет приобретения природного газа по минимальным ценам, близким к его себестоимости.

Специфика проекта в том случае, если его инициатором является предприятие электроэнергетики, определяется тем, что реализация производится ее конечным потребителем. Реализация осуществляется в рамках тарифов, установленных РЭК для данной энергоснабжающей организации в соответствии с законом РФ «О государственном регулировании тарифов на тепловую и электрическую энергию в РФ». Тем не менее существующие ограничения в области тарифного регулирования в значительной степени компенсируются эффектом экономии топлива за счет включения ДГА в тепловую схему ТЭС, а также эффектом экономии на платежах за сверхнормативные выбросы в атмосферу.

В случае наличия внешнего источника финансирования реализация проекта по внедрению ДГА на ГРП ТЭС возможна на базе специально созданного предприятия с участием предприятия электроэнергетики и внешнего инвестора. Такой подход позволяет обеспечить достаточно высокий уровень цен на конечную продукцию, но одновременно предопределяет целый ряд вопросов по учету эффектов экономии топлива и экономии на платежах за сверхнормативные выбросы в атмосферу.

Необходимо особо отметить, что в случае реализации проекта на базе специально созданного отдельного предприятия возможность оптимизации налоговых платежей, особенно в части местных налогов, что

существенно влияет на сроки окупаемости проекта. Это объясняется тем, что в большинстве регионов Российской Федерации местное законодательство предоставляет целый ряд льгот и преференций для подобного рода предприятий.

Рассмотрим анализ эффективности инвестиционного проекта по внедрению ДГА на Томской ТЭЦ-3.

### **12.3.1. Предварительный проект обоснования инвестиций**

Внедрение энергосберегающего комплекса на базе детендер-генераторного агрегата ДГА-5000 на ГРП Томской ТЭЦ-3

#### 1. Исходные данные

##### 1.1. Мощность проекта

Показатель	Единица измерения	Значение
Установленная мощность	КВт	5000
Фактическая мощность	КВт	5000
Установленное время эксплуатации	часов в год	8000
Фактическое время эксплуатации	часов в год	8000
Фактический объем производства	кВт·ч в год	40000000

##### 1.2. Факторы производства

Фактор	Единица измерения	Норма расхода
Тепло на подогрев газа	ккал/ (кВт·ч)	860
Электрическая энергия	кВт·ч / (кВт·ч)	0,002

Масло	кг / ч	0,2
Персонал	штат. Единица	9

### 1.3. Цены и тарифы

Показатель	Единица измерения	Стоимость
Электроэнергия-цена реализации	руб/( кВт·ч)	0,70
Тепло-собственные нужды	руб/Гкал	186,45
Электроэнергия-собственные нужды	руб/( кВт·ч)	0,38
Масло-собственные нужды	руб/кг	10
Заработная плата (оклад)	руб/мес	4000
Стоимость природного газа для ТЭС	руб/тыс.нм <sup>3</sup>	557,36

### 1.4. Налоги

Вид налога	Единица измерения	Значение
Ставка налога на имущество	% от стоимости основных фондов	2
Ставка налога на прибыль	% от прибыли	24

### 1.5. Дополнительный эффект при включении ДГА в схему ТЭЦ

Эффект	Единица измерения	Экономия
Экономия природного газа при повышении КПД турбины ТЭЦ за счет отбора тепла	тыс. нм <sup>3</sup> /год	1283

## 2. Основные параметры проекта

Показатель	Единица измерения	Стоимость
Объем продаж	руб./год	28000000
Экономия топлива	руб./год	715090
Капитальные вложения	руб.	75000000
Эксплуатационные издержки	руб./год	7410680
Налоговые отчисления без использования преференций	руб./год	5113060
Налоговые отчисления при использовании преференций	руб./год	590400

## 3. Оценка эффективности проекта

Срок окупаемости проекта без использования налоговых преференций, лет	4,5
Срок окупаемости проекта при использовании налоговых преференций, лет	3,5

### **12.4. Оценка экономической эффективности проекта по внедрению ДГА**

По результатам анализа экономической эффективности проекта по внедрению ДГА представляется возможным сделать вывод о том, что проект характеризуется сравнительно малым сроком окупаемости в четыре с половиной года (мировой опыт свидетельствует о том, что сроки

окупаемости проектов в электроэнергетике составляют в среднем семь лет).

Рассмотренный пример анализа экономической эффективности проекта по внедрению ДГА представляет собой простейшую статистическую модель, не учитывающую динамики инфляционных процессов и возможность использования преференций по налоговым платежам (налог на прибыль и налог на имущество), предоставляемых действующим законодательством РФ предприятиям сферы материального производства. Необходимо отметить, что при применении коэффициента дисконтирования в размере 10% и использовании существующих преференций по налогам на прибыль и имущество срок окупаемости проекта сокращается до 3,5 лет.

Таким образом, представляется возможным сделать вывод о высокой экономической эффективности инвестиционного проекта по внедрению ДГА на предприятии электроэнергетической промышленности. В настоящее время проекты по внедрению ДГА демонстрируют минимальные сроки окупаемости капитальных вложений при сравнении с любыми иными типами энергетического оборудования как в традиционной «большой» энергетике, так и для установок малой и нетрадиционной энергетики. Высокие показатели экономической эффективности инвестиционных проектов по внедрению ДГА обеспечиваются минимальными капитальными затратами и минимальными издержками при эксплуатации энергоустановок при использовании оптимальных моделей тарифообразования и налогообложения в соответствии с действующим законодательством РФ.

## Заключение

1. Расчет потерь давления газа перед ГРП позволил произвести выбор детандер-генераторного агрегата .
2. Определение потерь энергии при дросселировании позволило определить количество безвозвратно теряемой энергии.
3. Определена схема подогрева газа, наиболее оптимальная в заданных условиях.
4. На основании расчета подогревателя газа определена энтальпия сетевой воды за подогревателем и площадь поверхности теплообменника.
5. Определена энтальпия и температура газа за турбодетандером.
6. Определена тепловая экономичность при включении турбодетандера в тепловую схему ТЭЦ-3.
7. Рассчитана экономическая эффективность инвестиционного проекта по внедрению энергосберегающего комплекса на базе ДГА-5000.

## Список используемой литературы

1. Степанец А.А. Энергосберегающие турбодетандерные установки/Под ред. А.Д.Трухния.-М.:ООО «Недра-бизнесцентр»,1999.
2. Загорученко В.А., Журавлева А.М. Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана.-М.:Изд-во Комитета стандартов,1969.
3. Термодинамические свойства метана: ГСССД / В.В.Сычев, А.А.Вассерман, В.А.Загорученко, А.Д.Козлов, Г.А.Спиридонов, В.А.Цымарный.-М.:Изд-во стандартов,1979.
4. Епифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры.-М.:Машиностроение,1974.
5. Степанец А.А., Горюнов И.Т, Гуськов Ю.Л. Энергосберегающие комплексы, основанные на использовании перепада давления на газопроводах // Теплоэнергетика.-1995.-№6.
6. Влияние детандер-генераторных агрегатов на тепловую экономичность ТЭЦ / Э.К.Аракелян, В.В.Кудрявый, Ю.Л.Гуськов, А.А.Степанец и др. // Электрические станции.1997.Спец.выпуск.
7. Степанец А.А. Оценка эффективности влияния детандер-генераторных агрегатов на работу ТЭЦ //Теплоэнергетика.1999.-№12.
8. Получение экологически чистой электроэнергии при утилизации энергии давления транспортируемого природного газа / В.С. Агабабов, В.Ф. Утенков, Ю.Ю. Хаймер // Энергосбережение и водоподготовка.1999.-№4.
9. Агабабов В.С. Турбодетандерные установки - путь к энергосбережению // Теплоэнергетика.2000.-№9.
10. Новожилов Ю.Н. Схемы подогрева газа // Промышленная энергетика.2001.-№10.

11.Определение энергетической эффективности использования детандер-генераторного агрегата в системах газоснабжения / В.С.Агабабов, А.В.Корягин // Теплоэнергетика.2002.-№12.

12.Теплообменные аппараты холодильных установок/ Г.Н.Данилова, С.Н.Богданов, О.П.Иванов и др.;Под общ.ред. Г.Н.Даниловой.-2-е изд.,перераб. и доп.-Л.:Машиностроение.Ленингр.отд-ние,1986.

13.Справочник по теплообменным аппаратам / П.И.Бажан, Г.Е.Каневец, В.М.Селиверстов.-М.:Машиностроение,1989.

14.Энергосберегающие и нетрадиционные технологии производства электроэнергии / А.И.Леонтьев, В.И.Доброхотов, И.А.Новожилов, О.О.Мильман,В.А.Фёдоров // Теплоэнергетика.1999.-№4.

15.Промышленная энергетика, проблемы и основные направления энергосбережения / А.Д.Гольдштейн, П.А.Кругликов, Ю.В.Смолкин // Теплоэнергетика.2003.-№2.

16.Сибикин Ю., Сибикин М. О важнейших направлениях энергосберегающей политики Российской Федерации // Промышленная энергетика. 1999.-№11.

17.Энергосбережение как важнейший компонент природоохранной политики / Г.С.Асланян, С.Д.Молодцов, А.А.Соловьянов // Теплоэнергетика.1998.-№1.

18.Степанец А.А. Об эффективности детандер-генераторных агрегатов в тепловой схеме ТЭЦ // Энергетик.1999.-№4.

19.О подогреве газа в детандер-генераторных агрегатах / В.С.Агабабов , А.В.Корягин , В.Л.Титов , И.А.Михайлов // Энергосбережение и водоподготовка.2001.-№1.

20.Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решёток осевых турбин.-М.:Машиностроение, 1965.

21.Щеголяев А.В. Паровые турбины.Теория теплового процесса и конструкции турбин .В двух кн. 6-е изд., перераб. и дополн. Подготов. К печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат , 1993.

22.Степанец А.А. Большие задачи малой энергетики // Деловая жизнь России.1999.-№1.

23.Степанец А.А. Источники финансирования проектов по энергосбережению на предприятиях электроэнергетики России // Деловая жизнь России.1999.-№3,4.

24.Трухний А.Д. Термодинамические основы использования утилизационных турбодетандерных установок // Вестник МЭИ.-1999.-№5.

25.Стерман Л.С., Шарков А.Т., Тевлин С.А. Тепловые и атомные электростанции. Учебник для вузов. Под ред. Л.С.Стермана, М., Атомиздат, 1975.

26.Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов.-4-е изд., перераб.-М.: Энергия, 1980.

27.Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара.-М.: Издательство стандартов, 1969.

28.Правила безопасности в газовом хозяйстве.-М.: ПИО ОБТ, 1998.

29.Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. Под ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. Т.1.-М.: Энергия, 1975.

29.Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей.-М.: ЭНАС, 1997.

30.Applikation of a Hard Sphere Equation of State to Refrigerants and Refrigerants Mixtures. NBS Technical Note 1226.