

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

КАРШИНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО – ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Направление 5520100 – «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

**Тема: Эффективность использования газотурбинных
установок в системах энергоснабжения МГПЗ**

Руководитель: _____
(подпись)

Мурадов И.

Выпускник: _____
(подпись)

Камилов Р.

"Допускается к защите"

"Направлен в ГАК"

Зав. кафедрой:

Декан факультета:

_____ доц. А.Г. Камиров
(подпись)

_____ доц. А. И. Юсупов
(подпись)

" _____ " _____ 2013 год

" _____ " _____ 2013 год

КАРШИНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Энергетический факультет

Направление 5520100 – "ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА"

"Утверждаю"

Зав. кафедра

доц. И.Н. Кадыров

" _____ " _____ 2012 год

ЗАДАНИЕ

по выпускной квалификационной работе

Студента _____

1. Тема работы _____

утверждена приказом № 560/Т "29" 11. 2012 г.

2. Срок сдачи работы _____

3. Исходные данные к работе _____

4. Состав расчетно – пояснительной записки _____

5. Перечень графического материала _____

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ	8
Глава – 1. Термодинамические циклы ГТУ	9
1.1. Принцип действия газотурбинной установки	9
1.2. ГТУ открытого контура.....	14
1.3. ГТУ замкнутого контура.....	19
1.4. Цикл замкнутой ГТУ — базовый цикл для установки открытого контура.....	25
1.5. Идеальный цикл замкнутой газотурбинной установки — цикл Брайтона.....	29
1.6. Показатели цикла Брайтона.....	34
Глава – 2. Расчет тепловой схемы энергетической ГТУ	42
2.1. Несовершенство цикла реальной установки — следствие необратимости процессов.....	42
2.2. Показатели цикла реальной газотурбинной установки.....	44
2.3. Тепловая схема газотурбинной установки с котлами- утилизаторами.....	47
2.4. Котлы-утилизаторы.....	48
2.5. Расчет тепловой схемы энергетической ГТУ	50
II. ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ	61
III. ЭКОЛОГИЯ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ	66
IV. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ	70
ВЫВОДЫ	78
ЛИТЕРАТУРЫ	81

ВВЕДЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. История развития отечественного газотурбостроения связана с именем П. Д. Кузьминского, построившего и испытывавшего в Санкт-Петербурге первый газотурбинный двигатель для катера. Установка П.Д. Кузьминского представляла собой многоступенчатую радиальную турбину, рабочим телом которой являлась смесь продуктов сгорания керосина с водяным паром [2].

Первая газотурбинная установка мощностью 4 МВт, разработанная фирмой Brown Boveri для выработки электроэнергии, была введена в эксплуатацию в 1939 году в г. Невшатель (Швейцария).

Низкая металлоемкость делала газотурбинный двигатель привлекательным для использования вместо паровых турбин и явилась мощным стимулом для его применения в первую очередь в авиации и судостроении [3].

Для развития стационарной энергетики вплоть до середины 60-х годов газотурбинный двигатель имел, в основном, только теоретическое значение вследствие его низкой экономичности и слабой конкурентоспособности по сравнению с традиционными паротурбинными установками. Так, КПД первой газотурбинной установки в г. Невшателе составлял всего 18 % при начальной температуре газа 550 °С [5,6].

С повышением технологической потребности заводов определение экономической эффективности газотурбинной установки для технологических процессов переработки газа актуальна.

Цель исследования. Расчет и исследование газотурбинных установок, которые предназначены для выработки тепла и электрической энергии, для технологической нужды МГПЗ.

Задачи работы.

- исследуемый анализ и состояние работ по разработки ГТУ энергетического назначения;

- изучение тепловых схем ГТУ для выработки тепла и электрической энергии;
- анализ термодинамических циклов ГТУ;
- расчет тепловой схемы энергетической ГТУ;
- определение экономической эффективности газотурбинной установки для технологических процессов переработки газа.

Объект исследования. Технологическая схема Мубарекской ТЭЦ с газотурбинными установками.

Практическая значимость исследования.

Результаты выполненных исследований позволяют неуклонно повышать экономичность комбинированных установок: от 28—30 до 35—36 %. В настоящее время до 20 % ежегодного приращения мощности электростанций на органическом топливе обеспечивается за счет газотурбинных установок. Вместе с комбинированными установками эта доля составляет половину. Указанная тенденция наблюдается на фоне устойчивого снижения доли паротурбинных станций.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

ГЛАВА – 1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ГТУ

1.1. Принцип действия газотурбинной установки

Простейшая газотурбинная установка включает компрессор, камеру сгорания и газовую турбину (рис. 1). В компрессоре происходит повышение давления воздуха за счет механической энергии вращающегося ротора. Сжатый воздух поступает в камеру сгорания, в которую одновременно подается топливо. Образовавшиеся в результате сгорания топлива газы (продукты сгорания), имеющие высокие температуру и давление, поступают в газовую турбину, где, расширяясь до атмосферного давления, производят работу. Часть работы затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре, а оставшаяся часть передается потребителю (например, генератору электрического тока, нагнетателю, винту). В газовой турбине турбореактивного двигателя (рис. 2) часть внутренней энергии продуктов сгорания превращается в механическую энергию, необходимую для сжатия воздуха в компрессоре, а часть используется для создания тяги в реактивном сопле.

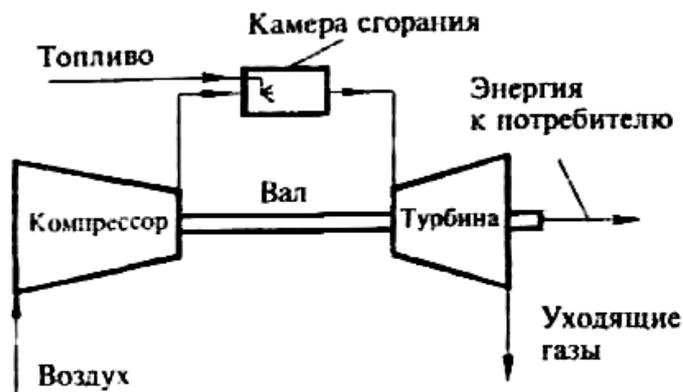


Рис. 1. Принципиальная схема энергетической газотурбинной установки

Возможны различные структурные схемы газотурбинных установок. Энергетические установки обычно имеют структурную схему, показанную на рис. 1: турбина, компрессор и потребитель энергии расположены на одном валу. Частота вращения вала определяется потребителем (генератором электрического тока).

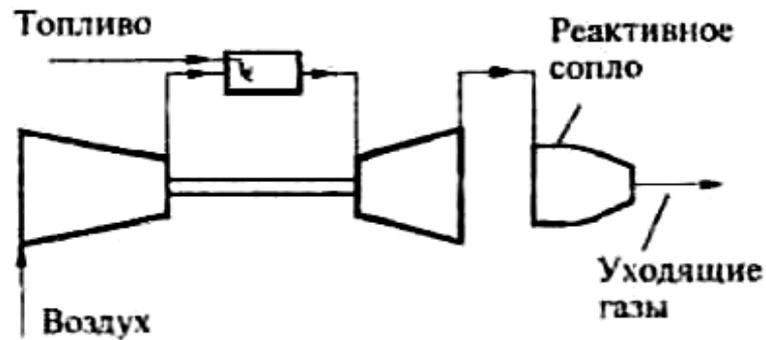


Рис. 2. Принципиальная схема турбореактивного двигателя

Установки, предназначенные для привода нагнетателей природного газа, а также энергетические установки, прототипом которых являются авиационные или судовые двигатели, могут выполняться двухвальными с однокаскадным или двухкаскадным компрессором (рис. 3, а и б). Достаточно часто используются схемы трехвальных установок с двухкаскадным компрессором (рис. 3, в).

В схеме, приведенной на рис. 3, а, турбина выполнена в виде двух отсеков: турбины высокого давления, приводящей в действие компрессор, и турбины низкого давления, которая служит приводом для потребителя. Газотурбинную установку, выполненную по такой схеме, часто называют установкой с разрезным валом, а турбину низкого давления — свободной силовой турбиной.

Достаточно часто используется структурная схема, показанная на рис. 3, б. Здесь турбина высокого давления приводит в действие компрессор высокого давления, а турбина низкого давления является одновременно приводом для компрессора низкого давления и потребителя.

В схеме, приведенной на рис. 3, в, турбина высокого давления приводит в действие компрессор высокого давления, а турбина низкого давления — компрессор низкого давления. Каждая турбогруппа расположена на своем валу. Энергия, необходимая для привода потребителя, вырабатывается в свободной силовой турбине, расположенной на одном валу с потребителем. Все три вала имеют различную частоту вращения.

Выбор структурной схемы определяется назначением установки, возможностью создания турбомашин высокой эффективности при заданных параметрах и расходах рабочих тел, типом потребителя энергии, традициями завода-изготовителя. Установки, выполненные по различным структурным схемам, могут иметь принципиально различные характеристики режимов работы, отличных от расчетного.

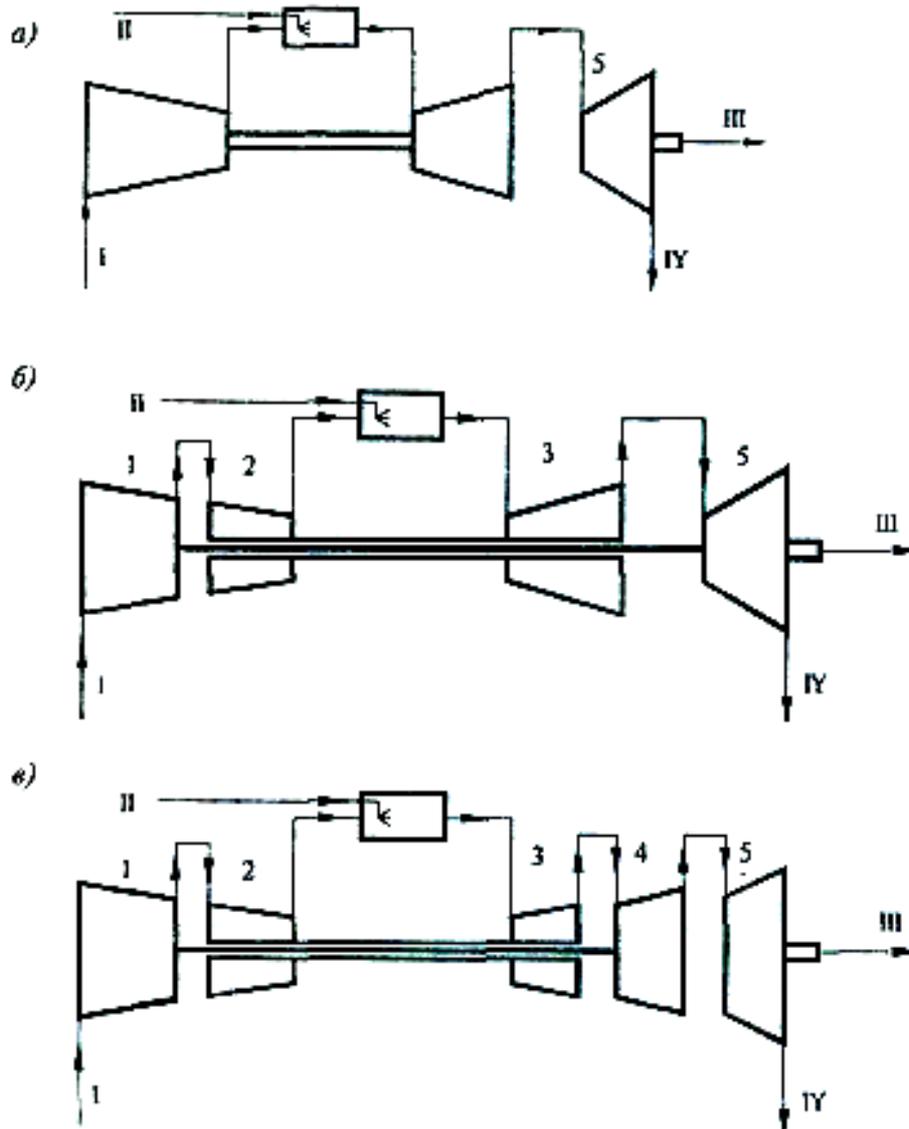


Рис. 3. Структурные схемы ГТУ: а — двухвальная со свободной силовой турбиной; б — двухвальная с двухкаскадным компрессором; в — трехвальная со свободной силовой турбиной; 1 — компрессор низкого давления; 2 — компрессор высокого давления; 3 — турбина высокого давления; 4 — турбина низкого давления; 5 — свободная силовая турбина; I — воздух; II — топливо; III — энергия к потребителю; IV — уходящие газы

При термодинамическом анализе рассматриваются только показатели расчетного режима работы. При этом скорости потоков считаются бесконечно малыми. С этой точки зрения все газотурбинные установки, выполненные по различным структурным схемам, в сопоставимых условиях будут иметь одни и те же показатели эффективности.

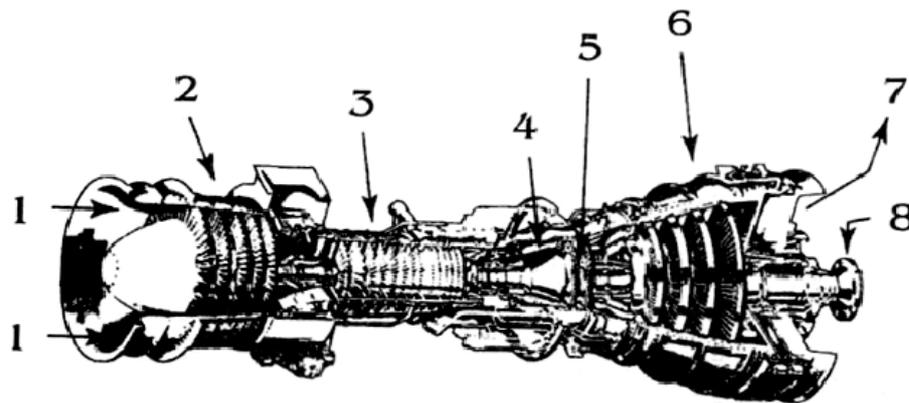


Рис. 4. Общий вид двигателя LM5000 General Electric [6]:

1 – воздух; 2 – компрессор низкого давления; 3 – компрессор высокого давления; 4 – камеры сгорания; 5 – турбина высокого давления; 6 – турбина низкого давления; 7 – уходящие газы; 8 – муфта силового вала

Общий вид современного газотурбинного двигателя показан на рис. 4. Это двигатель фирмы General Electric типа LM5000 мощностью 55 МВт. Двигатель включает 5-ступенчатый компрессор низкого давления, 14-ступенчатый компрессор высокого давления, камеры сгорания, расположенные по окружности между компрессором высокого давления и 2-ступенчатой турбиной высокого давления, 4-ступенчатую турбину низкого давления. Механическая энергия, производимая турбиной высокого давления, используется для привода компрессора высокого давления, а энергия, создаваемая турбиной низкого давления, — как для привода компрессора низкого давления, так и для привода потребителя, который присоединяется к муфте силового вала. Структурная схема двигателя соответствует схеме, показанной на рис. 3,6. Длина двигателя 6,2 м, вес — 12 500 кг.

Представленный на рис. 4 двигатель относится к классу

конвертированных, прототипом которых являются авиационные двигатели. Отличительной особенностью конвертированных двигателей является малый вес. Их единичная мощность может составлять от 50 кВт до 25 МВт,

Более тяжелые двигатели, спроектированные специально для работы в наземных условиях, имеют обычно одновальную компоновку, соответствующую структурной схеме, показанной на рис. 5. Такие установки называются энергетическими газотурбинными установками и используются для привода генераторов электрического тока.

Конвертированные двигатели обычно применяются для привода нагнетателей природного газа, в качестве судовых двигателей, для покрытия пиковых электрических нагрузок, как дополнительные источники энергии во время сезонных спадов напоров на ГЭС и в период летнего повышения температуры атмосферного воздуха, когда снижается мощность паротурбинных блоков. В последнее время увеличивается доля конвертированных двигателей, используемых для несения базовых нагрузок.

К основным достоинствам газотурбинных двигателей относятся:

1) низкая металлоемкость — т.е. способность вырабатывать большое количество энергии при относительно небольших размерах и массе двигателя;

2) высокая надежность и обусловленные этим более низкие затраты на ремонт и обслуживание; в отличие от паротурбинных, газотурбинные установки поставляются на станции в блочно-комплектном исполнении; они полностью автоматизированы; для надежного обслуживания ГТУ в среднем требуется 1 человек на 10 МВт установленной мощности (для сравнения: на атомных станциях штатный коэффициент в 10 раз больше — 1 чел/МВт);

3) короткие сроки ввода в эксплуатацию: при малых габаритах и блочно-комплектном исполнении от момента поставки до ввода в

эксплуатацию ГТУ средней мощности (до 50 МВт) требуется от 1 до 1,5 месяца;

4) короткое время запуска: несмотря на то, что для старта газотурбинных двигателей используется посторонний источник энергии (внешний мотор или турбина), они могут выходить на полную нагрузку из холодного состояния за время, исчисляемое минутами, в то время как на запуск паротурбинных установок требуются многие часы;

5) высокая приемистость (скорость набора и сброса нагрузки);

6) рабочее тело газотурбинных установок (атмосферный воздух) не требует дополнительной подготовки и обработки;

7) полностью отсутствует потребность в охлаждающей воде, что делает газотурбинные установки незаменимыми в безводных, а также в труднодоступных районах;

8) ГТУ служат основой для создания высокоэффективных комбинированных установок с коэффициентом полезного действия, достигающим 50 — 60%, в то время как КПД современных паротурбинных установок не превосходит 40 — 42%.

1.2. ГТУ открытого контура

Рассмотренные выше газотурбинные установки с точки зрения термодинамики относятся к классу установок открытого контура. Рабочее тело установки не движется по замкнутому контуру (рис. 5,а). Контрольную поверхность пересекают три материальных потока: воздух, топливо и продукты сгорания, а также поток энергии (работа, передаваемая потребителю).

Под контрольной поверхностью будем понимать некоторую воображаемую поверхность, в которую могут быть заключены все элементы установки. Контрольная поверхность отделяет установку от окружающей среды. Окружающая среда характеризуется тем, что ее параметры не зависят от параметров установки и потоков, пересекающих

контрольную поверхность. В термодинамике окружающая среда рассматривается как субстанция такой большой протяженности, что любое воздействие установки вызывает в ней настолько малые изменения, что ими можно пренебречь. Параметрами окружающей среды являются давление (p_0), температура (T_0) и химический состав.

Газотурбинная установка — это устройство со стационарными потоками, преобразующее энергию топлива в работу.

При термодинамическом анализе не будем делать различия между терминами "работа, производимая в единицу времени", и "работа". В дальнейшем используется просто термин - "работа" (L), если речь идет о работе, совершенной массовым расходом рабочего тела, или термин "удельная работа" (l), если речь идет о единичном расходе рабочего тела.

Основной показатель эффективности — коэффициент полезного действия установки

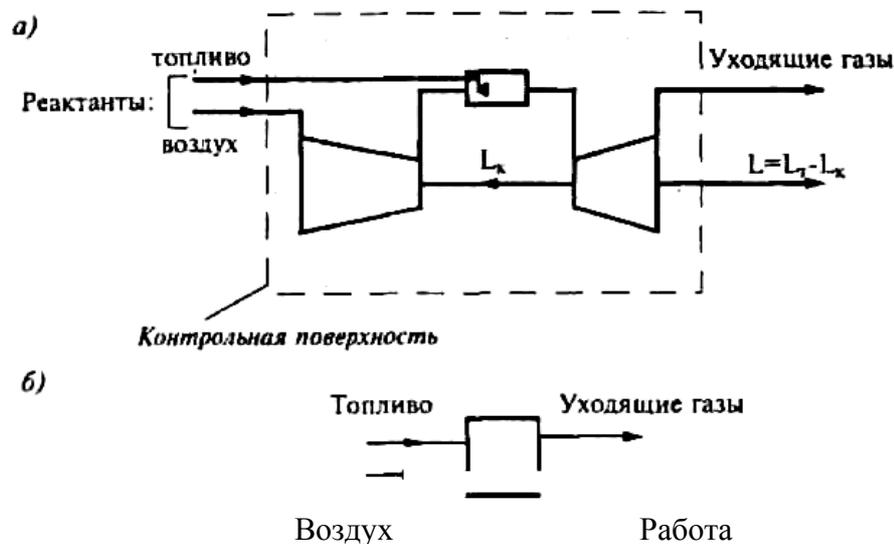


Рис. 5. Простейшая газотурбинная установка открытого контура (а) и диаграмма потоков (б): L_k — работа, потребляемая компрессором; L_m — работа, производимая турбиной

Предположим, что воздух и топливо поступают в установку с давлением и температурой окружающей среды; все процессы, протекающие внутри контрольной поверхности, являются обратимыми, и продукты сгорания, отводимые из установки в окружающую среду, имеют давление и температуру окружающей среды. В этом идеальном случае

можно было бы получить максимально возможную работу, которая равна убыли свободной энтальпии при давлении и температуре окружающей среды:

$$L_{\max} = (\Phi_1 - \Phi_2)_{T=T_0} = -\Delta\Phi_0, \quad (1)$$

где $\Phi_1 = (H - TS)_{\text{топ}} + (H - TS)_{\text{в}}$ – свободная энтальпия реактантов (топлива и воздуха); $\Phi_2 = (H - TS)_{\text{пр}}$ — свободная энтальпия продуктов сгорания.

Процессы, протекающие в элементах реальной установки, отличаются от идеальных вследствие необратимости (внутренняя необратимость). Невозможно также организовать обратимый теплообмен между рабочим телом установки и окружающей средой (внешняя необратимость). Поскольку любая необратимость ведет к потере работоспособности, то работа реальной установки (L) ниже, чем максимально возможная. Показателем, определяющим степень совершенства установки, может служить отношение работы реальной установки к максимально возможной работе:

$$\eta = \frac{L}{L_{\max}} = \frac{L}{(-\Delta\Phi_0)}. \quad (2)$$

В практических расчетах показателем, определяемым соотношением (1.2), пользуются достаточно редко. Наиболее часто используется понятие коэффициента полезного действия, представляющего собой отношение работы установки (L) к располагаемой теплоте топлива ($Q_{\text{расп}}$):

$$\eta = \frac{L}{Q_{\text{расп}}}. \quad (1.3)$$

Это обусловлено двумя факторами: во-первых, тем, что величина убыли свободной энтальпии не может быть так же легко определена из эксперимента, как располагаемая теплота топлива; и, во-вторых, тем, что эти величины для основных видов топлива достаточно близки между собой.

Под располагаемой теплотой топлива понимают произведение

расхода топлива ($G_{\text{топ}}$) на удельную низшую теплотворную способность топлива (Q_n^p) при постоянном давлении:

$$Q_{\text{расп}} = G_{\text{топ}} \cdot Q_n^p \quad (4)$$

Удельная теплотворная способность топлива при постоянном давлении численно равна количеству теплоты, которое нужно отвести к охлаждающей воде при сжигании единичного расхода топлива в калориметре при постоянном давлении и охлаждении продуктов сгорания до температуры реактантов. При сжигании топлива в количестве $G_{\text{топ}}$ имеем:

$$G_{\text{топ}} \cdot Q_n^p = H_{\text{пр}} - H_{\text{реак}} = -\Delta H \quad (5)$$

где $H_{\text{пр}}$ и $H_{\text{реак}}$ — энтальпии продуктов сгорания и реактантов. Знак минус показывает, что теплота отводится из системы (экзотермическая реакция).

Определим разность между убылью свободной энтальпии ($-\Delta\Phi_0$) и располагаемой теплотой топлива ($Q_{\text{расп}} = -\Delta H_0$) при постоянном давлении и температуре окружающей среды:

$$\begin{aligned} & (-\Delta\Phi_0) - (-\Delta H_0) = \\ & = (H - TS)_{\text{реак}T=T_0} - (H - TS)_{\text{пр}T=T_0} - (H_{\text{пр}} - H_{\text{реак}})_{T=T_0} = \\ & = T_0 (S_{\text{реак}} - S_{\text{пр}}) = -T_0 \Delta S \end{aligned} \quad (6)$$

Эта разность равна количеству теплоты, которое должно быть отведено в идеальной установке открытого контура к окружающей среде.

Величина $T_0 \Delta S$ может быть положительной или отрицательной в зависимости от вида топлива. Она невелика по сравнению с располагаемой теплотой топлива. Значения свободной энтальпии ($-\Delta\phi = -\Delta\Phi/G_{\text{топ}}$), теплотворной способности ($Q_n^p = -\Delta H/G_{\text{топ}}$) и соотношения между ними для некоторых топлив при температуре 25 °С приведены в табл. 1 [7, 8].

Основу органических топлив, используемых в энергетике, составляет графит (для угля) и метан (для природного газа).

Таблица 1

Топливо	Реакция	$-\Delta\Phi$, кДж/кг	Q_n^p , кДж/кг	$-\Delta\Phi / Q_n^p$, %
С (графит)	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	32 838	32 766	100,2
СО	$CO + O_2 \rightarrow CO_2$	9 181	10 104	90,9
Н ₂	$H_2 + O_2 \rightarrow H_2O$ (жидк)	117 556	141 793	82,9
	$H_2 + O_2 \rightarrow H_2O$ (пар)	113 393	119 952	94,5
СН ₄	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$	49 911	50011	99,8

Для этих основных составляющих органического топлива убыль свободной энтальпии с точностью до 0,2 % равна теплотворной способности при постоянном давлении. Это говорит о том, что максимально возможная работа единичного расхода топлива практически равна его теплотворной способности. Или, другими словами, в предельном, идеальном случае химическая энергия топлива практически полностью может быть преобразована в работу.

Часто потребители, эксплуатирующие газотурбинные двигатели, для оценки эффективности вместо КПД используют удельный расход топлива (b), который представляет собой расход топлива, необходимый для выработки единичного количества энергии:

$$b = \frac{3600}{Q_n^p \cdot \eta}, \quad [\text{кДж} / \text{кВт} \cdot \text{ч}], \quad (7)$$

где Q_n^p — удельная теплотворная способность топлива, кДж/кг.

Величина удельного расхода топлива (b) зависит от вида топлива. Это затрудняет сравнение показателей установок, использующих различные виды топлива. Для устранения этого недостатка вводится понятие «условного» топлива, удельная теплотворная способность которого равна $Q_n^p = 29\,309$ кДж/кг (7000 ккал/кг). Удельный расход условного топлива

$$b_{y.m} = \frac{0,123}{\eta}, \quad [\text{кг} \cdot \text{у.м.} / \text{кВт} \cdot \text{ч}], \quad (8)$$

зависит только от величины КПД установки и может быть использован для сравнения эффективности различных установок.

1.3. ГГУ замкнутого контура

Газотурбинная установка может работать по замкнутому контуру. Один из вариантов схемы замкнутой ГГУ показан на рис. 6,а [8]. В такой установке продукты сгорания топлива не поступают в газовую турбину. Они направляются в теплообменник, где охлаждаются, а затем выбрасываются в окружающую среду. Теплота, отведенная в теплообменнике от продуктов сгорания, подводится к рабочему телу замкнутой газотурбинной установки, сжатому в компрессоре, увеличивая его внутреннюю энергию. Рабочее тело расширяется в турбине, производя полезную работу, и затем поступает в теплообменник, где происходит отвод теплоты в окружающую среду. Рабочее тело газотурбинной установки циркулирует по замкнутому контуру, включающему компрессор, теплообменник для подвода теплоты от нагревательного устройства, турбину и теплообменник для отвода теплоты к холодному источнику. Рабочим телом установки может быть любое газообразное вещество (воздух, углекислый газ, гелий и т.п.).

Упрощенная диаграмма потоков приведена на рис. 6, б. Два контура, содержащиеся внутри контрольных поверхностей X и Y, совместно формируют схему замкнутой ГГУ. Один контур (контрольная поверхность Y) — открытый, внутри которого при атмосферном давлении производится подвод топлива и воздуха, сжигание топлива, охлаждение уходящих газов в теплообменнике и отвод уходящих газов в окружающую среду. Теплота из открытого контура передается в замкнутый контур, содержащийся внутри контрольной поверхности X.

Приведенная на рис. 6 замкнутая газотурбинная установка полностью идентична по принципу действия простейшей паротурбинной установке. Роль питательного насоса выполняет компрессор, роль парогенератора — нагревательное устройство, конденсатора — теплообменник. Существенным отличием является то, что рабочее тело

газотурбинной установки остается в газообразном состоянии в течение всего цикла.

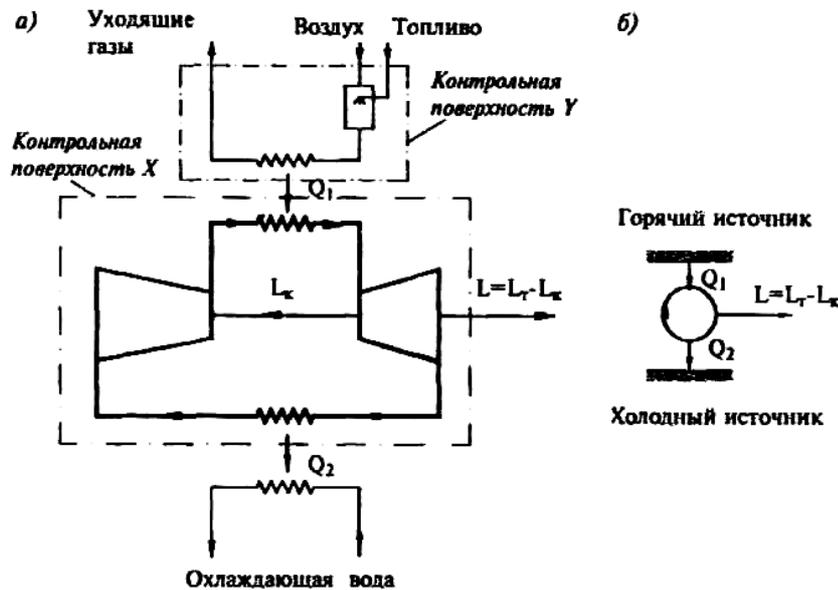


Рис. 6. Простейшая газотурбинная установка замкнутого контура (а) и упрощенная диаграмма потоков (б)

В период с 1955 по 1975 год в различных странах было введено в действие около 15 замкнутых ГТУ мощностью от 2 до 50 МВт [5]. Поскольку продукты сгорания топлива не поступают непосредственно в турбину, такие установки могут использовать практически любое топливо, применяемое на паротурбинных электростанциях. Подогрев рабочего тела (воздуха) осуществляется в радиационных и конвективных поверхностях нагрева воздушных котлов, аналогичных парогенераторам паротурбинных установок. Возможность использования угля в качестве топлива является достоинством замкнутых ГТУ. Однако при этом теряется одно из основных качеств газотурбинных двигателей — низкая металлоемкость. Роль нагревательного устройства может выполнять также газоохлаждаемый атомный реактор. В этом случае рабочим телом газотурбинной установки служит гелий или углекислый газ.

Показатели эффективности

Для определения показателей эффективности должны быть четко определены границы системы. Приведенная на рис. 6 установка содержит

два основных контура. Первый, замкнутый контур, содержится внутри контрольной поверхности X , которую пересекают только потоки теплоты и работы. Второй контур — открытый, внутри которого реализуется процесс сгорания топлива. Контрольную поверхность Y пересекают потоки воздуха, топлива, продуктов сгорания и теплоты.

Контрольная поверхность X — КПД цикла

Для установок замкнутого контура показателем эффективности является КПД цикла (η), представляющий собой отношение полезной внешней работы цикла (L) к подведенной теплоте (Q_1):

$$\eta = \frac{L}{Q_1}. \quad (9)$$

Для идеального цикла применяется термин — термический КПД (η_t), для реального цикла, обладающего внутренней необратимостью, — термин эффективный КПД (η_e), или просто КПД цикла.

Так как полезная внешняя работа цикла

$$L = Q_1 - Q_2 \quad (10)$$

то КПД может быть представлен следующим образом:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (11)$$

На практике часто используется другой показатель эффективности — удельный расход теплоты (q_t), представляющий собой отношение подведенной теплоты к произведенной внешней работе. Если теплота и работа выражены в одних и тех же единицах, то удельный расход теплоты является безразмерной величиной:

$$q_t = \frac{1}{\eta}. \quad (12)$$

Если теплота измеряется в килоджоулях (кДж), а полезная работа в киловатт-часах (кВт·ч), то переводной коэффициент равен 3600 и

$$q_t = \frac{3600}{\eta}, \quad [\text{кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})] \quad (13)$$

Приведенные выше показатели η или q_t полученные с использованием только закона сохранения энергии, не являются полной характеристикой эффективности циклов и установок. Они не позволяют выявить предельные значения эффективности. Закон сохранения энергии (первое начало термодинамики) не делает различия между понятиями "работа" и "теплота". Формально при $Q_2=0$ вся подведенная в цикл теплота Q_1 могла бы быть преобразована в эквивалентное количество работы ($L=Q_1$) и КПД цикла стал бы равен единице. Однако это положение противоречит второму закону термодинамики, Установка, работающая по такому циклу, превратилась бы в вечный двигатель второго рода.

При постоянном количестве теплоты, подводимой от горячего источника, максимальная работа может быть получена только в установке, работающей по полностью обратимому циклу, т. е. максимальной термической эффективностью будет обладать полностью обратимый цикл. Это положение также следует из второго начала термодинамики.

Полная обратимость предусматривает наличие как внешней, так и внутренней обратимости всех процессов. Применительно к замкнутой установке это означает, что все процессы, составляющие цикл, должны быть обратимы (внутренняя обратимость). Обратимыми также должны быть процессы передачи теплоты от горячего источника к рабочему телу установки и от рабочего тела установки к холодному источнику (внешняя обратимость).

В термодинамике под горячим и холодным источниками теплоты понимают источники бесконечно большой тепловой емкости с постоянной температурой. Для того, чтобы осуществить обратимый процесс передачи теплоты между греющей и обогреваемой средами, температурный напор в процессе передачи теплоты должны быть равен нулю. Другими словами, температура источника теплоты должна быть равна температуре рабочего

тела.

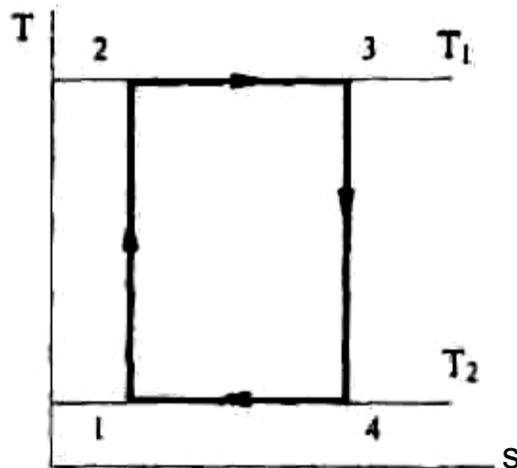


Рис. 7. Цикл Карно в координатах $T - s$

Тепловой двигатель, совершающий обратимый процесс превращения теплоты в работу между двумя источниками теплоты с температурами T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$), называется обратимым тепловым двигателем Карно. Рабочее тело двигателя совершает цикл, состоящий из обратимого адиабатического (изоэнтропийного) сжатия (процесс 1-2 на рис. 7), изотермического подвода теплоты (процесс 2-3), обратимого адиабатического (изоэнтропийного) расширения (процесс 3-4) и изотермического отвода теплоты (процесс 4-1). Изотермические процессы подвода и отвода теплоты являются обратимыми, так как рабочее тело в этих процессах имеет постоянную температуру, равную температуре источников теплоты.

Термический КПД двигателя Карно (цикла Карно) равен

$$\eta_k = \frac{L}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (14)$$

Таким образом, при заданных температурах горячего и холодного источников T_1 и T_2 максимальным термическим КПД будет обладать цикл Карно. Коэффициент полезного действия цикла Карно есть предельная величина термического КПД для любого цикла.

В отличие от цикла Карно, в цикле замкнутой газотурбинной установки невозможно обеспечить внешнюю обратимость, т. е. нулевые температурные напоры между рабочим телом установки и источниками теплоты. Термический КПД идеального цикла замкнутой газотурбинной

установки всегда ниже, чем КПД цикла Карно. Разность между этими величинами обусловлена потерей работоспособности вследствие необратимости теплообмена.

Контрольная поверхность Y — КПД нагревательного устройства

Внутри контрольной поверхности Y содержится нагревательное устройство со стационарными потоками, которое снабжается топливом и воздухом, отводит в окружающую среду продукты сгорания и передает теплоту (Q_1) в цикл газотурбинной установки.

Если устройство теплоизолировано, отсутствуют потери теплоты в окружающую среду, отсутствуют также потери, связанные с химическим и механическим недожогами топлива, а топливо, воздух и продукты сгорания имеют одну и ту же температуру, равную температуре окружающей среды, то количество отведенной теплоты (Q_1) равно располагаемой теплоте топлива ($Q_{расп}$).

В действительности даже при отсутствии потерь, связанных с недожогом и излучением, продукты сгорания покидают контрольный объем при температуре более высокой, чем температура окружающей среды. Это обусловлено тем, что в нагревательном устройстве греющая и обогреваемая среды разделены поверхностью, через которую теплота может передаваться только при наличии разности температур (конечного температурного напора) между средами. Количество переданной теплоты (Q_1) меньше количества располагаемой теплоты топлива ($Q_{расп}$). Показателем эффективности нагревающего устройства принято считать отношение теплоты, переданной рабочему, телу к располагаемой теплоте топлива:

$$\eta_{н.у} = \frac{Q_1}{Q_{расп}}. \quad (15)$$

Аналогом $\eta_{н.у}$ в паротурбинной установке служит коэффициент полезного действия парогенератора.

Установка в целом — абсолютный КПД установки.

Полностью вся газотурбинная установка содержится внутри контрольных поверхностей X и Y и предназначена для преобразования энергии топлива в работу. Абсолютным КПД замкнутой установки называется отношение работы к располагаемой теплоте топлива:

$$\eta = \frac{L}{Q_{расп}} = \frac{L}{Q_{расп}} \frac{Q_1}{Q_{расп}} = \eta_e \cdot \eta_{н.у}. \quad (.16)$$

Аналогом абсолютного КПД замкнутой ГТУ в паротурбинной установке служит абсолютный коэффициент полезного действия паротурбинной установки.

Повышение эффективности установок обычно связывают с повышением КПД цикла, при этом следует иметь в виду, что коэффициент полезного действия нагревательного устройства не должен снижаться, в противном случае желаемый эффект может быть не достигнут.

1.4. Цикл замкнутой ГТУ — базовый цикл для установки открытого контура

Сопоставим простейшую газотурбинную установку открытого контура (рис. 8, а) и замкнутую, рабочим телом которой является воздух (рис. 8, б). Нагревательное устройство такой ГТУ называют воздушным котлом.

В камере сгорания установки открытого контура происходит адиабатическое горение топлива. Если нет потерь давления в тракте между компрессором и турбиной, то процесс горения одновременно является и изобарным процессом. Увеличение энтальпии рабочего тела замкнутой ГТУ при отсутствии потерь давления в тракте между компрессором и турбиной также происходит в изобарном процессе. Повышение энтальпии рабочего тела в камере сгорания установки открытого контура происходит за счет химической энергии топлива:

$$H_{3пр} - H_{2в} = Q_{расп} \quad (.17)$$

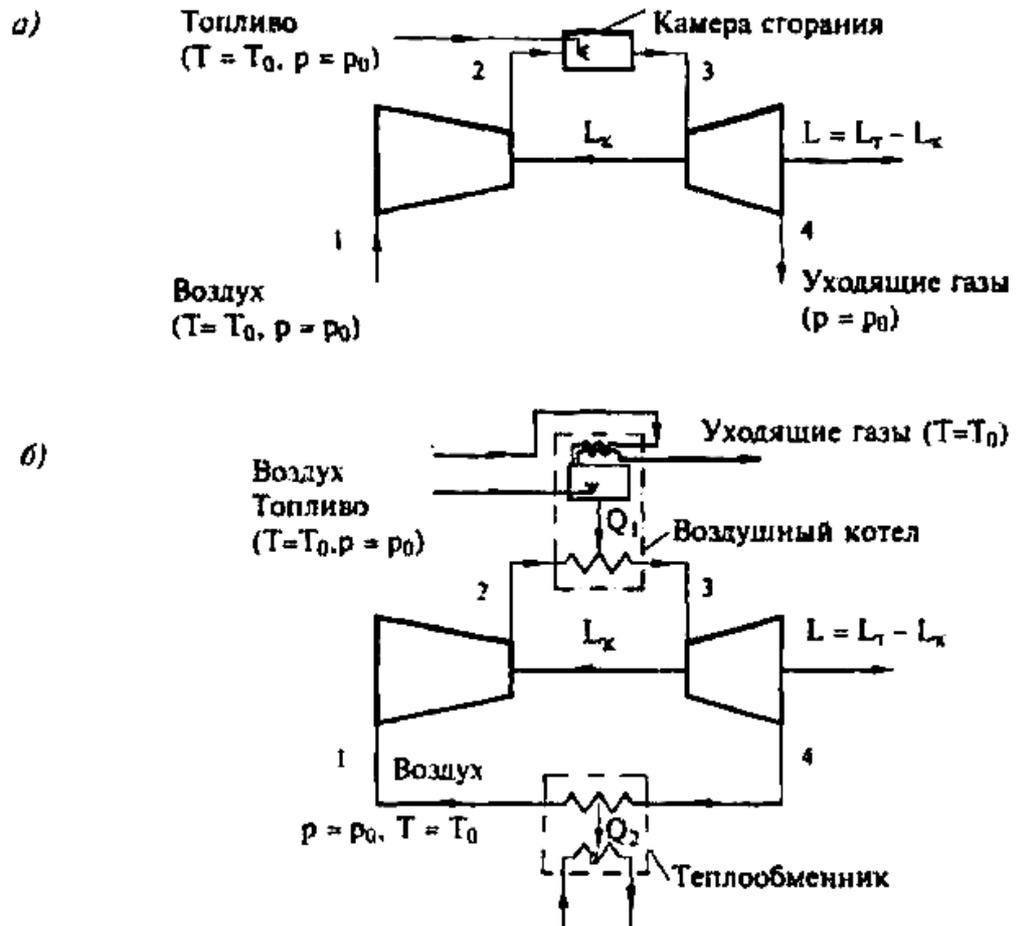


Рис. 8. Газотурбинная установка открытого контура (а) и эквивалентная схема установки замкнутого контура (б)

В ГТУ замкнутого контура энтальпия воздуха повышается в результате подвода количества теплоты Q , в воздушном котле:

$$H_{3в} - H_{2в} = Q_1 \quad (18)$$

Источником этой теплоты также является химическая энергия топлива ($Q_1 = Q_{расп} \eta_{ny}$), тогда

$$H_{3в} - H_{2в} = Q_{расп} \eta_{ny} \quad (19)$$

При отсутствии потерь в нагревательном устройстве ($\eta_{ny} = 1$) к рабочему телу замкнутой ГТУ могла бы быть подведена вся располагаемая химическая энергия топлива ($Q_1 = Q_{расп}$) так же, как это происходит в установке открытого контура.

В реальной камере сгорания небольшая доля энергии топлива рассеивается в окружающей среде в результате неидеальной изоляции. Возможно также неполное окисление топлива вследствие химического

недожога. Эти потери учитываются обычно величиной КПД камеры сгорания:

$$\eta_{\text{КС}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{расп}}}. \quad (20)$$

Доля потерь энергии топлива в современных камерах сгорания не превышает 0,5 — 1,0 % от располагаемой энергии топлива ($\eta_{\text{КС}} = 0,990 - 0,995$).

Такие же потери, связанные с неполным окислением топлива и неидеальной изоляцией, существуют и в нагревательном устройстве замкнутой ГТУ. Однако они составляют незначительную долю в суммарной величине потерь. Основная доля потерь энергии так же, как и в парогенераторе паротурбинной установки, обусловлена высокой температурой уходящих газов. Этот вид потерь отсутствует в камере сгорания установки открытого контура. Для снижения потерь теплоты с уходящими газами в воздушном котле может быть предусмотрен регенеративный подогрев воздуха, как это показано на рис. 8, б. При бесконечно малых температурных напорах температура продуктов сгорания, покидающих нагревательное устройство, может быть близка к температуре окружающей среды, а КПД нагревательного устройства близок к единице. Таким образом, камера сгорания может быть представлена как нагревательное устройство с коэффициентом полезного действия, близким к единице.

Расход топлива в камерах сгорания обычно не превышает 1,5 — 2,5 % от расхода воздуха через компрессор, а свойства продуктов сгорания близки к свойствам воздуха. Поэтому при одинаковом давлении за турбиной работа, совершенная продуктами сгорания в турбине установки открытого контура, близка к работе, совершенной воздухом в турбине ГТУ закрытого контура.

Если в замкнутой установке давление в тракте между турбиной и компрессором (в тракте отвода теплоты к холодному источнику) равно

давлению окружающей среды (p_0), то температура воздуха перед компрессором ($T_{1в}$) будет отличаться от температуры окружающей среды (T_0) на величину температурного напора ($T_{1в} = T_0 + \Delta T$). От уровня температурного напора зависит величина поверхности теплообмена, В идеальном случае, при бесконечно большой поверхности теплообмена, может быть достигнут бесконечно малый температурный напор ($\Delta T = 0$). Тогда параметры воздуха перед компрессором в установках открытого и закрытого контуров будут одинаковыми. Одинаковой будет также работа, потребляемая компрессором.

Продукты сгорания ГТУ открытого контура рассеиваются в окружающей среде. Вследствие бесконечно большой тепловой емкости окружающей среды происходит выравнивание температур и концентраций продуктов сгорания и воздуха. Рассеивание теплоты происходит при постоянном (атмосферном) давлении так, что при входе в компрессор воздух имеет параметры и состав окружающей среды. Процесс рассеивания продуктов сгорания в окружающей среде для установки открытого контура может быть условно заменен процессом изобарного отвода теплоты при бесконечно малом температурном напоре в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена (см. рис, 8,б).

Проведенный анализ показывает, что установка открытого контура может быть условно представлена как установка замкнутого контура с КПД нагревательного устройства, близким к единице. Процессы подвода теплоты от горячего источника и отвода теплоты к холодному источнику происходят в теплообменниках с бесконечно большой поверхностью нагрева.

Таким образом, цикл замкнутой ГТУ является базовым циклом при анализе показателей установки открытого контура. В теории газотурбинных двигателей глубоко развит анализ циклов. Изучение показателей установок открытого контура может осуществляться на базе

разработанной теории циклов замкнутых установок.

1.5. Идеальный цикл замкнутой газотурбинной установки — цикл Брайтона

Параметром, с которым должна сравниваться величина достигнутого эффективного коэффициента полезного действия замкнутой установки, является термический КПД установки, работающей по идеальному циклу. Все внутренние процессы в такой установке должны быть обратимыми, т. е. идеальный цикл должен обладать внутренней обратимостью, ^го непосредственно следует из второго закона термодинамики, который утверждает, что

все необратимые процессы имеют следствием потерю возможности для совершения работы.

Следовательно, в идеальной установке;

отсутствуют потери давления в трубопроводах и в теплообменниках при подводе и отводе теплоты;

процессы в турбине и компрессоре являются теплоизолированными;

отсутствует диссипация энергии в потоках через турбину и компрессор.

Последние два утверждения предполагают, что процессы расширения и сжатия должны быть адиабатическими без трения в потоке, т. е. обратимыми адиабатическими, или изоэнтропийными.

Циклом Брайтона называется замкнутый круговой процесс (цикл), состоящий из обратимого адиабатического сжатия рабочего тела, изобарического подвода теплоты, обратимого адиабатического расширения и изобарического отвода теплоты.

Рабочим телом цикла Брайтона является идеальный газ, удельная теплоемкость которого не зависит от температуры ($c_v = \text{const}$, $c_p = \text{const}$).

Схема установки, работающей по циклу Брайтона, показана на рис. 9, а цикл Брайтона — на рис. 10. Процессы, протекающие в элементах

установки, обозначены цифрами:

- 1-2 — обратимое адиабатическое сжатие в компрессоре;
- 2-3 — изобарический подвод теплоты;
- 3-4 — обратимое адиабатическое расширение в турбине;
- 4-1 — изобарический отвод теплоты.

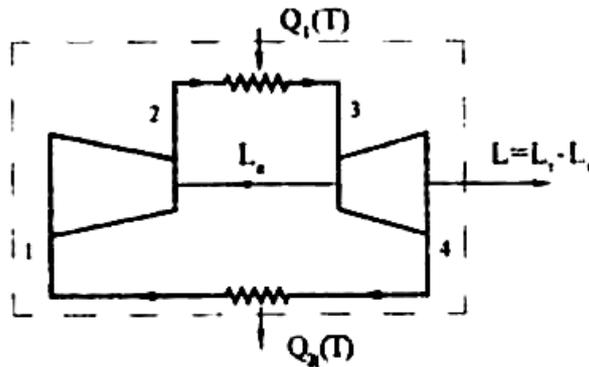


Рис. 9. Принципиальная схема установки, работающей по циклу Брайтона

Для любого процесса может быть записан закон сохранения энергии (уравнение первого начала термодинамики):

$$dq = dh + dl, \quad (20)$$

где dq — элементарное количество теплоты, переданной рабочему телу из окружающей среды или отведенной от рабочего тела в окружающую среду; dl — элементарная внешняя работа процесса, определяемая для обратимых процессов выражением

$$dl = -vdp \quad (21)$$

p — давление рабочего тела; v — удельный объем.

Адиабатический процесс происходит без передачи теплоты из окружающей среды рабочему телу и обратно. В каждой точке процесса $dq = 0$, поэтому, согласно уравнению (1.20), $dl = -dh$.

Удельная полезная внешняя работа при адиабатическом процессе равна разности энтальпий в начале и в конце процесса. При адиабатическом сжатии затрачивается внешняя работа ($l_k < 0$)

$$l_k = -\int_1^2 dh = -(h_2 - h_1), \quad (22)$$

а при адиабатическом расширении производится внешняя работа ($l_T > 0$)

$$l_T = -\int_3^4 dh = (h_3 - h_4), \quad (23)$$

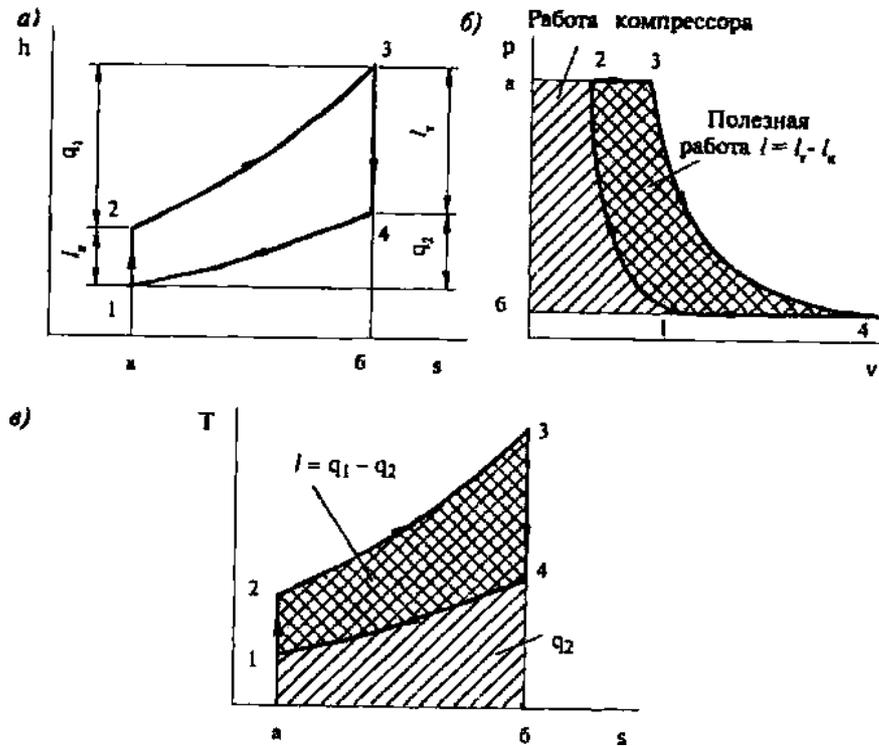


Рис. 10. Цикл Брайтона в координатах h — s (а), p — v (б) и T — s (в)
Изменения энтропии рабочего тела не происходит, т. е. $ds = 0$ и $s_2 = s_1$, $s_3 = s_4$.

При обратимом изобарическом процессе давление рабочего тела постоянно и равно внешнему давлению, меняется его температура и удельный объем. Процесс сопровождается поглощением или выделением теплоты. В соответствии с уравнением (20) $dq = dh$, откуда следует, что количество теплоты, поглощенной или выделенной рабочим телом, равно разности энтальпий в конечной и начальной точках процесса.

При процессе (2-3) рабочим телом поглощается количество теплоты ($q_1 > 0$)

$$q_1 = -\int_2^3 dh = (h_3 - h_2). \quad (24)$$

Часть сообщенной теплоты q_0 равная $p_2 (v_3 - v_2)$, переходит в работу изменения объема, а другая часть расходуется на увеличение внутренней

энергии рабочего тела.

Для идеального газа при $c_p = \text{const}$

$$q_1 = \int_2^3 c_p dT = c_p (T_3 - T_2). \quad (25)$$

При процессе(4-1) рабочим телом выделяется количество теплоты ($q_2 < 0$)

$$q_2 = \int_4^1 dh = (h_1 - h_4), \quad (26)$$

или при $c_p = \text{const}$

$$q_2 = \int_4^1 c_p dT = c_p (T_1 - T_4). \quad (27)$$

Уравнение первого начала термодинамики представляет собой алгебраическое уравнение, в котором величины работы и теплоты имеют знак: количество теплоты является положительной величиной, если теплота поглощается рабочим телом из внешней среды, и отрицательной — если теплота выделяется рабочим телом; работа является положительной, если она производится рабочим телом над внешней средой, отрицательной — если работа производится внешней средой над рабочим телом. Уравнения процессов, полученные с использованием первого начала термодинамики, также являются алгебраическими.

Анализ циклов обычно проводится с использованием абсолютных значений количества теплоты и работы. При этом вводится понятие контрольной поверхности. Потoki энергии, пересекающие контрольную поверхность в направлении из окружающей среды в установку, входят в уравнение, представляющее собой закон сохранения энергии, со знаком плюс, а потоки, направленные из установки в окружающую среду, — со знаком минус.

Запишем закон сохранения энергии для замкнутой газотурбинной установки с единичным расходом рабочего тела, работающей по циклу Брайтона,

$$q_1 - l - q_2 = 0 \quad \text{или} \quad q_1 = l + q_2. \quad (28)$$

Цикл, представленный в координатах $h-s$ (см. рис. 1.10, а), дает наглядное изображение закона сохранения энергии для установки:

$$l = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = l_T - l_k, \quad (29)$$

$$\text{или} \quad q_1 + l_k = q_1 + l_T \quad (30)$$

Все величины, входящие в уравнение (30), в координатах $h-s$ измеряются длиной соответствующих отрезков.

Диаграмма в координатах $p-v$ дает наглядное представление о величине работы расширения, работы сжатия и полезной работы цикла. Используя соотношение (21), имеем:

$$l_k = -\int_1^2 v dp, \quad (31)$$

$$l_T = -\int_3^4 v dp, \quad (32)$$

В координатах $p-v$ (рис. 10, б) работа сжатия определяется площадью (б-1-2-а), а работа расширения — площадью (а-3-4-б). Работа цикла равна разности указанных площадей, т. е. площади цикла (1-2-3-4).

Поскольку изобарический процесс сопровождается выделением или поглощением теплоты при различных температурах, для проведения обратимого процесса требуется бесконечное множество источников теплоты с различными температурами. Представив процесс таким образом, количество подведенной или отведенной теплоты можно определить из аналитического выражения второго начала термодинамики для обратимых процессов

$$dq = T ds \quad (33)$$

При процессе 2-3 рабочим телом поглощается количество теплоты

$$q_1 = \int_2^3 T ds, \quad (34)$$

а при процессе 4-1 выделяется количество теплоты

$$q_2 = \int_4^1 T ds, \quad (35)$$

В координатах $T - s$ количество подведенной теплоты равно площади (а-2-3-б) под линией изобарического процесса 2-3, а количество отведенной теплоты — площади (б-4-1-а) под линией изобарического процесса 4-1. В соответствии с законом сохранения энергии работа цикла в $T-s$ координатах равна разности площадей, определяющих количество подведенной и отведенной теплоты. Для идеального цикла разность этих площадей численно равна площади цикла (1-2-3-4).

Изменение энтропии при изобарическом процессе определяется в результате интегрирования уравнения (33). При процессе 2-3

$$s_3 - s_2 = c_p \ln \frac{T_3}{T_2} \quad (36)$$

или при $c_p = \text{const}$

$$s_3 - s_2 = \int_{T_2}^{T_3} \frac{dq}{T} = \int_{T_2}^{T_3} \frac{dh}{T} = \int_{T_2}^{T_3} c_p \frac{dT}{T} \quad (37)$$

Аналогично записывается изменение энтропии при изобарическом процессе 4-1.

1.6. Показатели цикла Брайтона

Рассмотрим основные показатели цикла Брайтона. Уравнение адиабатического процесса для идеального газа при $c_p = \text{const}$ имеет вид

$$pv^k = \text{const}, \quad (38)$$

где $k = R/c_p$ — показатель адиабаты, R — газовая постоянная.

Если в качестве параметров процесса рассматриваются давление и температура, то уравнение (6.1) принимает вид

$$Tp^{-m} = \text{const}, \quad (39)$$

где $m = (k-1)/k$.

Полезная работа

Значения работы компрессора, турбины и цикла определяются из

соотношений:

$$l_k = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = c_p T_1 (\pi^m - 1), \quad (40)$$

$$l_T = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) = c_p T_3 (1 - \pi^{-m}), \quad (41)$$

$$l = l_T - l_k = c_p T_3 (1 - \pi^{-m}) (1 - \tau \pi^m), \quad (42)$$

где $\tau = T_1/T_3$ – отношение минимальной температуры цикла к максимальной; π — отношение давлений: для компрессора $\pi_k = p_2/p_1$, для турбины $\pi_T = p_3/p_4$. Величину π_k называют также степенью повышения давления. В идеальном цикле отсутствуют потери давления в трактах между компрессором и турбиной, тогда $p_1 = p_4$; $p_2 = p_3$ и $\pi_k = \pi_T = \pi$.

Анализ приведенных формул показывает:

1) снижение температуры воздуха при входе в компрессор (минимальной температуры цикла) приводит к уменьшению работы, потребляемой компрессором, и к увеличению полезной работы цикла;

2) повышение температуры газа перед турбиной (максимальной температуры цикла) приводит к увеличению работы, совершенной в турбине, и полезной работы цикла;

3) полезная работа зависит от степени повышения давления π , причем, с увеличением π работа сначала увеличивается, достигает максимума, а затем уменьшается.

Последний вывод следует из анализа формулы (42). При $\pi = 1$ полезная работа равна нулю. Второе нулевое значение работы соответствует отношению давлений $\pi = \pi_{\max}$, при котором работа, совершенная в турбине, равна работе, потребляемой компрессором ($l_T = l_k$). Равенство достигается при $\pi = \pi_{\max} = 1/\tau^{1/m}$. Между двумя нулевыми значениями имеется значение $\pi = \pi_1$, при котором полезная работа достигает максимума.

Взяв производную $(\partial l/\partial \pi)$ или $(\partial l/\partial \pi^m)$, что приводит к одному и тому же результату, и приравняв ее нулю, можно получить

$$\frac{\partial l}{\partial \pi^m} = c_p T_3 (\pi^{-2m} - \tau), \quad (43)$$

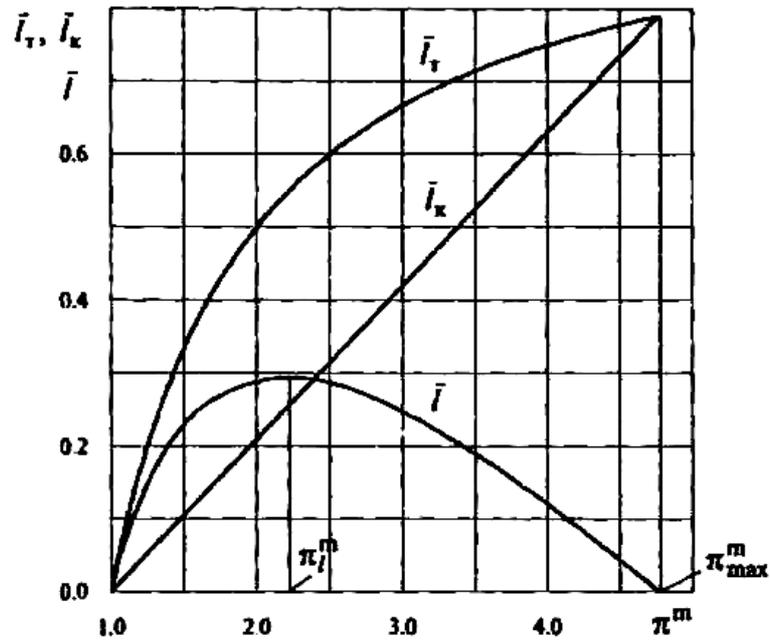


Рис. 11. Изменение безразмерных значений работы турбины, компрессора и полезной работы цикла: $T_1 = 288 \text{ K}$; $T_3 = 1373 \text{ K}$

$$\pi = \pi_1 = 1/\tau^{1/2m} \text{ и } \pi_1 = \sqrt{\pi_{\max}}. \quad (44)$$

Полученные соотношения и выводы могут быть проиллюстрированы графиками, приведенными на рис. 11. Здесь в качестве аргумента по оси абсцисс отложено значение π^m . По оси ординат — безразмерные значения работы компрессора, турбины и установки:

$$\bar{l}_k = l_k / (c_p T_3), \quad \bar{l}_T = l_T / (c_p T_3), \quad \bar{l} = l / (c_p T_3).$$

При $\tau = \text{const}$ зависимость работы компрессора от комплекса π^m — линейная. Безразмерная работа турбины изменяется по гиперболической зависимости. При $\pi = \pi_{\max}$ работа, потребляемая компрессором, становится равной работе, производимой турбиной. Диапазон от $\pi = 1$ до $\pi = \pi_{\max}$ определяет область существования газотурбинной установки при заданном отношении характерных температур цикла τ . Разность по оси ординат между линиями, определяющими работу турбины и компрессора при произвольном значении π^m , представляет собой полезную работу, которая сначала растет, достигает максимума при $\pi^m = \pi_l^m = 1/\tau^{1/2}$ и затем снижается, обращаясь в ноль при $\pi^m = \pi_{\max}^m = 1/\tau$.

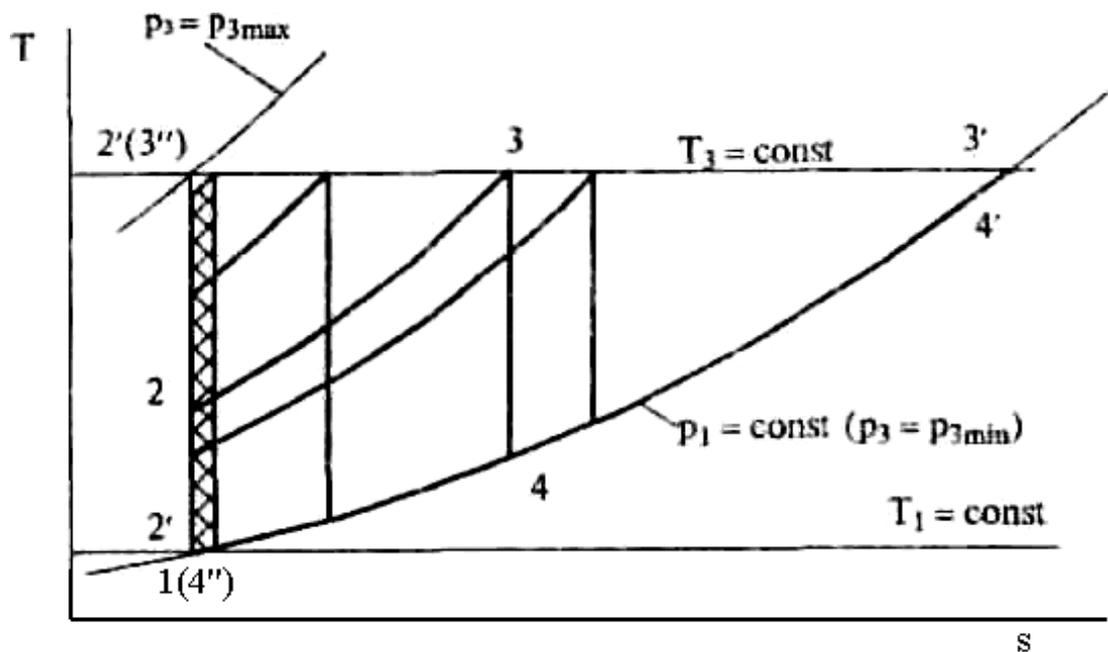


Рис. 12. Циклы с одинаковыми значениями минимальной и максимальной температур и различными значениями степени повышения давления

Если на $T - s$ диаграмме изобразить циклы с одинаковыми минимальными и максимальными температурами и различными значениями степени повышения давления (рис. 12), то максимальную работу будет иметь цикл, имеющий наибольшую площадь. При $\pi = 1$ ($p_3 = p_1$) изобарический процесс подвода теплоты ($2'-3'$) совпадает с изобарическим процессом отвода теплоты ($4' - 1$). Параметры, соответствующие концу процесса сжатия (точка $2'$), совпадают с параметрами, соответствующими началу процесса (точка 1). Аналогично для процесса расширения: параметры начала процесса (точка $3'$) и конца (точка $4'$) совпадают. Работа цикла равна нулю. По мере увеличения степени повышения давления работа цикла увеличивается, достигает максимальной величины и начинает уменьшаться. При предельном значении степени повышения давления работа турбины равна работе компрессора (процессы сжатия $1 - 2''$ и расширения $3'' - 4''$ совпадают), количество подведенной в цикл теплоты равно нулю, и работа цикла также равна нулю.

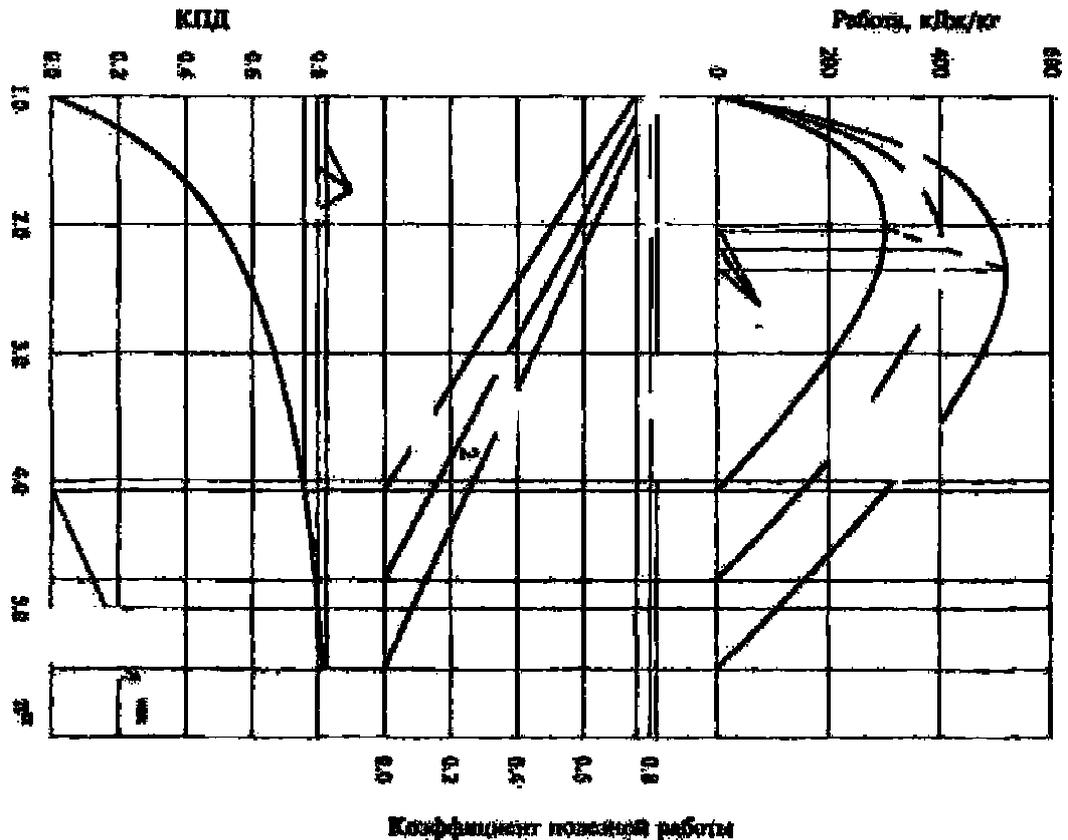


Рис. 13. Показатели цикла Брайтона при различных значениях максимальной температуры: $T_1 = 288 \text{ K}$; 1 — $T_3 = 1173 \text{ K}$; 2 — $T_3 = 1373 \text{ K}$; 3 — $T_3 = 1573 \text{ K}$.

Влияние максимальной температуры цикла на величину полезной работы показано на рис. 13. Здесь приведены показатели цикла для трех значений T_3 : 1173, 1373 и 1573 К. При минимальной температуре цикла $T_3 = 288 \text{ K}$ эти значения соответствуют значениям температурного коэффициента τ : 0,246, 0,210 и 0,183.

По мере повышения максимальной температуры увеличиваются как полезная работа цикла, так и предельное значение степени повышения давления $\pi = \pi_{\max}$. Увеличивается также величина $\pi = \pi_1$ при которой достигается максимальное значение полезной работы.

Коэффициент полезной работы

Отношение полезной работы цикла к работе, произведенной в турбине, называется коэффициентом полезной работы:

$$\varphi = \frac{l}{l_T} \quad (45)$$

Величина $(1 - \varphi)$ характеризует долю работы турбины, затраченную на привод компрессора.

Используя формулы (44) и (45), можно получить

$$\varphi = 1 - \tau \pi^m. \quad (46)$$

От минимальной и максимальной температур цикла коэффициент полезной работы зависит точно так же, как и работа цикла, т. е. увеличивается при снижении T_1 и при увеличении T_3 .

Зависимость $\varphi(\pi)$ является монотонно убывающей (см. рис. 13). Максимальное значение $\varphi_{\max} = 1 - \tau$ коэффициент полезной работы имеет при $\pi = 1$, минимальное значение $\varphi = 0$ — при $\pi = \pi_{\max}$.

Коэффициент полезного действия

Используя уравнение (46) для определения количества теплоты, подведенной в цикл, рабочим телом которого служит идеальный газ с постоянной теплоемкостью

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2) = c_p(T_3 - T_1\pi^m) = c_p T_3(1 - \tau \pi^m), \quad (47)$$

и формулу (42), выражение для термического КПД цикла приведем к виду

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = 1 - \pi^{-m}. \quad (48)$$

Полученное выражение показывает, что КПД цикла Брайтона не зависит от интервала температур, в котором осуществляется цикл, а определяется главным образом величиной степени повышения давления. Параметр $m = R/c_p$, входящий в соотношение (48), говорит о том, что термический коэффициент полезного действия цикла зависит также от теплофизических свойств рабочего тела. Если рабочим телом является воздух, то такой цикл называется стандартным воздушным циклом Брайтона.

По мере увеличения степени повышения давления КПД цикла увеличивается, достигая максимальной величины при $\pi = \pi_{\max}$:

$$\eta_{t \max} = (1 - \pi_{\max}^{-m}) = 1 - \tau = 1 - \frac{T_1}{T_3}. \quad (49)$$

Максимальное значение КПД определяется отношением характерных температур цикла τ . Численно коэффициент полезного действия при $\pi = \pi_{\max}$ равен КПД цикла Карно в том же диапазоне температур. Из $T-s$ диаграммы (см. рис. 12) видно, что в заданном интервале температур при $\pi \rightarrow \pi_{\max}$ полезная работа цикла стремится к нулю, а конфигурация цикла приближается к конфигурации цикла Карно.

Таким образом, КПД цикла Брайтона для данного конкретного рабочего тела определяется только величиной степени повышения давления π и не зависит от отношения характерных температур τ , при этом от величины τ зависят область существования цикла и величина предельного значения КПД (см. рис. 13).

Характер изменения коэффициента полезного действия цикла Брайтона в зависимости от степени повышения давления может быть проиллюстрирован следующим образом. На рис. 14 показано изменение количества теплоты, подведенной в цикл, и полезной работы при $\tau = \text{const}$. Обе величины отнесены к комплексу $(c_p T_3)$, т. е. представлены в безразмерном виде.

Как следует из соотношения (47), безразмерная величина $\bar{q}_1 = q_1 / (c_p T_3) = (1 - \tau \pi^m)$ является линейной функцией параметра π^m и имеет максимальное значение, равное $1 - \tau$, при $\pi = 1$ и минимальное, равное нулю, при $\pi_{\max}^m = \pi^m = 1/\tau$. Точка А на оси абсцисс соответствует минимальному значению $\pi_{\min}^m = 1$, а точка В — максимальному значению $\pi_{\max}^m = \pi^m = 1/\tau$. Диапазон $(1 \leq \pi^m \leq 1/\tau)$, пропорциональный отрезку АВ, определяет область существования установки при заданном отношении характерных температур τ . Отрезок CD на оси ординат пропорционален максимально возможному количеству теплоты, которое может быть подведено в цикл от горячего источника, и равен $(1 - \tau)$. КПД цикла Брайтона при любом значении π^m представляет собой отношение отрезков FG и FH, т. е. определяется положением секущей BK, проведенной из

Глава – 2. Расчет тепловой схемы энергетической ГТУ

2.1. Несовершенство цикла реальной установки — следствие необратимости процессов

Процессы, составляющие цикл реальной установки, всегда являются необратимыми, а цикл реальной установки — необратимым циклом.

Под обратимым процессом понимают процесс перехода рабочего тела из одного состояния в другое, который может происходить в прямом и в противоположном направлениях так, что при обратном процессе не происходит никаких остаточных изменений ни в рабочем теле, ни в окружающих телах (окружающей среде).

При необратимом процессе обратный переход невозможно осуществить без остаточных изменений в окружающей среде.

Например, при процессах с трением работа может быть полностью превращена в теплоту, причем выделившаяся теплота увеличивает внутреннюю энергию самого рабочего тела. Для осуществления обратного процесса необходимо отнять теплоту у рабочего тела и превратить ее в работу, что невозможно сделать без участия других рабочих тел (необходимы холодный источник теплоты, к которому будет отведена теплота, и тепловой двигатель, который преобразует эту теплоту в работу без затрат внешней энергии).

Кроме процессов с трением, необратимыми являются также процессы передачи теплоты при конечной разности температур. Это обусловлено тем, что обратный переход связан с отнятием теплоты у более холодного тела, превращением ее в работу без внешних затрат энергии и с использованием полученной работы для увеличения внутренней энергии нагретого тела.

Особенности перечисленных процессов вытекают из определения понятий "теплота" и "работа". Как теплота, так и работа являются способами передачи энергии между рабочими телами или в общем случае

между системами.

Способ передачи энергии, связанный с изменением внешних параметров тел, называется работой. При совершении работы необходимы внешние тела. Например, при совершении работы в турбине внешним телом служат лопатки турбины. При расширении газа под поршнем внешним телом является поршень. И в том, и в другом случае меняются внешние параметры тел, над которыми совершена работа (в данном случае — положение тел, но не их внутренние параметры, например, плотность, температура, объем).

Способом передачи энергии без изменения внешних параметров тел является теплота. При этом меняются внутренние параметры тел (температура, плотность, объем). Сам процесс передачи энергии называется теплообменом.

Работа может непосредственно идти на увеличение любого вида энергии (механической, электрической, потенциальной энергии в поле действия внешних сил). Переданная теплота может идти только на увеличение внутренней энергии тела.

Мерой необратимости процессов в изолированной системе (системе, не обменивающейся ни энергией, ни массой с окружающими телами) является изменение функции состояния — энтропии.

При анализе циклов тепловых двигателей наиболее часто приходится иметь дело со следующими необратимыми процессами:

адиабатическое расширение и сжатие при наличии трения;

адиабатическое дросселирование;

процессы передачи теплоты при конечных температурных напорах между средами.

Процесс адиабатического расширения с трением представляет собой необратимый адиабатический процесс, при котором часть работы расширения затрачивается на преодоление трения. Эта часть работы (работа трения) мгновенно превращается в теплоту. Происходит полная

диссипация энергии. Выделившаяся теплота идет на увеличение внутренней энергии рабочего тела и в дальнейшем частично вновь преобразуется в полезную работу. Внешняя полезная работа процесса представляет собой разность между работой, совершенной рабочим телом ($-vdp$), и работой трения:

$$dl = -vdp - dl_{\text{тр}}. \quad (51)$$

При сжатии с трением внешняя работа процесса больше работы, затраченной на сжатие рабочего тела ($-vdp$), на величину работы трения. Также, как и в случае расширения с трением, работа трения мгновенно переходит в теплоту, которая увеличивает внутреннюю энергию рабочего тела и работу сжатия.

Адиабатическим дросселированием называется процесс необратимого расширения газа или жидкости без сообщения или отвода теплоты и без совершения работы.

На практике процесс адиабатического дросселирования встречается при перетекании жидкостей и газов через клапан с малым проходным сечением или через не полностью открытый вентиль. Течение газа или жидкости в трубах при наличии трения также может рассматриваться как процесс адиабатического дросселирования.

Все необратимые процессы имеют следствием потерю возможности для совершения работы, поэтому показатели реальной газотурбинной установки всегда ниже, чем показатели цикла Брайтона.

2.2. Показатели цикла реальной газотурбинной установки

Следствием дросселирования рабочего тела является снижение отношения давлений в турбине $\pi_T = p_3/p_4$ по сравнению со степенью повышения давления в компрессоре $\pi_K = p_2/p_1$. При анализе показателей газотурбинной установки вводят коэффициент потерь давления:

$$\nu = \frac{\pi_T}{\pi_K}. \quad (52)$$

Если относительные потерн давления в тракте подвода теплоты (между компрессором и турбиной) обозначить $\overline{\Delta p_{\kappa-m}} = \frac{p_2 - p_3}{p_2}$, а относительные потери давления в тракте отвода теплоты (в выходном тракте) — $\overline{\Delta p_{\text{вых}}} = \frac{p_4 - p_1}{p_1}$, то формула (8.1) принимает вид:

$$v = \frac{\pi_T}{\pi_K} = \frac{1 - \overline{\Delta p_{\kappa-m}}}{1 + \overline{\Delta p_{\text{вых}}}}. \quad (53)$$

Используя выражение (2), можно провести анализ влияния потерь давления на показатели цикла газотурбинной установки.

Потери давления в трактах подвода и отвода теплоты не влияют на величину работы, потребляемой компрессором, а формулы для определения работы турбины и полезной работы цикла могут быть представлены следующим образом:

$$l_{\text{т.из}} = h_3 - h'_4 = c_p T_3 (1 - \pi^{-m}_T) = c_p T_3 (1 - v^{-m} \pi^{-m}_T), \quad (54)$$

$$l = l_T - l_K = c_p T_3 [1 - v^{-m} \pi^{-m}_K - \tau \pi^m_K (1 - \pi^{-m}_K)] = c_p T_3 [1 - \tau \pi^m_K (1 - A_v \pi^{-m}_K)], \quad (55)$$

где A_v — коэффициент, зависящий от параметров цикла. Для цикла без потерь давления в трактах: $v = 1$ и $A_v = 1$.

Анализ выражений (54), (55) и сравнение их с аналогичными соотношениями для идеального цикла позволяют сделать следующие выводы.

1. Потери давления приводят к снижению работы, производимой турбиной, и работы цикла. Это снижение тем больше, чем больше коэффициент потерь v .

Так же, как и в случае идеального цикла, работа цикла при наличии потерь давления дважды обращается в ноль при изменении степени повышения давления в компрессоре: первое нулевое значение соответствует $\pi_K = \pi_{K \text{ min}}$, второе — $\pi_K = \pi_{K \text{ max}}$. Обе эти величины могут быть получены в результате приравнивания к нулю работы, определяемой уравнением (55).

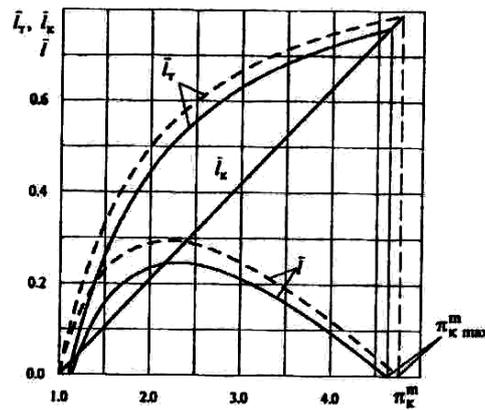


Рис. 15. Влияние потерь давления на величину работы турбины и цикла:

$$T_3 = 1373 \text{ К}; T_1 = 288 \text{ К}; v = 0,7$$

По сравнению с идеальным циклом минимальное значение степени повышения давления в компрессоре $\pi_{k \min}$ увеличилось, а максимальное $\pi_k = \pi_{k \max}$ — снизилось. Это видно из графиков, приведенных на рис. 15. Здесь, как и прежде, значения работы компрессора, турбины и цикла отнесены к комплексу $(c_p T_3)$. Пунктирные линии соответствуют показателям идеального цикла, сплошные — показателям цикла при наличии потерь давления в трактах подвода и отвода теплоты. Для того, чтобы сделать рисунок наглядным, коэффициент потерь давления принят равным $v = 0,7$. Это достаточно низкое значение. В современных установках величина коэффициента потерь обычно не ниже значения 0,93—0,95.

Между двумя нулевыми значениями работы цикла имеется максимальная величина, которая достигается при $\pi_k = \pi_{kl}$. Как и прежде, величина π_{kl} , определяется из условия:

$$\frac{\partial l}{\partial \pi_k^m} = 0, \quad (56)$$

откуда с использованием уравнения (2.5) можно получить

$$\pi_{kl} = 1/[(v^{-m} \tau)^{1/2m}]. \quad (57)$$

Как следует из полученного соотношения, оптимальная по полезной работе величина степени повышения давления в компрессоре снижается по мере увеличения коэффициента потерь,

Коэффициент полезного действия (эффективный КПД цикла)

Количество теплоты, подведенной в цикл, не зависит от наличия и величины потерь давления в тракте подвода теплоты и определяется по-прежнему уравнением (39). Разделив работу цикла, определяемую уравнением (55), на количество подведенной теплоты, получим выражение для эффективного КПД цикла:

$$\eta_e = l/q_1 = 1 - A_v \pi_{\kappa}^{-m} \quad (58)$$

где A_v — коэффициент, зависящий от параметров цикла (см. примечание к формуле (5)).

В отличие от термического коэффициента полезного действия цикла Брайтона эффективный КПД цикла при наличии потерь давления зависит от интервала температур, в котором реализован цикл. От отношения характерных температур цикла τ зависит величина коэффициента A_v . Качественно изменилась зависимость КПД цикла от степени повышения давления в компрессоре. Можно показать, что КПД обращается в ноль при двух значениях степени повышения давления в компрессоре: при $\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa \min}$ и $\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa \max}$, т. е. при тех же значениях, что и полезная работа цикла.

Действительно, при прочих равных условиях количество теплоты, подведенной в цикл, остается таким же, как и в идеальном цикле, и обращается в ноль при $\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa \max}$ для идеального цикла. Работа цикла обращается в ноль при $\pi_{\kappa} = \pi_{\kappa \max}$ для реального цикла, т. е. при более низком значении степени повышения давления в компрессоре. Таким образом, при максимальном значении степени повышения давления в реальном цикле обращается в ноль не только работа цикла, но и его коэффициент полезного действия.

2.3. Тепловая схема газотурбинной установки с котлами – утилизаторами

Утилизация теплоты выхлопных газов газовых турбин происходит в котлах – утилизаторах для генерации промышленного пара 1,5 МПа, 295 °С. Схема принята с поперечными связями. Котлы – утилизаторы

подключены по промышленному пару на два коллектора, соединенные с соответствующими коллекторами существующей части главного корпуса, от которых пар подается на пиковые сетевые подогреватели и на производство.

Конденсат с производства, конденсат теплообменников и подпиточная химочищенная подогретая вода деаэрируется в атмосферных деаэраторах. Пар в деаэраторы поступает из коллектора пара 0,12 МПа существующей части. Деаэраторы имеют переключки по пару и воде. Питательная вода с температурой 104 °С подается в экономайзеры КУ.

Непрерывная продувка котлов после расширителей непрерывной продувки (РНП) направляется без охлаждения на испарительную установку, пар из РНП поступает в коллектор пара 0,12 МПа.

Для глубокого охлаждения газов на выходе из котла на линии рециркуляции газодляного теплообменника (ГВТО) устанавливаются водоводяные теплообменники, в которых тепло снимается водопроводной водой перед ХВО подпитки теплосети.

2.4. Котлы – утилизаторы

Для утилизации тепла уходящих газов за газовыми турбинами устанавливаются горизонтальные котлы – утилизаторы АОЗТ “Подольский машиностроительный завод”. Котлы – утилизаторы вырабатывают технологический пар давлением 1,5 МПа, температурой 295 °С и позволяет получать горячую воду для теплоснабжения за счет размещения в котлах газодлянных теплообменников (ГВТО), включенных в замкнутый контур, тепло от которых снимается в специальных теплообменниках.

Котел выполняется газоплотным. Поверхности нагрева котла выполняются дренируемыми из труб с наружным спиральным оребрением.

За каждым котлом предусматривается установка шумоглушителя, газового плотного клапана и ремонтной заглушки.

Котел – утилизатор горизонтальной компоновки имеет следующие преимущества по сравнению с вертикальным:

- меньшее аэродинамическое сопротивление газоходов;
- отсутствуют циркуляционные насосы, что упрощает компоновку и схему котла, снижает расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ;
- имеется возможность использования кранового оборудования для монтажа и ремонта котлов.

Техническая характеристика котла-утилизатора горизонтальной компоновки приведена в таблице 3

Таблица 3 - Техническая характеристика котла – утилизатора

Наименование	Нагрузка ГТУ					
	100 %			50 %		
Температура питательной воды, °С	104			104		
Температура наружного воздуха, °С	-20/-30	0	+20	-20/30	0	+20
Температура газов на входе, °С	510	519	526	432	444	458
Расход газов на входе, кг/с	196	186	173	150	142	133
Паропроизводительность, т/ч	105	103	97,7	61,2	60,9	60,2
Температура пара на входе, °С	292	294	297	285	289	293
Давление пара за котлом, МПа	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Температура уходящих газов, °С	101	99	97	100	97	94
Аэродинамическое сопротивление, Па	1480	1340	1180	888	806	718
Температура газов на входе в ГВТО, °С	159	157	155	164	161	159
Расход воды через ГВТО, т/ч	199	199	199	199	199	199
Температуры на входе/выходе ГВТО, °С	70/121	70/118	70/115	70/126	70/121	70/117

2.5. Расчет тепловой схемы энергетической ГТУ

Целью расчета тепловой схемы ГТУ является определение параметров рабочего тела, расхода топлива и энергетических характеристик установки.

Исходные данные расчета:

Основные показатели работы ГТУ в расчетном режиме:

1. Параметры наружного воздуха: $T_{0\text{НВ}} = 288$ К, $p_{0\text{НВ}} = 0,1013$ МПа.
2. Основное топливо – природный газ, имеющий следующие характеристики:

- теплотворная способность $Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 49193$ кДж/кг [1];
- плотность $\rho_{\text{T}} = 0,723$ кг/м³;
- теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива $L_0 = 16,62$ кг/кг [1];

- состав (% по объему): $\text{CH}_4 = 98,9$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,13$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,01$; $\text{CO}_2 = 0,08$; $\text{N}_2 = 0,87$.

3. Физическая частота вращения ротора ГТУ $n_{0\text{Ф}} = 103,33$ 1/с [6];.
4. Физический расход воздуха на входе в компрессор $G_{0\text{К}} = 177$ кг/с [6];

Нерасчетный режим ГТУ:

1. Параметры наружного воздуха: $T_{0\text{НВ}} = 268$ К, $p_{0\text{НВ}} = 0,1013$ МПа;
2. Начальная температура газов на входе в газовую турбину $T_{\text{НТ}} = 1373$ К [6].

Определение параметров рабочего тела в осевом компрессоре

1. Удельная приведенная частота вращения ротора ГТУ:

$$\bar{n}_{\text{ПР}} = \sqrt{\frac{T_{0\text{НВ}}}{T_{\text{НВ}}}} = \sqrt{\frac{288}{268}} = 1,0366.$$

2. Приведенная частота вращения ротора ГТУ, 1/с:

$$n_{\text{ПР}} = n_{0\text{Ф}} \cdot \bar{n}_{\text{ПР}} = 107,1$$

3. Приведенный расход воздуха через компрессор, кг/с:

$$G_{\text{ПР}} = \bar{G}_{\text{ПР}} \cdot G_{\text{ОК}} = 1,017 \cdot 177 = 180$$

где $\bar{G}_{\text{ПР}} = 1,017$ (из конструктивных характеристик).

4. Степень повышения давления в компрессоре:

$$p_k = 15,7 \text{ (из конструктивных характеристик).}$$

5. Изоэнтروпийный КПД компрессора: $\eta_k = 0,853$.

6. Давление воздуха на входе в проточную часть компрессора, МПа:

$$p_{\text{НК}} = p_{\text{НВ}} - p_{\text{КВХ}} = 0,1013 - 0,0011 = 0,1002.$$

Величину потери давления на входе в компрессор $p_{\text{КВХ}}$ можно принять из интервала $0,0008 - 0,0013$ МПа.

7. Физический расход воздуха через компрессор в нерасчетном режиме, кг/с:

$$G_{\text{К}} = G_{\text{ОК}} \cdot \bar{G}_{\text{ПР}} \cdot \eta_{\text{ПР}} \cdot (p_{\text{НК}} / p_{0\text{НК}}) = 177 \cdot 1,017 \cdot 1,0367 \cdot (0,1002 / 0,1003) = 186,6$$

8. В дальнейшем определяем удельную работу сжатия воздуха в компрессоре и температуру этого воздуха за компрессором. Расчет этих величин можно провести методом последовательных приближений по среднеарифметической величине теплоемкости:

В первом приближении принимаем $T_{\text{КК}} = 655,6$ К.

9. Среднеинтегральная теплоемкость воздуха определяется по формуле, кДж/(кг·К):

$$c_{\text{ph}} = 0,9956 + 92,99 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273)$$

Теплоемкость воздуха при $T_{\text{НВ}}$ равна $c_{\text{ph вх}} = 0,9951$ кДж/(кг·К).

Теплоемкость воздуха при $T_{\text{КК}}$ равна $c_{\text{ph вых}} = 1,031$ кДж/(кг·К).

10. Среднеарифметическая величина теплоемкости в интервале температур $T_{\text{НВ}} \div T_{\text{КК}}$:

$$c_{\text{pm}} = (c_{\text{ph вх}} + c_{\text{ph вых}}) / 2$$

$$c_{\text{pm}} = 1,013 \text{ кДж/(кг·К).}$$

11. Удельная работа сжатия воздуха в компрессоре, кДж/кг:

$$H_K = T_{НВ} \cdot c_p \cdot \left(p^{\left(\frac{R_B}{C_{pm}} \right)} - 1 \right) = 268 \cdot 1,003 \cdot \left[15,7^{\left(\frac{0,287}{1,013} \right)} - 1 \right] = 327,4,$$

где R_B - газовая постоянная воздуха $R_B=0,287$ кДж/(кг·К).

12. Температура воздуха за компрессором, К:

$$T_{KK}=T_{НВ} \cdot \left[1 + \left(\frac{p_K^{\left(\frac{R_B}{C_{p.t.}} \right)} - 1}{3_K} \right) \right] = 268 \cdot \left[1 + \frac{15,7^{\left(\frac{0,287}{1,013} \right)} - 1}{0,853} \right] = 650,7.$$

13. Давление воздуха за компрессором, МПа:

$$P_{KK} = P_{HK} \cdot P_K = 0,1002 \cdot 15,7 = 1,573.$$

14. В тепловой схеме ГТУ предусмотрено охлаждение большинства горячих деталей газовой турбины воздухом, отбираемым из проточной части компрессора. Охлаждаются как сопловые, так и рабочие лопатки проточной части газовой турбины, элементы ротора и статора. Для этой цели выполняются теплогидравлические расчеты всех элементов системы охлаждения, в результате чего определяют:

- необходимые количества охлаждающего воздуха;
- требуемые давления воздуха, отбираемого для охлаждения из проточной части компрессора и направляемого в соответствующие элементы газовой турбины.

В расчете тепловой схемы GT8C, на основании заводских данных, принимается, что отборы воздуха на охлаждение осуществляются после пятой, девятой и последней 12-й ступени компрессора.

Пользуясь этими данными, рассчитываем параметры воздуха в точках отбора его из компрессора.

А) за пятой ступенью ОК:

$$G_{охл.5} = 2,35 \text{ кг/с};$$

$P_5 = 7,6$ – заводские данные.

Методом последовательных приближений, по аналогии с расчетом

всего компрессора, определяем температуру за пятой ступенью ОК и удельную работу сжатия воздуха:

Принимаем в первом приближении:

$$T_5 = 514,9 \text{ К},$$

$$c_{ph5} = 1,018 \text{ кДж/(кг·К)}$$

15. Среднеарифметическая величина теплоемкости в интервале температур $T_{НВ} \div T_5$, кДж/(кг·К):

$$c_{pm5} = (c_{ph\text{ вх}} + c_{ph5}) / 2,$$

$$c_{ph5} = 1,007.$$

16. Удельная работа сжатия воздуха, кДж/кг:

$$H_5 = T_{НВ} \cdot c_p \cdot \left(p_5 \left(\frac{R_B}{C_{p.m5}} \right) - 1 \right) = 268 \cdot 1,003 \cdot \left(7,6 \left(\frac{0,287}{1,007} \right) - 1 \right) = 210,2.$$

17. Температура воздуха за пятой ступенью компрессора, К:

$$T_5 = T_{НВ} \cdot \left[1 + \frac{\left(p_5 \left(\frac{R_B}{C_{p.t.5}} \right) - 1 \right)}{3 \text{ К}} \right] = 268 \cdot \left[1 + \frac{7,6 \left(\frac{0,287}{1,007} \right) - 1}{0,853} \right] = 513,7.$$

Б) за девятой ступенью ОК:

$$G_{охл.9} = 5 \text{ кг/с}; \quad p_9 = 10,1 \text{ – заводские данные.}$$

18. Методом последовательных приближений, по аналогии с расчетом всего компрессора, определяем температуру за девятой ступенью ОК и удельную работу сжатия воздуха:

Принимаем в первом приближении: $T_9 = 562,39 \text{ К}$, $c_{ph9} = 1,022$ кДж/(кг·К).

19. Среднеарифметическая величина теплоемкости в интервале температур

$T_{НВ} \div T_9$, кДж/(кг·К):

$$c_{pm9} = (c_{ph\text{ вх}} + c_{ph9}) / 2,$$

$$c_{ph9} = 1,009.$$

20. Удельная работа сжатия воздуха, кДж/кг:

$$H_9 = T_{\text{НВ}} \cdot c_p \cdot \left(p_9 \left(\frac{R_B}{C_{p,9}} \right) - 1 \right) = 268 \cdot 1,003 \cdot \left(10,1^{\left(\frac{0,287}{1,009} \right)} - 1 \right) = 250,3.$$

21. Температура воздуха за девятой ступенью компрессора, К:

$$T_9 = T_{\text{НВ}} \cdot \left[1 + \left(\frac{p_9 \left(\frac{R_B}{C_{p,9}} \right) - 1}{3_K} \right) \right] = 268 \cdot \left[1 + \left(\frac{10,1^{\left(\frac{0,287}{1,009} \right)} - 1}{0,853} \right) \right] = 560,5.$$

В) за компрессором:

$G_{\text{ОХЛ.12}} = 20,5$ кг/с – заводские данные.

Ранее были определены величины: $p_{12} = 16,7$; $H_K = 327,4$ кДж/кг;
 $T_{\text{КК}} = 650,7$ К.

Продолжим определение параметров рабочего тела в осевом компрессоре ГТУ.

22. Расход воздуха за компрессором, поступающий в камеру сгорания ГТУ, кг/с:

$$G_{\text{КС}} = G_K - (G_{\text{УТ}} + G_{\text{ОХЛ.5}} + G_{\text{ОХЛ.9}} + G_{\text{ОХЛ.12}}),$$

$$G_{\text{КС}} = 157,8.$$

23. Величину утечек воздуха из уплотнений ротора и другие принимаем из интервала $0,3 \div 0,5$ % от G_K , кг/с:

$$G_{\text{УТ}} = 0,005 \cdot G_K = 0,95.$$

24. Дополнительно определяем:

- долю воздуха, поступающего в камеру сгорания ГТУ:

$$g_{\text{КС}} = \frac{G_{\text{КС}}}{G_K} = \frac{157,8}{186,6} = 0,845$$

- долю охлаждающего воздуха:

$$g_{\text{ОХЛ}} = \frac{G_{\text{ОХЛ.5}} + G_{\text{ОХЛ.9}} + G_{\text{ОХЛ.12}}}{G_K} = 0,149$$

25. Внутренняя мощность, потребляемая компрессором ГТУ, кВт:

$$N_{ik} = \frac{G_{KC} \cdot H_K + G_{охл5} \cdot H_5 + G_{охл9} \cdot H_9 + G_{охл12} \cdot H_{12}}{\eta_K},$$

$$N_{ik} = 70481.$$

26. По температуре воздуха за компрессором определяем энтальпию этого воздуха ($T_{KK} = 650,7 \text{ K}$):

$$h_{KK} = 389 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой расчет основных параметров камеры сгорания ГТУ

Тепловой расчет камеры сгорания предполагает определение необходимого расхода топлива $V_{ГТ}$, расчетного значения избытка воздуха и энтальпии газов на входе в газовую турбину. Эти величины связаны тепловым балансом камеры сгорания. Применительно к 1 кг сжигаемого топлива можем записать:

$$\bar{b}_{KC} \cdot L_o \cdot h_{KK} + 1 \cdot (Q_H^P \cdot z_{KC} + h_{ТОПЛ}) = (1 + \bar{b}_{KC} \cdot L_o) \cdot h_{НТ}$$

где z_{KC} - КПД камеры сгорания (коэффициент полноты сгорания топлива), который обычно составляет $0,96 \div 0,99$; принимаем $\eta_{KC} = 0,99$.

Энтальпию газа на входе в газовую турбину находим по величине $T_{НТ} = 1373 \text{ K}$, кДж/кг:

$$h_{НТ} = 1342.$$

В рассматриваемом режиме принимаем температуру поступающего в КС природного газа (возможен его предварительный подогрев) $T_{ПР.Г} = 5^\circ \text{C}$ ($c_{ПР.Г} = 2,18 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$), тогда энтальпия сжигаемого природного газа, кДж/кг:

$$h_{ТОПЛ} = c_{ПР.Г} \cdot t_{ПР.Г} = 10,898.$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания определяем из уравнения теплового баланса: $\bar{b}_{KC} = 2,3$.

Расход топлива в камере сгорания ГТУ определяем из выражения теплового баланса КС, кг/с:

$$B_{ГТ} = \frac{G_{КС} \cdot (h_{НТ} - h_{КК})}{Q^P_{Н \cdot z_{КС}} + h_{ТОПЛ}} = \frac{157,8 \cdot (1342 - 389)}{43496 \cdot 0,99 + 10,898} = 3,399.$$

Относительный расход топлива:

$$g_{ГТ} = \frac{B_{ГТ}}{G_{КС}} = \frac{3,399}{157,8} = 0,021.$$

Определение основных параметров рабочего тела в газовой турбине

Проточная часть современной газовой турбины обычно состоит из трех ступеней. При уменьшении их количества облегчается осуществление системы охлаждения горячих деталей, но возрастает нагрузка на каждую из ступеней. Расход газов на входе $G_{НТ}$ и их начальное давление $p_{НТ}$ – величины переменные и зависят от режима работы ГТУ. Начальную температуру газов $T_{НТ}$ в определенных пределах нагрузки поддерживают постоянной за счет соответствующей подачи топлива топливными регулирующими клапанами. Необходимо оговаривать условия ее определения и место, где она фиксирована. Это температура потока газов перед рабочей решеткой первой ступени лопаток при $p_{НВ}=0,1013$ МПа, $T_{НВ}=288$ К, $d_{НВ}=60\%$.

На данном этапе расчета тепловой схемы определяем параметры рабочего тела на входе и выходе из газовой турбины.

1. Потеря давления газов в тракте “компрессор – камера сгорания – вход в газовую турбину”:

$$\Delta p_{К-ГТ} = \Delta p_{ОК-ГТ} \cdot \left[\frac{G_{К}}{G_{О}} \right]^2 \cdot \frac{T_{КК}}{T_{ОКК}} = 0,025 \cdot \left[\frac{186,6}{177} \right]^2 \cdot \frac{650,7}{709,7} = 0,0254 \text{ МПа.}$$

2. Давление газов на входе в газовую турбину:

$$p_{НТ} = p_{КК} - \Delta p_{К-ГТ} = 1,673 - 0,0254 = 1,6476 \text{ МПа.}$$

3. Расход газов на входе в газовую турбину:

$$G_{НТ} = G_{КС} + B_{ГТ} = 157,8 + 3,399 = 161,99 \text{ кг/с.}$$

4. Коэффициент сопротивления выхлопа газов за ГТУ при ее работе в автономном режиме обычно составляет $\sigma_{ВЫХ} = 0,03 \div 0,05$.

Применительно к GT8C: $\sigma_{\text{ВЫХ}} = 0,03$ (заводские данные).

5. Давление газов за ГТУ, МПа:

$$p_{\text{КТ}} = p_{\text{НВ}} \cdot (1 + \sigma_{\text{ВЫХ}}) = 0,1013 \cdot (1 + 0,03) = 0,1043.$$

6. Степень расширения газов в проточной части ГТ:

$$p_{\text{ГТ}} = \frac{p_{\text{НТ}}}{p_{\text{КТ}}},$$

$$p_{\text{ГТ}} = \frac{1,6476}{0,1043} = 16.$$

Поток рабочего тела через проточную часть ГТ можно условно разделить на две составляющие, которые объединяются в итоге в один суммарный расход газов. Первая из составляющих – это газы, которые с начальной температурой $T_{\text{НТ}}$ расширяются в проточной части до температуры на выхлопе $T_{\text{КТ}}$. Вторая – охлаждающий воздух, который подается в турбину из проточной части компрессора, затем сбрасывается в поток газов и условно охлаждается до температуры $T_{\text{КВ}}$. В итоге, смешение этих составляющих приводит к образованию суммарного расхода рабочего тела с температурой $T_{\text{СМ}}$.

7. Газовая постоянная:

а) газовая постоянная чистых продуктов сгорания (ЧПС):

$$R_{\text{ЧПС}} = r_{\text{CO}_2} \cdot R_{\text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{N}_2} \cdot R_{\text{N}_2},$$

где $R_{\text{CO}_2} = 0,1899$ кДж/(кг·К); $r_{\text{CO}_2} = 0,0936$; $R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,4615$ кДж/(кг·К); $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,2016$; $R_{\text{N}_2} = 0,2968$ кДж/(кг·К); $r_{\text{N}_2} = 0,7048$; $R_{\text{ЧПС}} = 0,32$ кДж/(кг·К).

б) доля воздуха в потоке газов ГТ определяется отношением количества воздуха, не участвующего в процессе горения к сумме 1 кг топлива и общего количества воздуха, поступающих в камеру сгорания ГТУ:

$$g_{\text{В}} = \frac{L_0 \cdot (b_{\text{КС}} - 1)}{1 + b_{\text{КС}} \cdot L_0} = \frac{16,62 \cdot (2,3 - 1)}{1 + 2,7 \cdot 16,62} = 0,551;$$

в) газовая постоянная рабочего тела в ГТ, кДж/(кг·К):

$$R_{\Gamma} = R_{\text{чПС}} \cdot (1 - g_{\text{B}}) + R_{\text{B}} \cdot g_{\text{B}},$$

$$R_{\Gamma} = 0,32 \cdot (1 - 0,604) + 0,287 \cdot 0,604 = 0,302.$$

8. Определение среднеарифметической величины теплоемкости:

В первом приближении принимаем: $T_{\text{КТ}} = 810,95 \text{ К}$.

Среднеинтегральная теплоемкость для различных компонентов продуктов сгорания и воздуха:

$$c_{\text{ph}(\text{CO}_2)} = 0,8298 + 377,56 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273),$$

$$c_{\text{ph}(\text{H}_2\text{O})} = 1,8334 + 311,08 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273),$$

$$c_{\text{ph}(\text{N}_2)} = 1,0241 + 88,55 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273),$$

$$c_{\text{ph B}} = 0,9956 + 92,99 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273).$$

Среднеинтегральная теплоемкость чистых продуктов сгорания:

$$c_{\text{ph чПС}} = \Gamma_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{ph}(\text{CO}_2)} + \Gamma_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{ph}(\text{H}_2\text{O})} + \Gamma_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{ph}(\text{N}_2)} = 1,24 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Среднеинтегральная теплоемкость газов (с учетом избытка воздуха):

$$c_{\text{ph } \Gamma} = c_{\text{ph чПС}} \cdot (1 - g_{\text{B}}) + c_{\text{ph}(\text{B})} \cdot g_{\text{B}} = 1,117 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$c_{\text{ph } \Gamma \text{ ВХ}} = 1,167 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$c_{\text{ph } \Gamma \text{ ВЫХ}} = 1,117 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Среднеарифметическая величина теплоемкости газов в интервале температур $T_{\text{НТ}} \div T_{\text{КТ}}$:

$$c_{\text{pm } \Gamma} = (c_{\text{ph } \Gamma \text{ ВХ}} + c_{\text{ph } \Gamma \text{ ВЫХ}}) / 2 = 1,142 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

9. Температура газов за ГТ без учета влияния охлаждающего воздуха, К:

$$T_{\text{КТ}} = T_{\text{НТ}} \cdot \left[1 - \left(1 - p \left(\frac{-R_{\Gamma}}{C_{\text{pm } \Gamma}} \right) \right)_{\text{ГТ}} \cdot z_{\text{ГТ}} \right] = 1373 \cdot \left[1 - \left(1 - 16^{\frac{-0,2857}{1,142}} \right) \cdot 0,9083 \right] = 810,95$$

Для современных ГТУ значения КПД проточной части ГТ находятся в пределах $z_{\text{ГТ}} = 0,9 \div 0,94$. В рассматриваемом режиме принимаем КПД проточной части ГТ, пользуясь заводскими данными:

$$z_{\text{ГТ}} = 0,9083.$$

10. Определение теплоемкости смеси газов и охлаждающего воздуха на выхлопе ГТ.

В соответствии с рекомендациями, значение температуры охлаждающего воздуха в конце проточной части ГТ принимается в пределах: $T_{KB} = (0,80 \div 0,82) \cdot T_{KT}$. В данном случае принято:

$$T_{KB} = 0,82 \cdot T_{KT} = 664,98 \text{ К},$$

среднеинтегральная теплоемкость воздуха при этой температуре:

$$c_{phB} = 1,066 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Теплоемкость смеси газов и охлаждающего воздуха на выхлопе ГТ определяем из уравнения смешения потоков газов, кДж/(кг·К):

$$c_{pCM} = \left(\frac{1 + g_{GT} - g_{OXL}}{1 + g_{GT}} \right) \cdot c_{phGBYX} + \left(\frac{g_{OXL}}{1 + g_{GT}} \right) \cdot c_{phB},$$

$$c_{pCM} = \left(\frac{1 + 0,021 - 0,149}{1 + 0,021} \right) \cdot 1,117 + \left(\frac{0,149}{1 + 0,021} \right) \cdot 1,066 = 1,11.$$

11. Определение температуры смеси газов и охлаждающего воздуха на выхлопе ГТ. Температуру смеси газов и охлаждающего воздуха на выхлопе ГТ определяем из уравнения смешения потоков газа, К:

$$T_{CM} = \left(\frac{1 + g_{GT} - g_{OXL}}{1 + g_{GT}} \right) \cdot \left(\frac{c_{phGBYX}}{c_{pCM}} \right) \cdot T_{KT} + \left(\frac{g_{OXL}}{1 + g_{GT}} \right) \cdot \left(\frac{c_{pB}}{c_{pCM}} \right) \cdot T_{KB}$$

$$T_{CM} = \left(\frac{1 + 0,021 + 0,149}{1 + 0,021} \right) \cdot \left(\frac{1,117}{1,11} \right) \cdot 810,95 + \left(\frac{0,149}{1 + 0,021} \right) \cdot \left(\frac{1,066}{1,11} \right) \cdot 664,98 = 790,98.$$

12. Избыток воздуха в смеси газов за газовой турбиной:

$$\bar{b}_{CM} = \frac{G_{KC} + (G_{OXL5} + G_{OXL9} + G_{OXL12})}{V_{GT} \cdot L_0} = \frac{157,8 + (2,35 + 5 + 20,5)}{3,399 \cdot 16,62} = 2,7$$

13. Содержание окислителя в смеси за ГТ, %:

$$O_{2CM} = \frac{21 \cdot (\bar{b}_{CM} - 1)}{\bar{b}_{CM}} = \frac{21 \cdot (2,7 - 1)}{2,7} = 13,2.$$

14. Определение внутренней мощности ГТ.

Внутренняя мощность газовой турбины на основе последовательного газодинамического расчета ступеней ее проточной части с использованием

соответствующих методик. Фирмы и организации производители ГТУ пользуются собственными методиками, в которых учтены конструктивные особенности установки, материал лопаток и технология их изготовления, система охлаждения и пр. В данном расчете внутренняя мощность ГТ определена с использованием метода предложенного заводом изготовителем:

$$N_{\text{ГТ}} = \frac{N_{\text{оГТ}} \cdot \left(\frac{p_{\text{НВ}}}{p_{\text{НК}}} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{\text{НТ}}}{p_{\text{КТ}}} \right)^{\frac{-R_{\text{Г}}}{C_{\text{pmГ}}}} \right]}{1 - \left(\frac{p_{\text{ОНТ}}}{p_{\text{ОКТ}}} \right)^{\frac{-R_{\text{ГО}}}{C_{\text{pmГО}}}}} = \frac{122785 \cdot \left(\frac{0,1013}{0,1002} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{1,6476}{0,1043} \right)^{\frac{-0,2997}{1,142}} \right]}{1 - \left(\frac{1,648}{0,1043} \right)^{\frac{-0,292}{1,185}}} = 129767 \text{ кВт.}$$

Расчет энергетических показателей ГТУ

1. Электрическая мощность ГТУ:

$$N_{\text{ЭГТУ}} = \left(N_{\text{и.Г.}} \cdot \zeta_{\text{МГТ}} - \frac{N_{\text{ик}}}{\zeta_{\text{МК}}} \right) \cdot \zeta_{\text{ЭГ}} = \left(129767 \cdot 0,995 - \frac{70481}{0,995} \right) \cdot 0,985 = 57400 \text{ кВт.}$$

где механические КПД и ОК: $\zeta_{\text{МГТ}} = 0,995$, $\zeta_{\text{МК}} = 0,995$;

КПД электрогенератора ГТУ: $\zeta_{\text{ЭГ}} = 0,985$.

2. КПД ГТУ по производству электроэнергии (брутто):

$$\zeta_{\text{ЭГТУ}} = \frac{N_{\text{ЭГТУ}}}{B_{\text{ГТ}} \cdot (Q_{\text{Н}}^{\text{P}} + h_{\text{ТОПЛ}})} = \frac{57400}{3,399 \cdot (49193 + 10,989)} = 0,3432.$$

3. КПД ГТУ по производству электроэнергии (нетто):

$$\zeta_{\text{ЭГТУ}}^{\text{Н}} = \zeta_{\text{ЭГТУ}} \cdot (1 - \text{Э}_{\text{СН}}^{\text{ПР}}) = 0,3432 \cdot (1 - 0,052) = 0,3253.$$

- доля расхода электроэнергии на собственные нужды ГТУ:

$$\text{Э}_{\text{СН}} = \frac{N_{\text{СН}}}{N_{\text{ЭГТУ}}} = \frac{N_{\text{ДК}} + N_{\text{ПР}}}{N_{\text{ЭГТУ}}} = \text{Э}_{\text{СН}}^{\text{ДК}} + \text{Э}_{\text{СН}}^{\text{ПР}};$$

$$\text{Э}_{\text{СН}} = 0,04 + 0,012 = 0,052.$$

II. ОХРАНА ТРУДА и ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Анализ условий труда в турбинном цехе ТЭЦ

К опасным производственным факторам относят факторы, воздействие которых на работающего приводит к травме; к вредным – факторы, которые приводят к заболеванию.

В турбинном цехе ТЭЦ, так же как и на всей ТЭЦ в целом, имеются опасные и вредные производственные факторы. Имеется тепловое (инфракрасное) излучение (выше 45 °С) в конденсационном помещении, подвале машинного зала, помещениях баков, деаэраторов и насосов, в теплофикационных туннелях, в зонах турбогенераторов (отметки +8 и +9 м), паропроводов и др. В турбинном цехе, в теплофикационном отделении есть парение (из-за неплотностей в оборудовании трубопроводах); повышенная скорость движения воздуха в зонах площадок турбогенераторов на отметках +8 и +9 м, у паропроводов и деаэраторов. Имеет место превышение допустимых значений уровня общей вибрации на ограниченных участках зон расположения турбин (отметки +3,5; +8; +9 м), генераторов, оборудования турбинного цеха высокого напряжения. Повышенная и пониженная относительная влажность в турбинном цехе бывает в зоне вспомогательного оборудования. Имеются вредные вещества в виде газа и жидкостей.

В системах регулирования мощных турбин вместо турбинного масла используется огнестойкая жидкость иввиоль. Она состоит из триксиленилфосфата и антиокислительных присадок. Температура самовоспламенения иввиоли значительно выше, чем у турбинного масла ($t_c = 750$ °С). Поскольку иввиоль очень ядовита, она вредно влияет на нервную систему человека и может вызвать паралич конечностей. Поэтому при работах, связанных с иввиолью, соблюдают особые меры предосторожности. Предельно допустимая концентрация иввиоли в воздухе — не более 1,5 мг/м³.

Персонал турбинного цеха подвергается высокому нервно-эмоциональному напряжению, связанному со сменностью работы и

большой ответственностью за нормальный режим работы оборудования.

Характеристика пожарной опасности в ТЦ, возможные причины пожара.

Горение и взрыв могут возникнуть либо вынужденно от искры. Либо в результате самовоспламенения горючей смеси. Причинами пожара или взрыва в турбинном цехе могут быть недопустимый нагрев и искрения в контактах машин, аппаратов, проводов при прохождении точки замыкания или токов перегрузки сети. Источниками пожара или взрыва в турбинном цехе являются самовоспламеняющиеся смеси утечек водорода с воздухом (вблизи генераторов с водородным охлаждением), горючих газов, пыли, масла. Представляют опасность все горячие поверхности турбоустановок и паропроводов, расположенные вблизи маслопроводов и напротив фланцевых соединений.

Опасны участки внешних маслопроводов высокого давления, неплотно закрытые отверстия паропроводов и дренажей, присоединенных к цилиндру турбины.

Поэтому взрыво и пожароопасность является одним из основных требований эксплуатации в турбинном цехе ТЭЦ.

Особенности тушения пожаров в турбогенераторах

При загорании обмоток генератор или синхронный компенсатор следует немедленно отключить.

Турбина отключается автоматом безопасности со срывом вакуума.

В генераторах с воздушным охлаждением включается устройство водяного пожаротушения. Применение пены запрещено. Если генератор имеет водородное охлаждение, то отключают автомат гашения поля (АГП) и вытесняют водород углекислым газом.

Профилактические мероприятия, направленные на предупреждение пожаров в ТЦ

Оборудование ТЭЦ, как правило, размещается в огнестойких зданиях. Для предупреждения распространения пожара с одного здания на

другое, а также для возможного подъезда пожарных машин необходимо предусматривать подъездные пути с твердым обоснованием и устраивать противопожарные разрывы. При этом обращают особое внимание на правильное размещение оборудования с точки зрения предотвращения пожара или взрыва при эксплуатации.

Каждое производственное помещение, где имеются горючие вещества и топливо, должно иметь устройство противопожарного назначения, к таким устройствам относятся противопожарные преграды, устройство защитных зон, обваловок и водяных завес.

Для ликвидации пожаров необходимо предусматривать системы автоматического пожаротушения и сигнальные устройства.

При пожаре необходимо в кратчайшее время эвакуировать из помещений людей. В каждом цехе на случай возникновения пожара обеспечивают эвакуацию людей. Это время определяется расстоянием от рабочего места до выходной двери. Выходы считаются эвакуационными, если они ведут из помещения наружу или в безопасное помещение, на лестничные клетки и др. В каждом помещении должно быть не менее двух эвакуационных выходов на расстоянии 30—100 м от рабочего места.

Основными профилактическими мероприятиями, направленными на предупреждение пожаров, является строгое соблюдение правил хранения и обращения с горючими и смазочными материалами. Не разрешается хранение горючих материалов в открытой таре в производственных помещениях, на лестничных клетках и свободных площадках.

К масляной системе предъявляются особые требования пожаробезопасности. Для обеспечения прочности маслопроводы сваривают только дипломированные сварщики дуговой сваркой, а не газовой. Качество сварных швов тщательно контролируется просвечиванием гамма-лучами. Масляную систему и баки очищают от шлама и загрязнений паром под давлением четыре-шесть кгс/см². Масляные баки разрешается ремонтировать только после их очистки. При этом должны соблюдаться

правила техники безопасности при работе в резервуарах. Запрещена промывка масляных баков легковоспламеняющимися жидкостями. После окончания ремонтных сварочных работ маслопроводы испытывают повышенным давлением, равным 1,25 рабочего, но не менее 18—20 кгс/см².

Обслуживающий персонал обязан вести постоянное наблюдение за исправностью и техническим состоянием оборудования, содержанием в чистоте всего помещения, наличием свободных проходов и т. п.

Большое значение имеет система планово-предупредительного ремонта, обеспечивающая ряд организационных и технических мероприятий по уходу, надзору, обслуживанию и ремонту оборудования, зданий и сооружений.

Исправное и работоспособное оборудование обеспечивает выполнение производственного плана и безопасные условия труда.

Обслуживающий персонал должен уметь проводить профилактическую работу, направленную на предупреждение пожаров и поддержание санитарно-гигиенических условий труда.

III. ЭКОЛОГИЯ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Выбросы в окружающую среду

Процесс горения топлива в КС энергетических ГТУ сложнее, чем в топочных камерах обычных энергетических установок.

При относительно невысоких температурах химическая реакция горения протекает достаточно медленно, а потребление кислорода во много раз меньше возможности его доставки к фронту пламени, который отделяет топливовоздушную смесь от продуктов сгорания.

Наиболее опасными выбросами ТЭС являются оксиды азота. Содержание оксидов азота определяет токсичность продуктов сгорания природного газа на 90-95%. Кроме того, оксиды азота под воздействием ультрафиолетового излучения активно участвуют в фотохимических реакциях в атмосфере с образованием других вредных газов.

Источником образования оксидов азота служит азот воздуха и топлива. В атмосферном воздухе содержится 78,1% азота по объему.

Азот является составной частью рабочей массы топлива. Содержание азота в топливе невелико: до 1 – 1,5% в топочном мазуте и природном газе и лишь в отдельных месторождениях природный газ содержит до 4% молекулярного азота.

В последнее время серьезное внимание привлекла проблема изучения канцерогенных веществ, образующихся при неполном сгорании топлива.

По своей распространенности и интенсивности воздействия из многих химических веществ этого типа наибольшее значение имеют полициклические ароматические углеводороды (ПАУ) и наиболее активный из них – бенз(а)пирен. Максимальное количество бенз(а)пирена образуется при температуре 700-800 °С в условиях нехватки воздуха для полного сгорания топлива.

Расчет выбросов вредных веществ

Выход оксида углерода при сжигании топлива (в $\frac{\text{кг}}{\text{тыс.м}^3}$) определяется как:

$$C_{CO} = \frac{q_3 \cdot R \cdot Q_H^P}{1013} = \frac{1 \cdot 0,5 \cdot 49193}{1013} = 24,28,$$

где q_3 - потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, %; R - коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленную содержанием в продуктах неполного сгорания оксида углерода. Для твердого топлива $R = 1,0$; для газа $R = 0,5$; для мазута $R = 0,65$.

Количество оксида углерода, выбрасываемое с дымовыми газами при работе двух котлов ТП-230, определяется по формуле, г/с:

$$M_{CO} = 0,001 \cdot C_{CO} \cdot B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 0,001 \cdot 24,28 \cdot 7000 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 169,96.$$

Количество оксида углерода, выбрасываемое с дымовыми газами при работе трёх ГТУ, определяется по формуле, г/с:

$$M_{CO} = 0,001 \cdot C_{CO} \cdot B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 0,001 \cdot 24,28 \cdot 10197 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 247,58.$$

Расчет выбросов оксидов азота

Суммарное количество оксидов азота (NO_x) в пересчете на полное окисление оксидов азота в диоксид азота (NO_2), выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами каждого котла при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива, вычисляется по формуле, г/с:

$$M_{NO_x} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot K \cdot B \cdot Q_H^P \cdot \left(1 - \frac{q_H}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \varepsilon_1 \cdot r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \varepsilon_2 \cdot \left(1 - \eta_{аз} \cdot \frac{n''}{n_k}\right)$$

где B - расход натурального топлива, г/с; K - коэффициент, характеризующий выход оксидов азота, $K = 12 \cdot \frac{230}{200 + 230} = 6,24$; β_1 - коэффициент, учитывающий влияние на выход оксидов азота качества сжигаемого топлива; β_2 - коэффициент, учитывающий конструкцию горелок (для вихревых горелок - 1, для прямоточных - 0,85); β_3 - коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления; ε_1 - коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих газов в зависимости от условий подачи их в топку; ε_2 - коэффициент,

характеризующий снижение выбросов оксидов азота (при двухступенчатом сжигании) при подаче части воздуха помимо основных горелок; r - степень рециркуляции дымовых газов, %; n'', n_k - длительность работы азотоочистной установки и котла, ч/год.

При сжигании жидкого и газообразного топлива значение β_1 принимается равным:

при $\alpha_\phi > 1,05$ $\beta_1 = 1$; при $\alpha_\phi = 1,05 \div 1,03$ $\beta_1 = 0,9$; при $\alpha_\phi < 1,03$ $\beta_1 = 0,75$

Значение коэффициента ε_1 при номинальной нагрузке котла и степени рециркуляции r менее 20% принимают равными:

$\varepsilon_1 = 0,0025$ при вводе рециркуляционных газов в топку (при расположении горелок на вертикальных экранах); $\varepsilon_1 = 0,015$ при вводе через щели под горелками; $\varepsilon_1 = 0,025$ по наружному каналу горелок и $0,035$ при вводе в воздушное дутье в рассечку двух воздушных потоков, если сжигается жидкое и газообразное топливо.

При сжигании твердого топлива $\varepsilon_1 = 0,010$ при вводе газов рециркуляции в первичную аэросмесь и равно $0,005$ при вводе во вторичный воздух, если организовано высокотемпературное сжигание. При низкотемпературном сжигании величина $\varepsilon_1 = 0$.

Суммарное количество оксидов азота (NO_x), выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами при работе трех котлов ТГМП-114:

$$M_{NO_x} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot 6,24 \cdot 7000 \cdot 49193 \cdot 0,9 = 65,7.$$

Суммарное количество оксидов азота (NO_x), выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами при работе трёх ГТУ:

$$M_{NO_x} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot 6,24 \cdot 10197 \cdot 49193 \cdot 0,9 = 98,54.$$

Вывод: при рассматриваемой реконструкции Омской ТЭЦ выбросы вредных веществ повысятся: оксида углерода – со $169,96$ г/с до $247,58$ г/с; оксидов азота – с $65,7$ г/с до $98,54$ г/с. Повышение выбросов вредных веществ в атмосферу происходит вследствие увеличения расхода топлива.

IV. ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Исходные данные:

- | | |
|---|---|
| 1. Установленная мощность | $N_y = 565 \text{ МВт.}$ |
| 2. Тип и количество турбин | P-50-130/13 x 2
GT8C x 3 |
| 3. Число часов использования установленной мощности | $h_y = 7000 \text{ ч.}$ |
| 5. Топливо | Природный газ. |
| 6. Удельные капиталовложения | $K_y = 23 \cdot 10^6 \text{ млн. сум.}$ |

1. Расчет абсолютных вложений капитала в новое строительство ТЭЦ

1. Абсолютное вложение капитала в новое строительство ТЭЦ:

$$K_{CT} = K_{yд} \cdot N_y = 23 \cdot 10^6 \cdot 565 = 13 \cdot 10^9 \text{ млн. сум.}$$

2. Стоимость основных фондов ТЭЦ:

$$C_{\Phi} = 0,9 \cdot K_{CT} = 0,9 \cdot 13000 = 11700 \text{ млн. сум.}$$

где коэффициент 0,9 учитывает так называемые возвратные суммы.

3. Стоимость оборудования:

$$C_{OB} = 0,7 \cdot C_{\Phi} = 0,7 \cdot 11700 = 8190 \text{ млн. сум.}$$

Расчет энергетических показателей работы ТЭЦ

1. Годовая выработка электроэнергии ТЭЦ:

$$\mathcal{E}_B = N_y \cdot h_y = 565 \cdot 7000 = 3960 \text{ млн. кВт}\cdot\text{ч,}$$

в том числе от 3-х блоков ГТУ:

$$\mathcal{E}_B = N_y \cdot h_y = 171 \cdot 8300 = 1420 \text{ млн. кВт}\cdot\text{ч.}$$

2. Отпуск тепловой энергии с коллекторов ТЭЦ:

$$Q_{OTП}^{\Gamma} = 40400 \text{ тыс. ГДж,}$$

в том числе от трех блоков ГТУ:

$$Q_{OTП}^{\Gamma} = 6788 \text{ тыс. ГДж.}$$

3. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ:

$$\mathcal{E}_{CH} = (K_{CH}/100) \cdot \mathcal{E}_B = (10/100) \cdot 3960 = 396 \text{ млн. кВт}\cdot\text{ч,}$$

где $K_{CH} = 10 \%$ - удельный расход электроэнергии на собственные нужды.

4. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды, отнесенный на отпуск теплоты:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{T}} = \bar{\mathcal{E}}_{\text{СН}}^{\text{T}} \cdot Q_{\text{ОТП}}^{\text{T}} = 6,3 \cdot 40400 = 258 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч},$$

где $\bar{\mathcal{E}}_{\text{СН}}^{\text{T}} = 6,3$ кВт·ч/ГДж – удельный расход электроэнергии на собственные нужды по отпуску теплоты.

5. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды, приходящийся на выработку электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{СН}} - \mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{T}} = 396 - 258 = 138 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч}.$$

6. Удельный расход электроэнергии на собственные нужды по производству электроэнергии:

$$\bar{\mathcal{E}}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}}}{\mathcal{E}_{\text{В}}} \cdot 100\% = \frac{138}{3960} \cdot 100\% = 3,5\%.$$

7. Отпуск электроэнергии с шин ТЭЦ:

$$\mathcal{E}_{\text{ОТП}} = \mathcal{E}_{\text{В}} - \mathcal{E}_{\text{СН}} = 3960 - 396 = 3564 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч},$$

8. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{СН}} - \mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{T}} = 396 - 258 = 138 \text{ (4,9/100)} \cdot 3960 = 70 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч},$$

где $K_{\text{СН}} = 4,9\%$ - удельный расход электроэнергии на собственные нужды.

9. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды, отнесенный на отпуск теплоты:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{T}} = \bar{\mathcal{E}}_{\text{СН}}^{\text{T}} \cdot Q_{\text{ОТП}}^{\text{T}} = 4,8 \cdot 6788 = 32,4 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч},$$

где $\bar{\mathcal{E}}_{\text{СН}}^{\text{T}} = 4,8$ кВт·ч/ГДж – удельный расход электроэнергии на собственные нужды по отпуску теплоты.

10. Годовой расход электроэнергии на собственные нужды, приходящийся на выработку электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{СН}} - \mathcal{E}_{\text{СН}}^{\text{T}} = 70 - 32,4 = 37,6 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч}.$$

11. Удельный расход электроэнергии на собственные нужды по производству электроэнергии:

$$\bar{\mathcal{E}}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{СН}}^{\mathcal{E}}}{\mathcal{E}_{\text{В}}} \cdot 100\% = \frac{37,6}{1420} \cdot 100\% = 2,6\%.$$

12. Отпуск электроэнергии с шин ТЭЦ:

$$\mathcal{E}_{\text{ОТП}} = \mathcal{E}_{\text{В}} - \mathcal{E}_{\text{СН}} = 1420 - 70 = 1350 \text{ млн.кВт}\cdot\text{ч},$$

3. Годовые издержки по калькуляционным статьям в целом по ТЭЦ

Наибольший удельный вес в издержках производства занимает топливная составляющая, зависящая от экономичного режима работы энергооборудования.

Этот показатель определяется расходом топлива $V_{\text{Н}}^{\Gamma}$ и во многом зависит от его договорной цены, которая включает оптовую цену топлива у поставщика, стоимость транспортных затрат, посреднических услуг и другие факторы.

Договорная цена на топливо:

$$C_{\text{ДОГ}} = 114000 \text{ сум/тыс.м}^3.$$

Издержки по топливу на технологические цели:

$$I_{\text{ТОПЛ}} = V_{\text{Н}}^{\Gamma} \cdot C_{\text{ДОГ}} = 2084 \cdot 114000 = 237576 \text{ млн.сум/год},$$

где $V_{\text{Н}}^{\Gamma}$ - годовой расход натурального топлива:

$$V_{\text{Н}}^{\Gamma} = V_{\text{У}}^{\Gamma} / 1,15 = 2084 \text{ млн.м}^3/\text{год}.$$

Цена одной тонны условного топлива:

$$C_{\text{У}} = I_{\text{ТОПЛ}} / V_{\text{У}}^{\Gamma} = 237576 / 2396 = 99155 \text{ сум/тут}.$$

Вода на технологические цели, забираемая из поверхностных источников водохозяйственных систем.

К этой статье относятся затраты по воде, расходуемой на питание котлов, гидрозолоудаление и золоулавливание, систему технического водоснабжения, охлаждение генераторов и трансформаторов, пополнение (подпитку) системы теплофикации и отпуска горячей воды и другие технические и бытовые нужды. Здесь же учитываются все затраты по химводоочистке (кроме амортизации): химические реактивы и другие расходы, а также плата за воду в бюджет.

Затраты по воде:

$$I_B = \left(b_1 \frac{B_H^K}{1000} + b_1 \frac{B_H^{BK}}{1000} + b_2 \cdot D_H^K \cdot n_K + b_3 \cdot N_y \right) \cdot 10^{-6} + \Pi_{ПЛ.В} \cdot n_T =$$

$$= (6550 \cdot 3520 + 163 \cdot 565 \cdot 10^3) + 1,5 \cdot 10 = 130,2 \cdot 10^3 \text{ млн.сум/год,}$$

где $b_1 = 0$ для газомазутного топлива; $b_2 = 6550$ сум. на 1 т. суммарной часовой производительности всех котлов; $b_3 = 163$ сум. на кВт установленной мощности для ТЭЦ с поперечными связями; n_K - количество установленных котлов; N_y - установленная электрическая мощность ТЭЦ; $\Pi_{ПЛ.В} = 1,5$ млн.сум – годовая плата в бюджет в зависимости от типа турбины и системы технического водоснабжения в расчете на один агрегат; n_K - количество установленных турбин.

Оплата труда.

По данной статье на основе нормативной численности и расчетной среднемесячной зарплаты рассчитываются затраты на оплату труда эксплуатационного персонала, непосредственно участвующего в технологическом процессе производства энергии.

Среднемесячная зарплата одного работника:

$$ЗП_{СР}^{МЕС} = 590000 \text{ сум.}$$

Годовой фонд оплаты труда одного работника:

$$\Phi_{ЧЕЛ}^Г = ЗП_{СР}^{МЕС} \cdot 12 \cdot 10^{-6} = 590000 \cdot 12 \cdot 10^{-6} = 0,708 \text{ млн.сум.}$$

Затраты на оплату труда эксплуатационного персонала:

$$I'_{ОТ} = b_{ПР} \cdot \bar{n} \cdot N_y \cdot \Phi_{ЧЕЛ}^Г = 0,7 \cdot 1,25 \cdot 565 \cdot 0,108 = 53,4 \text{ млн.сум/год,}$$

где $b_{ПР}$ - доля эксплуатационного персонала в общей численности промышленно – производственного персонала; \bar{n} - штатный коэффициент промышленно – производственного персонала;

Отчисления на социальные нужды.

Статья включает в себя обязательные отчисления в государственные внебюджетные фонды от затрат по оплате труда согласно социальному

налогу, введенному в действие с 1 января 2013 года.

Отчисления на социальные нужды:

$$И_{СН} = \frac{\bar{Н}_{СН}}{100} \cdot И_{ОТ} = \frac{35,6}{100} \cdot 53,4 = 19 \text{ млн. сум/год,}$$

где $\bar{Н}_{СН} = 35,6 \%$ - суммарный норматив отчислений в фонды РУз:

- пенсионный – 28 %
- социального страхования – 4 %
- обязательного медицинского страхования – 3,6 %

Оплата труда с учетом социального налога:

$$И_{ОТ} = И'_{ОТ} + И_{СН} = 53,4 + 19 = 72,4 \text{ млн. сум/год.}$$

Амортизационные отчисления по этой статье производятся по производственному оборудованию на полное его восстановление (реновацию).

Амортизация:

$$И_a = \frac{\bar{Н}_A^{ОБ}}{100} \cdot С_{ОБ} = \frac{3,2}{100} \cdot 8168 = 262 \text{ млн. сум/год,}$$

где $\bar{Н}_A^{ОБ} = 3,2$ – средняя норма амортизации на реновацию в цело по ТЭЦ;

$С_{ОБ} = 8168$ млн. сум – стоимость оборудования составляет 60 – 70 % от капиталовложений в строительство ТЭЦ.

Расходы по содержанию и эксплуатации оборудования:

$$И_{ЭКС} = \bar{Н}_{ЭКС} \cdot N_y \cdot 10^{-6} = 140 \cdot 565 \cdot 10^{-6} = 79 \text{ млн. сум/год,}$$

где $\bar{Н}_{ЭКС} = 140$ сум/кВт.

К цеховым расходам относятся затраты на обслуживание цехов и управление ими: зарплата аппарата управления цехом, амортизация и расходы по содержанию и текущему ремонту зданий и инвентаря общецехового назначения, расходы по охране труда.

Цеховые расходы:

$$И_{ЦЕХ} = v \cdot И_{ЭКС} = 0,06 \cdot 79 = 4,7 \text{ млн. сум/год,}$$

где $v=0,06$.

В состав общестанционных расходов входят расходы по управлению электростанцией: административно – управленческие расходы (оплата труда, командировочные и подъемные, представительские и канцелярские затраты в пределах нормативов); общепроизводственные издержки (содержание, амортизация, текущий ремонт общестанционных средств, испытания, опыты, исследования).

Общестанционные расходы:

$$I_{OC} = \chi_{AUP} \cdot 3P_{CP} + \gamma \cdot (I_{ЭКС} + I_{ЦЕХ}) = 42 \cdot 9000 + 0,06(79 + 4,7) = 5,4 \text{ млн. сум/год,}$$

где $\chi_{ППП} = \bar{n}_{ППП} \cdot N_y = 1,25 \cdot 565 = 706$ чел. – численность ППП,

$$\chi_{AUP} = 0,06 \cdot \chi_{ППП} = 0,06 \cdot 706 = 42 \text{ чел. – численность АУП.}$$

Плата за землю:

$$S_{OБЩ} = S_1 = 45,2 \text{ га; } S_1 = \bar{S}_1 \cdot N_y \cdot 10^{-2} = 45,2 \text{ га,}$$

где $\bar{S}_1 = 8 \text{ га/100МВт.}$

Плата за землю:

$$П_{ЗЕМ} = \bar{N}_{ЗН} \cdot S_{OБЩ} \cdot K_{ЗЕМ} \cdot 10^{-6} = 16800 \cdot 45,2 \cdot 10^{-6} = 0,76 \text{ млн. сум/год,}$$

где $\bar{N}_{ЗН} = 16800 \text{ сум/га}$ – ставка земельного налога.

Плата за выбросы загрязняющих веществ в окружающую среду:

$$П_{ВЫБР} = N_{ПЛ}^{NO_2} \cdot M_{NO_2}^{\Gamma} \cdot K_{ВЫБР} \cdot 10^{-6} = 27500 \cdot 1736 \cdot 10^{-6} = 47,7 \text{ млн. сум/год,}$$

где $N_{ПЛ}^{NO_2} = 27500 \text{ сум/т}$ – норматив платы за выброс NO_2 ;

$$M_{NO_2}^{\Gamma} = \frac{0,247}{1000} \cdot V_H^{\Gamma} \cdot Q_P^H = \frac{0,247}{1000} \cdot 2084 \cdot 33729 = 1736 \text{ т/год – годовая масса}$$

загрязняющего вещества.

$$I_{НАЛ} = П_{ЗЕМ} + П_{ВЫБР} + N_{ПР} = 0,76 + 47,7 = 48,5 \text{ млн. сум/год.}$$

Общие издержки производства на ТЭЦ включают в свой состав следующие составляющие расчетных величин:

$$I_{ТЭЦ} = I_{ТОПЛ} + I_B + I_{OT} + I_{AM} + I_{ЭКС} + I_{ЦЕХ} + I_{OC} + I_{НАЛ} = \\ = 237576 + 130200 + 72,4 + 262 + 79 + 4,7 + 5,4 + 48,5 = 368248 \text{ млн. сум/год.}$$

Коэффициент распределения:

$$K_{PЭ} = \frac{I_{Э} - I_{ТОП(Э)}}{I_{ТЭЦ} - I_{ТОП}} = \frac{885 - 562}{2415 - 1813} = 0,54.$$

Себестоимость единицы теплоты составляет:

$$S_{omn}^m = \frac{I_{ТЭЦ} \cdot K_{PЭ}}{Q_{omn}} = \frac{368248 \cdot 10^6 \cdot 0,54}{40400 \cdot 10^3} = 4922,13 \text{ сум / ГДж}$$

где Q_{omn} – годовой отпуск теплоты с коллекторов ТЭЦ, тыс. ГДж/год.

Себестоимость отпущенной электрической энергии составляет:

$$S_{omn}^э = \frac{I_{ТЭЦ} \cdot (1 - K_{PЭ})}{W_{omn}} = \frac{368248 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,54)}{3564 \cdot 10^6} = 47,53 \text{ сум / кВт} \cdot \text{ч}$$

где W_{omn} – годовой отпуск электрической энергии с шин электростанции, тыс. МВт.ч/год.

Срок окупаемости данного проекта, лет:

$$T_{окун} = \frac{K_{cm}}{\left[(S_{omn}^э - S_{omn}^{э'}) \cdot Q_{omn} + (S_{omn}^m - S_{omn}^{m'}) \cdot W_{omn} \right] \cdot 0,86}$$

$$T_{окун} = \frac{12995 \cdot 10^6}{\left[(2,08 - 0,3) \cdot 3564 \cdot 10^6 + (123,38 - 32,28) \cdot 40,4 \cdot 10^6 \right] \cdot 0,86} = 5 \text{ лет}$$

где $S_{отп}^{э/}$ - себестоимость электрической энергии до модернизации;

$S_{отп}^{т/}$ - себестоимость тепловой энергии до модернизации;

4. Вывод

Произведенные расчеты показывают высокую эффективность установок ГТУ в качестве замещающей мощности.

Себестоимость электрической и тепловой энергии по ТЭЦ в целом соответственно равна 47,53 сум/кВт·ч и 3228 сум/ГДж.

Рассмотренный в данном выпускном работе вариант установки замещающей мощности обеспечивает покрытие увеличенного уровня тепловых нагрузок с высокими показателями.

ВЫВОДЫ

В данном выпускно-квалификационной работе ставилась задача определить целесообразность строительства замещающей мощности (3xGT8C+3xКУ).

Произведенные расчеты показывают высокую эффективность установок ГТУ в качестве замещающей мощности.

Установка двух блоков ГТУ обеспечивает покрытие существующего уровня тепловых нагрузок с одновременным увеличением отпуска электроэнергии и улучшением технико – экономических показателей ТЭП.

Установка третьего блока ГТУ без разрыва по времени после ввода первых двух блоков несколько снижает напряженность работы существующего оборудования I очереди, обеспечивает возможность вывода из работы еще двух турбин Р-50-130/13. Улучшение показателей по сравнению с первым пусковым комплексом происходит за счет того, что третий блок ГТУ работает в таком же базовом режиме, как и первые два.

Экономичность комбинированных установок неуклонно повышается: от 40—45 % в начале 80-х годов до 55—56 % в настоящее время. Существенно повысилась за этот период и экономичность газотурбинных двигателей: от 28—30 до 35—36 %.

В настоящее время до 20 % ежегодного приращения мощности электростанций на органическом топливе обеспечивается за счет газотурбинных установок. Вместе с комбинированными установками эта доля составляет половину.

Указанная тенденция наблюдается на фоне устойчивого снижения доли паротурбинных станций.

Рассмотренный в данной работе вариант установки замещающей мощности обеспечивает покрытие увеличенного уровня тепловых нагрузок с высокими показателями.

В результате ввода замещающей мощности:

– удельные расходы топлива на отпуск электрической энергии снизились с **330 г.у.т./кВт·ч** до **209 г.у.т./кВт·ч**;

– удельные расходы на отпуск тепловой энергии составили **40,8 кгут/ГДж** против **43 кгут/ГДж** до ввода замещающей мощности;

– себестоимость тепловой энергии после модернизации составила: **32,28 руб/ГДж (145,9 тг./ГДж)**;

– себестоимость электрической энергии составила: **0,3 руб/кВт·ч (1,35 тг./кВт·ч)**

Срок окупаемости данного проекта составил 5 лет.

ЛИТЕРАТУРЫ

ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов И.А. Наша главная цель – решительно следовать по пути широкомасштабных реформ и модернизации страны. Т.: Узбекистан. – 2013. 63 с.
2. Каримов И.А. Мировой финансово – экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана. Т.: Узбекистан. – 2008. 48 с.
3. Каримов И.А. Обеспечить поступательное и устойчивое развитие страны – важнейшая наша задача. Т.: Узбекистан. – 2008. 48 с.
4. Ходак Е.А., Ромахова Г.А. Газотурбинные установки тепловых электростанции. Термодинамический анализ циклов: Учеб. пособие/ СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2000. 64 с.
5. Х.Арсеньев Л.В., Ходак Е.А. Тепловые схемы ГТУ: Учеб. пособие / ЛПИ.Л., 1988. 80 с.
6. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1977. 447 с.
7. A Brief History of Soviet Aircraft Gas Turbine Technjlogy. Parti: Fron the Beginnings to 1950// Global Gas Turbine News. IGTI 1997 V. 37, №3. P. 4-9.
8. Lee S, Langston. Market Drivers for Ecectric Power Gas Turbines: Reason for the Revolution // Global Gas Turbine News. IGTI. 1996 V 36 № 3. P. 7-10.
9. Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат, 1985. 304 с.
- 10.Lee S. Langston. Introduction to Gas Turbines for Non-Engineers // Global Gas Turbine News. IGTI. 1997. V. 37, No 2. P. 4—9.
- 11.Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. М.: Энергия, 1968. 280с.

12. Haywood R. W. Analysis of Engineering Cycles, 3rd edition. Pergamon Press, Oxford, 1980. 278 p.
13. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика. М.: Машиностроение, 1972. 670 с.
14. Хейвуд Р.У. Термодинамика равновесных процессов: Руководство для инженеров и научных работников. М.: Мир, 1983. 478 с.
15. Рихтер Л.А., Волков Э.П., Покровский В.Н. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. - М.: Энергоиздат, 1991, 296 с.
16. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. - М.: Энергоатомиздат, 1987; 215 с.
17. Рихтер Л.А., Тупов В.Б. Охрана окружающей среды от шума тепловых электростанций. - М.: Издание МЭИ., 1990. 96 с.
18. Сердюк В.С., Цорина Е.Н. Оценка тяжести трудового процесса. - Омск, 2001.
19. Стищенко Л. Г., Горшенина Н. В. Производственное освещение. - Омск, 2001.
20. Сердюк В.С., Цорина Е.Н. Оценка напряженности трудового процесса. – Омск. 2001.
21. А.В. Щегляев, Паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1993.
22. В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др., Паровые турбины малой мощности КТЗ. М.: Энергоатомиздат, 1987.
23. А.И. Занин, А.С. Соколов. Паровые турбины. М.: Высшая школа, 1988.
24. А.Г. Костюк, В.В. Фролов. Турбины тепловых и атомных электрических станций. М.: Издательство МЭИ, 2001.
25. Г.А. Зальф, В.В. Звягинцев. Тепловой расчет паровых турбин. М.: МашГИЗ, 1961.