



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

С.А. Качан

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ
УТИЛИЗАЦИОННЫХ
ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК**

Методическое пособие

Минск 2007

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Тепловые электрические станции»

С.А. Качан

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИОННЫХ
ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Методическое пособие
по дипломному проектированию
для студентов специальностей
1-43 01 04 «Тепловые электрические станции»,
1-53 01 04 «Автоматизация и управление энергетическими процессами»

Минск 2007

УДК [621.181.27+621.165]:378.147.88

ББК 31.374я7

К 30

Рецензенты:

В.К. Судиловский, П.Н. Копко

Качан, С.А.

К 30 Расчет тепловой схемы утилизационных парогазовых установок: методическое пособие по дипломному проектированию для студентов специальностей 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1-53 01 04 «Автоматизация и управление энергетическими процессами» / С.А. Качан. – Минск : БНТУ, 2007. – 130 с.

ISBN 978-985-479-567-6.

Методическое пособие предназначено для студентов специальностей 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1-53 01 04 «Автоматизация и управление энергетическими процессами», которые в ходе дипломного проектирования выполняют расчеты тепловой схемы утилизационных парогазовых установок (ПГУ).

В пособии изложены методические основы выбора оптимальных параметров паровой и газовой частей схемы и основного оборудования утилизационных ПГУ. Приведен порядок укрупненного расчета котла-утилизатора и принципиальной тепловой схемы паротурбинной установки.

В приложениях даются справочные материалы, необходимые для расчетов, а также технико-экономические и конструктивные показатели современных газотурбинных установок, котлов-утилизаторов, паровых турбин и характеристики некоторых разработанных схем утилизационных ПГУ.

УДК [621.181.27+621.165]:378.147.88
ББК 31.374я7

ISBN 978-985-479-567-6

© Качан С.А, 2007
© БНТУ, 2007

ВВЕДЕНИЕ

Применение парогазовых технологий обеспечивает повышение тепловой экономичности выработки электроэнергии и теплоты, экономию капитальных вложений в развитие энергосистемы, снижение металлоемкости энергетических установок [1.. 3].

Ввод парогазовых установок является основной тенденцией развития мировой теплоэнергетики в последние десятилетия, что связано с разработкой надежных и экономичных газовых турбин (П) с высокой начальной температурой.

При реконструкции и расширении тепловых электростанций (ТЭС) могут применяться различные схемы газотурбинных надстроек паротурбинных установок (ПТУ) [3], имеющие свои достоинства и недостатки.

В схеме со сбросом газов газотурбинной установки (ГТУ) в паровой котел ПТУ кислород, содержащийся в газах после газовой турбины, используется как окислитель топлива в энергетическом котлоагрегате, что возможно благодаря высокому значению коэффициента избытка воздуха за камерой сгорания ГТУ ($\alpha_{кс} \approx 3$).

Достоинствами этой схемы являются возможность использования в паровом котле любого вида топлива, а также высокие показатели ее надежности и маневренности, так как при выходе ГТУ из строя ПТУ может работать обособленно в обычном режиме. Кроме того, несколько сокращаются необходимые капитальные вложения из-за возможности использования существующего паротурбинного и после реконструкции - котельного оборудования ТЭС.

В полузависимой схеме (схеме с вытеснением регенерации ПТУ) теплота уходящих газов ГТУ полностью используется в газовой подогревателях (ГВЦ) для вытеснения нагрузки регенеративных подогревателей паротурбинной установки.

Полузависимая схема считается наиболее простой для реализации и может использоваться для создания маневренных (пиковых или полупиковых) установок. Возможное увеличение мощности против номинальной составляет 50% и более и достигается за счет вводимой мощности ГТУ и увеличения мощности паровой части при вытеснении тепловой нагрузки системы регенерации.

Достоинством схемы газотурбинной надстройки ПТУ с подачей пара из котла-утилизатора в промежуточную точку (например, в линию промпрегрева) **или на вход существующих паровых турбин** является возможность ее реализации без значительной реконструкции турбинного оборудования ТЭС.

Кроме того, при выводе из работы устаревшего паротурбинного оборудования можно использовать вновь введенные ГТУ и котел-утилизатор в цикле утилизационной ПГУ после установки новой паровой турбины.

Отметим также перспективность применения **контактных ПГУ**, в которых паротурбинный цикл осуществляется в газовой турбине за счет ввода воды или водяного пара в тракт высокого давления ГТУ.

Достоинствами контактных ПГУ с полным (энергетическим) впрыском пара, получаемого в котле-утилизаторе, в камеру сгорания являются существенное снижение их удельной стоимости из-за отсутствия паротурбинного оборудования, высокие экологические характеристики. Эти ПГУ, работающие по так называемому циклу STIG, могут выполняться как с конденсацией водяных паров из уходящих газов для снижения затрат на водоподготовку, так и с потерей воды в схеме.

В зависимости от особенностей схемы газотурбинная надстройка ПГУ позволяет повысить КПД производства электроэнергии на 4...6%(абс).

Однако наиболее высокую экономичность обеспечивает применение **бинарных парогазовых установок утилизационного типа (УПГУ)**. В настоящее время уже освоен уровень КПД по выработке электроэнергии 50 ... 52%, а в ближайшей перспективе он превысит 55 ... 60% [2].

Выбор таких установок является предпочтительным при проектировании новых ТЭС - конденсационных и теплоэлектроцентралей. В УПГУ паровые турбины работают на паре, получаемом в котле-утилизаторе за счет использования только теплоты газов, покидающих газовую турбину (дополнительное сжигание топлива в котле-утилизаторе не производится).

При этом доля мощности газовой части является наибольшей в сравнении с ПГУ других типов, что, в основном, и определяет их высокий КПД. В таких ПГУ максимально используются преимущества комбинирования газотурбинного цикла с высоким температурным уровнем подвода теплоты и паротурбинного цикла с низкой температурой отвода теплоты.

Другими достоинствами УПГУ, обеспечившими им широкое распространение, являются простота, компактность, сравнительно невысокие удельные капитальные затраты и сроки строительства. Кроме того, УПГУ удовлетворяют самым высоким экологическим требованиям: благодаря совершенствованию процессов сжигания топлива в камерах сгорания уровень выбросов оксида азота снижается до 50 мг/м³.

В данном методическом пособии рассматриваются общие вопросы проектирования тепловых электростанций на базе утилизационных ПГУ, даются общие рекомендации по выбору основного оборудования и оптимизации его параметров, указываются особенности и приводится численный пример расчета парогенерирующей установки и принципиальной тепловой схемы, приводятся некоторые справочные материалы, а также данные по технико-экономическим и конструктивным показателям основного оборудования и описание некоторых схем УПГУ.

1. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ПГУ И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1.1. Общая характеристика ПГУ утилизационного типа

На рис. 1.1 изображена принципиальная тепловая схема утилизационной ПГУ с котлом–утилизатором (КУ) одного давления, а на рис. 1.2 – УПГУ, выполненной по принципу дубль-блока (две ГТУ с КУ, работающими на одну паровую турбину) с двумя контурами генерации пара.

Параметры и мощность паровой и газовой частей в схемах УПГУ однозначно связаны параметрами пара в котле–утилизаторе. По этой причине электрический КПД УПГУ $\eta_{\text{УПГУ}}^{\text{э}}$ зависит в основном от электрического КПД газовой $\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э}}$ и паровой $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}$ частей схемы.

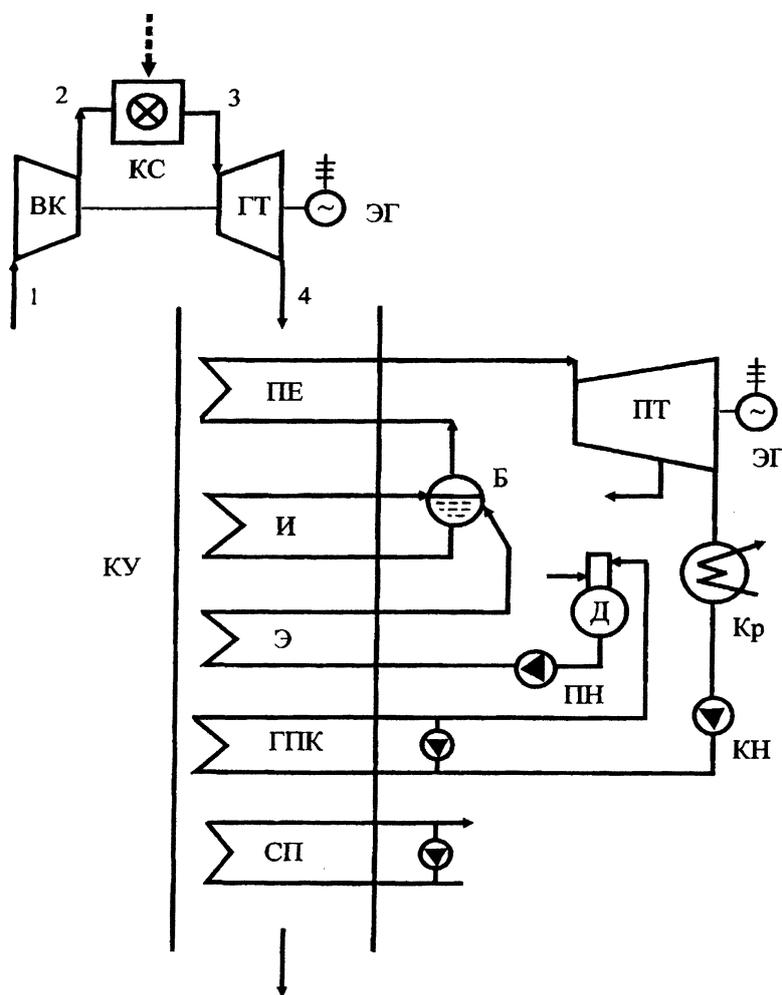


Рис. 1.1. Схема УПГУ с котлом-утилизатором одного давления: ВК - воздушный компрессор; КС - камера сгорания; ГТ - газовая турбина; КУ - котел-утилизатор; ГШ - пароперегреватель; И - испаритель; Э - экономайзер; Б - барабан; ГПК - газовый подогреватель конденсата; СП - сетевой подогреватель; ПТ - паровая турбина; Д - деаэратор; Кр - конденсатор; КН - конденсатный насос; ПН - питательный насос; ЭГ - электрогенератор

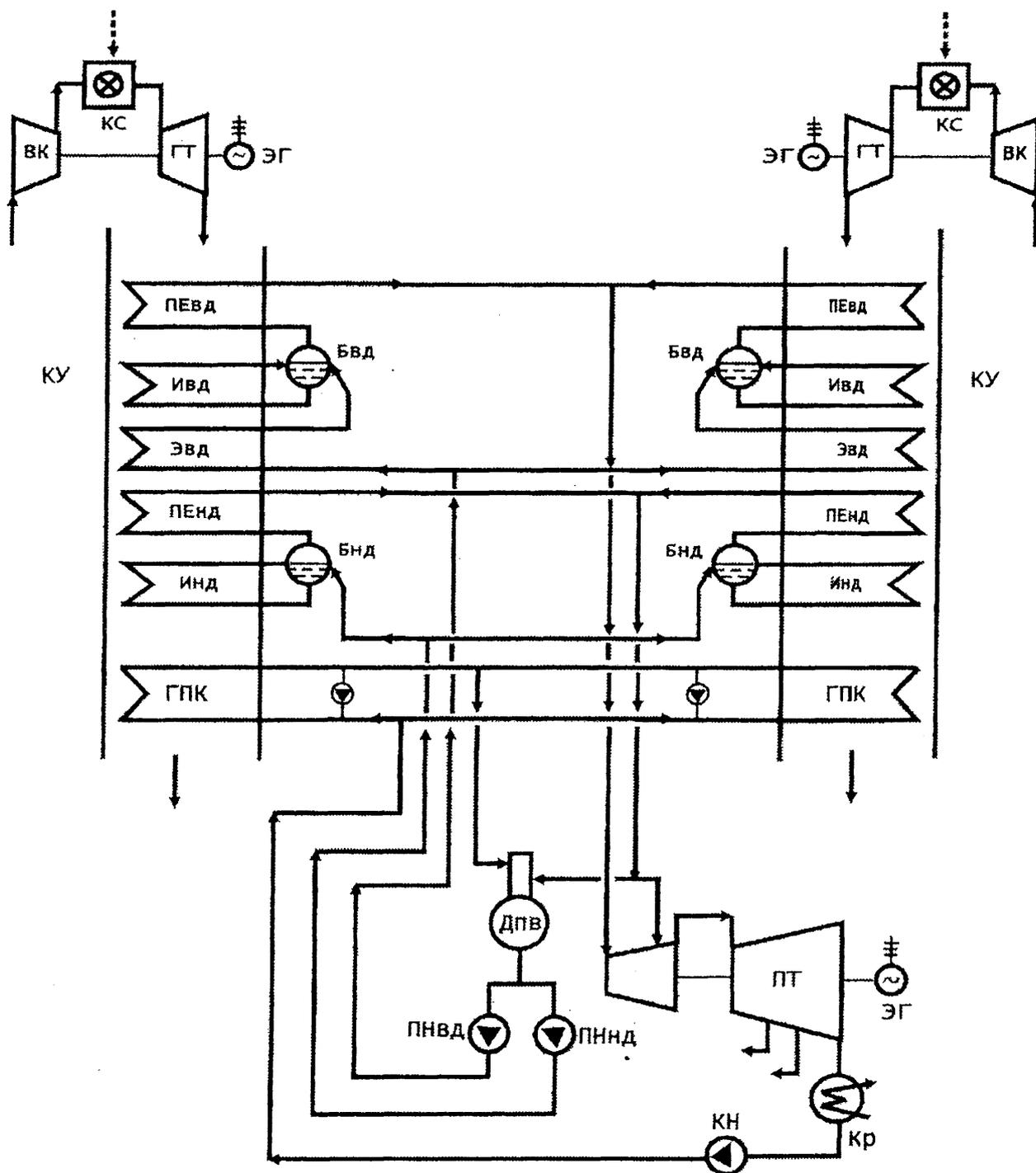


Рис. 1.2. Схема дубль-блока УПГУ с котлами-утилизаторами двух давлений (обозначения аналогичны рис. 1.1); вд - высокое давление; нд - низкое давление

В [4] было получено выражение для КПД конденсационной УПГУ по выработке электроэнергии

$$\eta_{\text{УПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{Q_{\text{ПГУ}}^{\text{к}}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПТУ}}^{\text{э}}}{G_{\text{Т}} Q_{\text{Н}}^{\text{р}}} \quad (1.1)$$

в виде

$$\eta_{УПГУ}^э = \eta_{ГТУ}^э + (1 - \eta_{ГТУ}^э) \eta_{ПТУ}^э \cdot \eta_{КУ}, \quad (1.2)$$

где $N_{ПГУ}^э$, $N_{ГТУ}^э$, $N_{ПТУ}^э$ – электрическая мощность УПГУ в целом и газотурбинной и паротурбинной установок в ее составе, МВт;

$Q_{ПГУ}^{кк}$ – подвод теплоты с топливом к ПГУ (в камеру сгорания ГТУ)

$$Q_{ПГУ}^{кк} = G_T Q_H^p, \text{ МВт}; \quad (1.3)$$

G_T – расход топлива в камеру сгорания ГТУ, кг/с;

Q_H^p – низшая рабочая теплота сгорания используемого топлива, МДж/кг;

$\eta_{ГТУ}^э$, $\eta_{ПТУ}^э$ – КПД выработки электроэнергии газотурбинной и паротурбинной установками в составе ПГУ;

$\eta_{КУ}$ – КПД котла–утилизатора.

При этом соотношение мощностей газовой и паровой частей схемы составляет

$$\frac{N_{ГТУ}^э}{N_{ПТУ}^э} = \frac{\eta_{ГТУ}^э}{(1 - \eta_{ГТУ}^э) \eta_{ПТУ}^э \eta_{КУ}}. \quad (1.4)$$

КПД котла–утилизатора определяется иначе, чем для традиционных топливоиспользующих котлоагрегатов. Величина $\eta_{КУ}$ показывает эффективность утилизации теплоты уходящих газов ГТУ и находится как отношение реальной степени утилизации теплоты газов в котле–утилизаторе к теоретически возможной при их охлаждении до температуры наружного воздуха:

$$\eta_{КУ} = \frac{h_4 - h_{yx}}{h_4 - h_H} \eta_{охл}, \quad (1.5)$$

где h_4 , h_{yx} , h_H – энтальпия газов после газовой турбины (на входе в КУ), после котла–утилизатора и при температуре наружного воздуха, соответственно, кДж/кг;

$\eta_{охл}$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты на наружное охлаждение.

Средние значения КПД котлов-утилизаторов составляют $\eta_{КУ} \approx 0,75 \dots 0,85$ и зависят, как следует из (1.5), от температуры наружного воздуха.

В схемах утилизационных ПГУ паровая регенерация заменяется газовой: отсутствуют подогреватели высокого и низкого давления, а вместо них устанавливаются газовые подогреватели конденсата (ГПК). Обычно даже установка одного подогревателя низкого давления экономически не целесообразна. Поэтому электрический КПД паровой части схемы

$$\eta_{ПТУ}^э = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r, \quad (1.6)$$

ниже КПД традиционных ПСУ.

Здесь $\eta_t, \eta_{oi}, \eta_m, \eta_g$ – термический, внутренний относительный и механический КПД турбоустановки и КПД генератора соответственно.

В случае одноконтурного котла–утилизатора, в котором производится пар одного давления (см. рис. 1.1),

$$\eta_{ПГУ}^э = \frac{h_0 - h'_k - \Delta h_n}{h_0 - h'_k - \Delta h_n} \eta_{oi} \eta_m \eta_g, \quad (1.7)$$

где h_0, h'_k, h'_k – энтальпия свежего пара, пара в конце адиабатного расширения и конденсата в конденсаторе, кДж/кг;

Δh_n – повышение энтальпии в питательном насосе, кДж/кг.

1.2. Характеристика современных энергетических ГТУ

ГТУ является центральным элементом ПГУ. От совершенства газотурбинного двигателя (ГТД), то есть от его экономичности, надежности, экологических показателей, зависит эффективность применения ПГУ в целом.

Основными параметрами работы ГТУ, определяющими ее экономичность, являются начальная температура газов перед турбиной t_3 и степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = p_2/p_1,$$

где p_2, p_1 – давление на напорной и всасывающей стороне компрессора.

На рисунках 1.3 – 1.5 показаны тенденции развития турбостроения в последние десятилетия по данным [2], а в табл. П2.1 – П2.2 приложения 2.1 – основные показатели работы современных ГТУ различных фирм–производителей.

Развитие ГТУ шло в основном по пути упрощения их схемы (наиболее часто энергетические ГТД выполняются одновальными без регенерации, промежуточного охлаждения сжимаемого в компрессоре воздуха и дополнительного подогрева расширяемых в турбине газов), но повышения начальной температуры газов перед турбиной t_3 .

Для ГТУ с $t_3 = 1000 \dots 1100^\circ\text{C}$ их электрический КПД составляет около 32 ... 35% при мощности установок более 5 МВт. При повышении начальной температуры газов до $1200 \dots 1300^\circ\text{C}$ КПД возрастает примерно до 37%. При этом температура газов на выходе из ГТУ t_4 составляет около $490 \dots 530^\circ\text{C}$ и $550 \dots 570^\circ\text{C}$ соответственно.

Компрессор и турбина обычно располагаются на одном валу и проектируются на оптимальную частоту вращения с выдачей мощности, при необходимости, через редуктор. Турбомашины образуют компактный блок со встроен-

ной (кольцевой или блочно-кольцевой) или вынесенной камерой сгорания. Главный недостаток выносных камер сгорания – их большие габариты.

Рис. 1.3. Повышение начальной температуры газов в энергетических ГТУ ведущих зарубежных фирм:
 1 – средняя температура торможения в абсолютном движении на входе в рабочие лопатки первой ступени турбины;
 2 – средняя температура на выходе из камеры сгорания (перед соплами первой ступени турбины);
 3 – ГТУ фирмы Westinghouse;
 4 – ГТУ фирмы General Electric;
 5 – ГТУ фирмы Siemens;
 6 – ГТУ фирмы АВВ

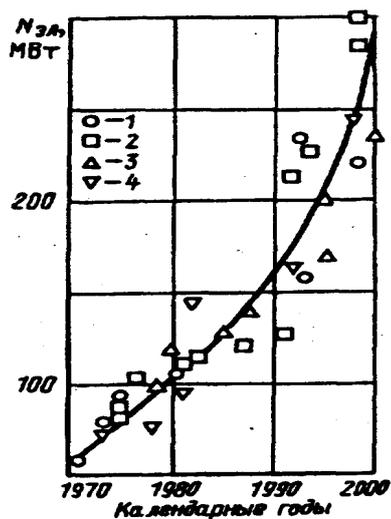
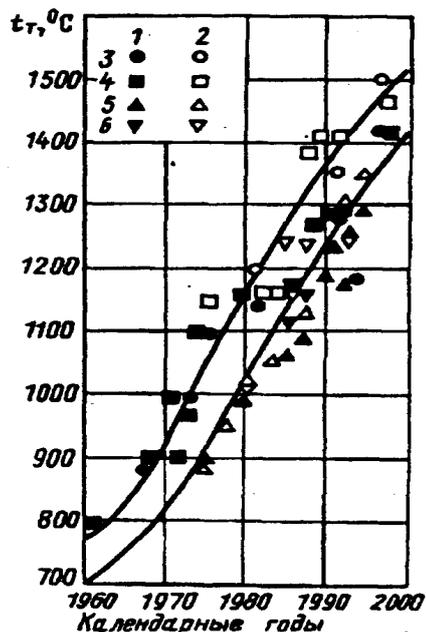
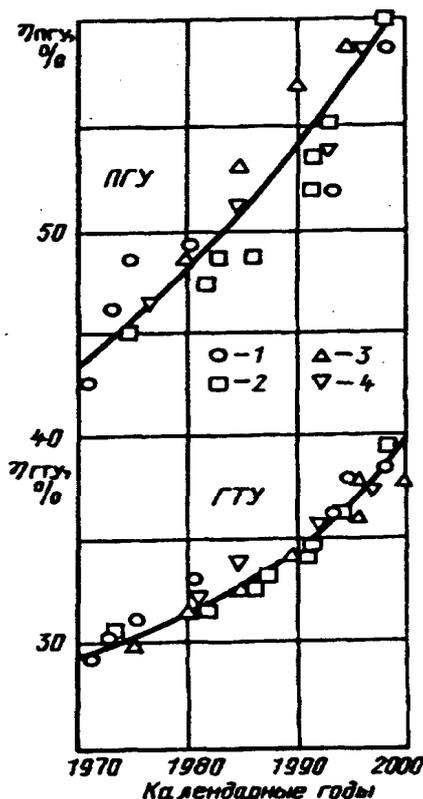


Рис. 1.4. Повышение мощности энергетических ГТУ и электрического КПД установок с их использованием:
 1 – ГТУ фирмы Westinghouse;
 2 – ГТУ фирмы General Electric;
 3 – ГТУ фирмы Siemens;
 4 – ГТУ фирмы АВВ



Фирмой АВВ разработана ГТУ с промежуточным подводом теплоты в дополнительной кольцевой КС, расположенной после 1-й ступени газовой турбины. Такое конструктивное исполнение камеры сгорания не существенно усложняет конструкцию и эксплуатацию ГТД, однако приводит к значительному повышению его экономичности и t_4 (см. табл. П2.1).

Для ГТУ, работающей в составе ПГУ, повышение начальной температуры газов t_3 не только увеличивает ее КПД, но и вследствие роста температуры газов после турбины t_4 , позволяет в котле–утилизаторе получать пар более высоких параметров и увеличивать КПД паросиловой части и ПГУ в целом.

Оптимальная величина степени повышения давления в компрессоре π_k^{opt} , как известно [5], растет с увеличением начальной температуры t_3 и существенно различается для одноцелевых ГТУ, работающих с потерей теплоты уходящих газов, утилизационных ГТУ, использующих эту теплоту для нагрева сетевой воды, и ГТУ, эксплуатирующихся в составе ПГУ.

При этом чем более эффективно используется теплота газов после ГТД, тем ниже становится оптимальная величина π_k^{opt} , приближаясь к тем значениям, при которых обеспечивается максимум полезной работы

$$l_{пол} = l_{ГТ} - l_k \rightarrow \max,$$

где $l_{ГТ}$ – работа расширения газовой турбины;

l_k – работа сжатия компрессора.

Поскольку снижение π_k при том же значении t_3 приводит к увеличению температуры газов на входе в котел–утилизатор, меньшие значения π_k позволяют повышать параметры получаемого пара и увеличивать КПД ПТУ и УПГУ в целом.

Примерные значения оптимальной степени повышения давления в компрессоре одноцелевой ГТУ и ГТУ в составе УПГУ в зависимости от начальной температуры газов перед ГТ представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Начальная температура газов t_3 , °С	900	1000	1100	1200
Оптимальная степень повышения давления π_k :				
– одноцелевая ГТУ	18	22	26	30
– ГТУ в составе УПГУ	10	12	14	16

Как видно из сравнения табл. 1.1 и табл. П2.1 – П2.2 параметры современных ГТУ, выпускаемых различными фирмами–производителями примерно соответствуют оптимальным для условий применения ГТУ в составе утилизационных ПГУ.

Для лопаточного аппарата ГТУ применяются в основном жаропрочные сплавы на никелевой основе (нимоники), которые способны при реально действующих механических нагрузках и необходимом сроке службы выдерживать температуру 800 ... 850°С.

В крупных ГТУ начато применение монокристаллических (получаемых направленной кристаллизацией) лопаток, которые обеспечивают тот же уровень жаропрочности и жаростойкости (сопротивление коррозии), но при более высокой (примерно на 50°С) температуре. В перспективе – внедрение дисперсион-

но–упрочненных сплавов, сохраняющих прочность при еще более высоких (1000 ... 1100°С) температурах, и конструкционной керамики.

Для охлаждения высокотемпературных элементов большинства современных ГТУ используется воздух, отбираемый за различными ступенями воздушного компрессора. При этом применяются в основном схемы открытого охлаждения, когда воздух, нагретый в охлаждаемых деталях, сбрасывается в проточную часть ГТУ.

Уже работают ГТУ, в которых в качестве охладителя используется водяной пар. Кроме того, что пар является лучшим хладагентом, дополнительное преимущество его применения – повышение давления не компрессором, а в состоянии воды – насосом.

По данным [2] экономичность ГТУ с воздушным охлаждением и УПГУ в их составе можно оценить следующими цифрами, приведенными в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Начальная температура газов, °С	1200	1300	1400	1500	1500
Степень сжатия	13	15	17	20	25*
КПД ГТУ, %	33	35	37	38,5	40*
КПД УПГУ, %	50	52	55	58	60*

* показатели, достижимые при дальнейшем совершенствовании проточной части и систем охлаждения ГТУ и утилизационного парового цикла

В энергетических ГТУ валы компрессора и энергетического генератора имеют постоянную частоту вращения, а для предупреждения помпажа компрессор должен работать с практически постоянным расходом воздуха G_v . По этой причине при снижении мощности ГТУ и уменьшении расхода топлива G_t в камеру сгорания происходит падение начальной температуры газов t_3 . Соответственно экономичность работы одновальных ГТУ при частичных нагрузках резко снижается.

Для уменьшения этого негативного эффекта современные ГТУ имеют поворотные лопатки в первых ступенях компрессора. Их применение позволяет изменять проходное сечение и, соответственно, расход воздуха и поддерживать постоянным соотношение топливо–воздух и t_3 в некотором диапазоне частичных нагрузок (до 70 ... 80% номинальной мощности). Применение нескольких поворотных направляющих аппаратов позволяет работать экономично в диапазоне 100 ... 60% нагрузки.

В приложении 2 приведена техническая характеристика и описание газотурбинной установки ГТЭ-160 производства СП "Интертурбо" (Siemens — ЛМЗ).

1.3. Выбор оптимальных параметров паровой части схемы

Задача оптимизации параметров пара в котле–утилизаторе по наибольшему КПД УПГУ сводится к оптимизации по наибольшему КПД ПСУ $\eta_{\text{ПСУ}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} \eta_{\text{КУ}}$.

Очевидно, что параметры пара существенным образом зависят от температуры газов на входе в котел.

При этом, как было показано в [6], для **конденсационных УПГУ** с генерацией пара одного давления существует оптимальная величина относительного расхода пара, обеспечивающего равенство водяных эквивалентов газов и воды в экономайзерной поверхности котла–утилизатора

$$G_{\text{пв}} C_p^{\text{в}} \approx G_{\text{г}} C_p^{\text{г}} \Rightarrow d^{\text{opt}} \approx \frac{G_{\text{пв}}}{G_{\text{г}}} \approx \frac{C_p^{\text{г}}}{C_p^{\text{в}}} \approx 0,25,$$

где $G_{\text{пв}}$, $G_{\text{г}}$ – расход воды и газов в экономайзерной поверхности КУ;
 $C_p^{\text{г}}$, $C_p^{\text{в}}$ – теплоемкость газов и воды.

При повышении параметров вырабатываемого в КУ пара, происходит снижение его абсолютного $G_{\text{п}} \approx G_{\text{пв}}$ и относительного d расходов против оптимальной величины, что приводит к увеличению температуры уходящих газов t_{yx} и потерь теплоты с ними. При этом КПД ПГУ растет, но КПД котла–утилизатора падает. При снижении параметров пара, наоборот, значения $G_{\text{п}}$ (d) и $\eta_{\text{КУ}}$ увеличиваются, но падает КПД паротурбинной части установки.

В современных конденсационных УПГУ в одноконтурном котле–утилизаторе нельзя снизить температуру газов до приемлемой величины, поэтому применяются многоконтурные КУ, в которых возможно повышение параметров пара верхнего контура при минимальных потерях теплоты с уходящими газами.

Так, в одноконтурной схеме конденсационной УПГУ $t_{\text{yx}} \approx 150^{\circ}\text{C}$ и даже выше. При работе на топливе с низким содержанием серы и использовании циклов двух и трех давлений генерации пара, обеспечивается температура уходящих из котла–утилизатора газов в диапазоне $t_{\text{yx}} \approx 90 \dots 110^{\circ}\text{C}$.

В ряде работ [6] отмечается, что для паровых турбин конденсационных ПГУ оптимальными следует считать сопряженные начальные параметры пара p_0 и t_0 , соответствующие максимально допустимой его конечной влажности.

Обычно начальная температура перегретого пара выбирается по возможности более высокой с учетом температуры газов на входе в КУ и необходимой величины температурных напоров.

Достаточно высокий уровень температуры выхлопных газов t_4 современных ГТУ позволяет реализовать любой сколь угодно сложный паросиловой утилизационный контур.

Здесь, однако, следует иметь в виду следующее.

Во-первых, усложнение схемы паротурбинной части УПГУ (увеличение количества контуров генерации пара, ввод промежуточного перегрева) приводит к увеличению поверхности теплообмена котла–утилизатора, его стоимости и аэродинамического сопротивления.

Во-вторых, полезный эффект, связанный с ростом КПД при усложнении паросилового цикла, технико-экономически оправдывает себя только при условии выбора оптимальных значений давления и температуры генерируемого по контурам КУ пара.

В-третьих, при выборе того или иного схемного решения и параметров пара должен быть учтен фактор надежности и долговечности работы паротурбинной установки и УПГУ в целом.

Для утилизационной ПГУ с температурой газов на входе в КУ порядка 550°С ЗАО «ЛМЗ-Инжиниринг» была произведена оптимизация параметров пара в зависимости от схемы генерации. При этом в схеме трех давлений с промперегревом температура вторично перегретого пара принималась равной начальной.

Результаты расчетов приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3.

Оптимальные параметры пара для утилизационной ПГУ с ГТУ типа V94.2

Паросиловой термодинамический цикл	Параметры пара: давление / температура, бар / °С		
	острый пар	II ступень давления	III ступень давления
– одного давления	60 / 515	– / –	– / –
– двух давлений	80 / 515	5,6 / 200	– / –
– трех давлений	120 / 515	27,5 / 300	5,6 / 170

По этим данным следует, что оптимальное соотношение давлений генерируемого пара составляет в двухконтурной схеме 1 / 0,07, а в трехконтурной – 1 / 0,23 / 0,05.

При этом ввод второй ступени давления генерируемого пара дает по сравнению с циклом одного давления прирост КПД порядка 3,5 .. 4,0%(отн.), а ввод третьей ступени давления – еще примерно 1,5%(отн.).

Ввод промежуточного перегрева для двух и трех ступеней давления примерно в одинаковой степени увеличивает КПД – около 0,5%(отн.).

В схеме УПГУ с типовой паровой турбиной давления генерируемого пара не могут быть назначены произвольным образом, поскольку для заданной геометрии проточной части распределение давлений здесь устанавливается в соответствии с известной формулой Стодолы–Флюгеля, связывающей расходные характеристики и термодинамические параметры расширяющегося пара.

Схемы **теплофикационных УПГУ** имеют то отличие, что глубокое охлаждение газов и, следовательно, повышение эффективности использования

топлива возможно за счет подогрева сетевой воды в установленных после одноконтурного КУ поверхностях сетевых подогревателей (СП) (см. рис. 1.1).

По такой схеме, например, выполнена ПГУ, работающая на Оршанской ТЭЦ, а также ПГУ Дрезденской ТЭЦ.

В современных теплофикационных УПГУ с котлами–утилизаторами одного давления температура уходящих газов может составлять 80 ... 90°C.

Применение одноконтурных КУ позволяет упростить схему и снизить удельную стоимость установок, однако двухконтурные котлы–утилизаторы также широко используются и на теплофикационных ПГУ.

Для теплофикационных ПГУ эффективным может быть дожигание топлива после котла–утилизатора перед поверхностями сетевого подогревателя. Это мероприятие позволяет получать пиковую тепловую мощность с минимальными капитальными вложениями и является более экономичным решением в сравнении с применением пиковых водогрейных котлов (ПВК). В этом случае дожигание топлива производится за счет содержащегося в уходящих газах кислорода, то есть с уменьшением против варианта установки ПВК потерь теплоты q_2 . Покрытие сезонного пика тепловых нагрузок за счет дожигания топлива перед СП позволяет снизить коэффициент теплофикации $\alpha_{тэц}$ для отопительных парогазовых или газотурбинных ТЭЦ и приблизить его к значению $\alpha_{тэц}$ для паротурбинных ТЭЦ. Например, для отопительной парогазовой ТЭЦ в г. Дрезден $\alpha_{тэц} \approx 0,5$, то есть половина максимального отпуска теплоты в пики теплопотребления обеспечивается за счет дожигания топлива.

Выбор оптимальных параметров пара для теплофикационных ПГУ имеет свои особенности.

Во-первых, при уменьшении относительного расхода пара d , вызванного повышением его параметров, можно сохранить низкую температуру уходящих газов за счет установки сетевого подогревателя. При этом, однако, необходимо учитывать снижение тепловой нагрузки ПГУ.

Во-вторых, как известно [7], при прочих равных условиях повышение начального давления пара на ТЭЦ дает больший эффект, чем на КЭС и, наоборот, положительное влияние роста t_0 на ТЭЦ меньше чем на КЭС. Это связано с особенностью влияния начальных параметров пара на величину удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и на термический КПД цикла Ренкина.

Поэтому в сравнении с конденсационными ПГУ для теплофикационных установок оправданным может быть некоторое повышение давления вырабатываемого в котле–утилизаторе пара вплоть до 12 ... 13 МПа. Это позволит (при использовании ГТУ с достаточно высокой t_4) применить при реконструкции действующих ТЭС высокого давления схемы с подачей пара из КУ в коллектор свежего пара или использовать в схеме УПГУ типовые паровые турбины.

1.4. Общие рекомендации по выбору основного оборудования

Обобщая изложенное выше, можно сделать следующие рекомендации по выбору основного оборудования УПГУ.

Выбор типа **газотурбинной установки** должен проводиться в направлении удовлетворения следующим технико-экономическим требованиям:

- для чисто конденсационных ПГУ утилизационного типа в соответствии с (1.4) электрическая мощность газовой части составляет порядка 2/3, а паровой – около 1/3 от мощности УПГУ, т.е. $N_{ГТУ}^э / N_{ПГУ}^э \approx 2$;

- тепловая экономичность ГТУ должна быть как можно более высокой, следовательно, необходима высокая начальная температура газов перед ГТ;

- температура выхлопных газов t_4 должна быть такой, чтобы обеспечивалась генерация пара достаточно высоких начальных параметров – необходимо соответствующее сочетание начальной температуры газов t_3 и степени повышения давления в компрессоре π_k ;

- конструкция газотурбинной установки должна обеспечивать поддержание высокого КПД ПГУ и надежной работы котла–утилизатора в широком диапазоне нагрузок, то есть необходимо наличие поворотного входного направляющего аппарата компрессора, осуществляющего изменение расхода воздуха;

- стоимость ГТД должна быть невысокой;

- газовая турбина должна представлять хорошо освоенный и отработанный типоразмер, а ее показатели надежности работы и долговечности должны удовлетворять современным требованиям:

- коэффициент готовности порядка 98 ... 99%,

- коэффициент успешности пусков 90 ... 92%,

- коэффициент технического использования 92 ... 93%,

- общий ресурс установки порядка 100 000 ч,

- ресурс по сменяемым деталям около 50 000 ч;

- экологические характеристики газовой турбины также должны соответствовать самым современным требованиям, то есть уровень эмиссии NO_x не должен превышать 25 ppm при работе на газе и 42 ppm (с впрыском воды или пара) при работе на жидком топливе в расчете на 15% O_2 в уходящих газах;

- уровень шума, излучаемого газотурбинной установкой, должен удовлетворять самым современным требованиям: на расстоянии 1 м от установки (при закрытой компоновке) ~85 дБ, а на расстоянии 120 м (при открытой компоновке) – ~60 дБ.

В ПГУ могут применяться **котлы–утилизаторы**, построенные по двум принципиально отличным конструктивным схемам:

– горизонтальные, в которых поток газа формируется в горизонтальном направлении, а поверхности нагрева располагаются вертикально;

– вертикальные – с вертикальным потоком газов снизу в верх и горизонтальным расположением поверхностей нагрева.

Горизонтальные котлы могут быть как с принудительной, так и с естественной циркуляцией, вертикальные – только с принудительной. В стесненных

условиях предпочтительнее использовать вертикальные котлы–утилизаторы, однако в таких котлах дымовая труба опирается непосредственно на каркас КУ и поэтому высота ее ограничена.

В приложении 2 дано описание котлов–утилизаторов, изготавливаемых ОАО "ЗИО–Подольск" для работы их с газовыми турбинами ГТЭ-160 Siemens — ЛМЗ.

Технические характеристики некоторых **паровых турбин**, проектируемых российскими заводами (УТМЗ и ЛМЗ) для работы в составе ПГУ, приведены в приложении 2. Здесь же дается описание паротурбинных установок ЛМЗ Т-60-7,0 и Т-150-7,7, предназначенных для эксплуатации в составе УПГУ с ГТЭ-160: одной и двумя в блоке, соответственно.

Концепция паровой турбины определяется количеством и мощностью работающих на нее газотурбинных установок, числом ступеней давления котла–утилизатора, наличием промперегрева и отборов пара на технологические нужды и на теплоснабжение, давлением отработавшего пара и необходимой площадью выхлопа.

Паровые турбины для УПГУ могут быть как одно-, так и многоцилиндровыми. Обычно для УПГУ средней мощности с двухконтурными котлами–утилизаторами применяются двухцилиндровые турбины. При этом при низком давлении в конденсаторе может потребоваться двухпоточное исполнение цилиндра низкого давления. В общем при повышении единичной мощности турбоустановок увеличение площади мятого пара может быть достигнуто либо за счет увеличения числа потоков, либо применения более длинных лопаток последней ступени, выполняемых, например, из титановых сплавов.

При наличии промперегрева и трех ступеней давления паровая турбина может выполняться трехцилиндровой.

Для снижения осевого усилия на упорный подшипник в турбинах часто выполняется обратный поток пара во входной части.

подавляющее число **УПГУ** выполняется по двухконтурной схеме.

По числу валов УПГУ могут быть одновальными (с одним электрогенератором в схеме на суммарную мощность) и многовальными, в которых каждая турбина имеет свой генератор (см. рис. 1.1 и 1.2). Одновальные ПГУ требуют меньших капитальных затрат, однако имеют недостатки – снижение маневренности ПГУ, затруднение проведения ремонтных работ. Поэтому, хотя в последнее время производится значительное число одновальных установок, большее распространение получили многовальные ПГУ.

2. ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ПГУ

2.1. Составление тепловой схемы

Выбор и составление принципиальной тепловой схемы является важнейшим этапом в проектировании. Выбранная тепловая схема должна обеспечивать высокие технико-экономические показатели УПГУ на различных режимах работы, надежность работы и удобство обслуживания оборудования, а также сравнительно невысокие капитальные вложения в строительство [8].

При этом выбираются:

- основное оборудование УПГУ (типоразмер и количество ГТУ, работающих на одну паровую турбину, тип и конструктивные особенности паровой турбины и котла–утилизатора. При этом для ПГУ на базе конкретной газотурбинной установки наибольшая экономичность достигается только при выборе оптимальных параметров пара и тепловой схемы);
- особенности схемы включения основного и вспомогательного оборудования по технологическим связям;
- схема отпуска теплоты внешним потребителям;
- способ подготовки добавочной воды для восполнения потерь пара и конденсата в основном цикле и вспомогательных установках;
- схема использования теплоты вспомогательных потоков.

Для типичного случая применения барабанных котлов–утилизаторов разрабатывается схема использования теплоты непрерывной продувки. При этом теплоту продувочной воды расширителей можно использовать для подогрева сырой или добавочной воды. Для деаэрации добавочной воды тепловой сети следует применять вакуумные деаэраторы.

При составлении и расчете принципиальных тепловых схем могут приниматься следующие исходные условия и решения.

1. Деаэратор питательной воды в цикле одного давления запитывается по штатной схеме – из соответствующего отбора паровой турбины. В двух и трех ступенчатых схемах на деаэратор подается пар низкого давления от котла–утилизатора.

2. Во избежание низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей нагрева котла–утилизатора температура основного конденсата на входе поддерживается на минимально допустимом уровне, для чего предусмотрена рециркуляция части нагретого в ГПК конденсата ко входному потоку.

С этой же целью в схеме ПТУ возможно наличие ПНД.

Допустимый уровень температуры воды на входе в КУ в основном определяется типом используемого в ГТУ топлива:

- при сжигании природного газа минимально допустимая температура водяного теплоносителя на входе в КУ составляет 55 ... 60 °С;
- при сжигании жидкого газотурбинного топлива эта температура составляет порядка 110 °С.

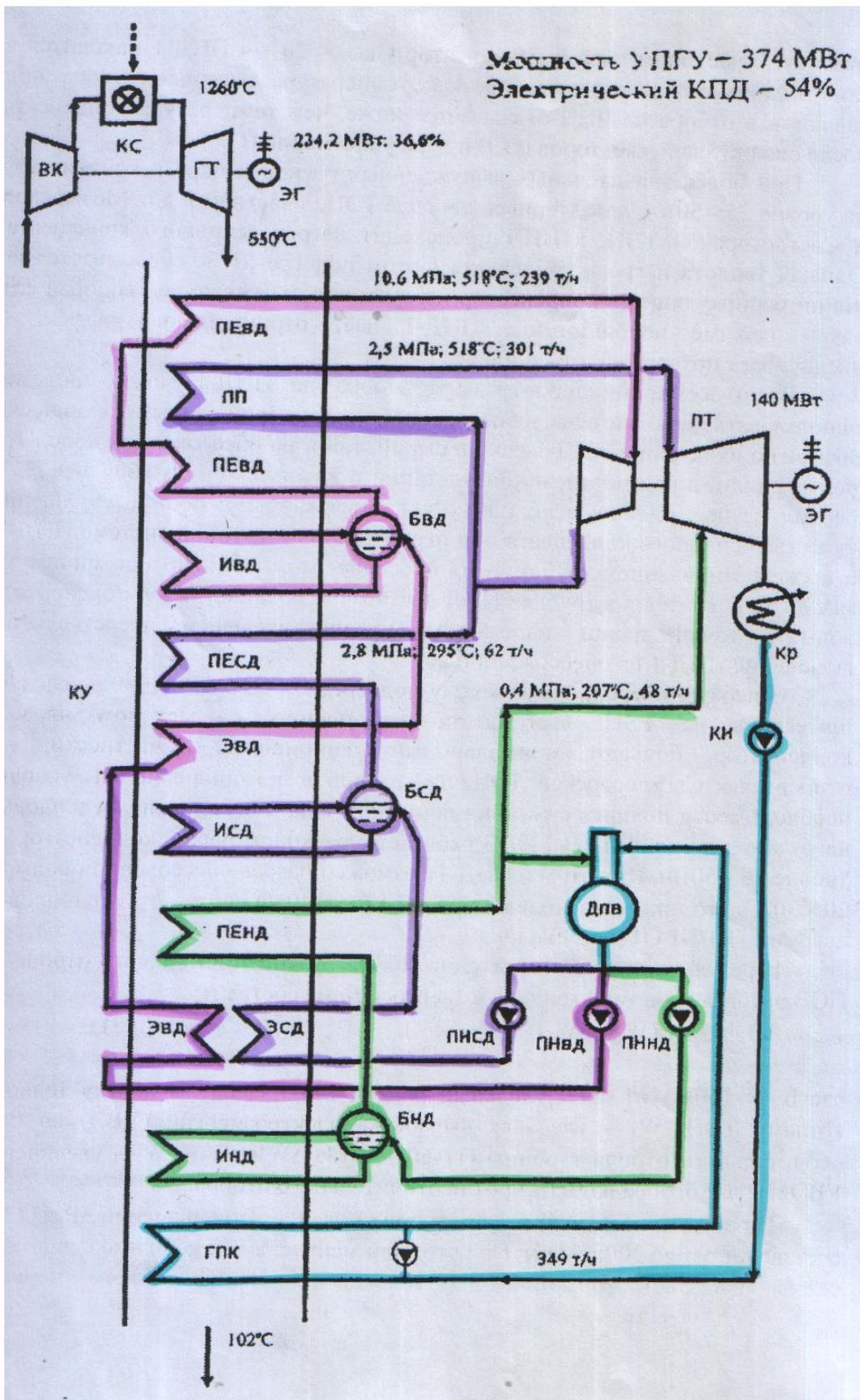


Рис. 2.1. Принципиальная схема трехконтурной конденсационной УПГУ с промежуточным перегревом пара

3. Возможно применение котла–утилизатора, в котором поверхности нагрева различных уровней давления располагаются не последовательно, а с установкой пароперегревателей «в рассечку» более высоких контуров генерации пара.

Для примера на рис. 2.1 дана принципиальная схема трехконтурной конденсационной УПГУ с промперегревом разработки фирмы Westinghouse на базе ГТУ 701F. В схеме в промежуточный пароперегреватель (ПП), установленный «в рассечку» перегревателя высокого давления, подается пар из перегревателя среднего давления (СД) и из ЦВД паровой турбины. Собственно перегреватели среднего и низкого давлений также установлены «в рассечку».

Это позволяет повышать температуру перегретого пара нижних контуров, хотя размещение пароперегревателей по ходу движения газов перед экономайзерами верхних уровней с увеличением их тепловосприятости приводит к снижению температуры газов перед экономайзерами и к некоторому уменьшению паропроизводительности более высоких контуров.

Обозначения на рис. 2.1 аналогичны обозначениям рис. 1.1 и 1.2.

2.2. Особенности расчета тепловой схемы бинарных установок

Парогазовая установка – сложная система, соединяющая два термодинамических цикла со взаимосвязанными параметрами разных рабочих тел. Поэтому в сравнении с традиционной паросиловой установкой существует ряд особенностей выполнения расчетов схем УПГУ.

Газотурбинные установки являются основным элементом тепловой схемы и определяют режим работы всего оборудования. Так, котел–утилизатор генерирует пар в количестве и с параметрами, соответствующими потенциалу теплоты выходных газов ГТУ. Паротурбинная установка вырабатывает электроэнергию в зависимости от нагрузки котла–утилизатора, а также пропускной способности и эффективности ее проточной части, работы конденсатора и пр.

Известно [9] влияние на показатели ГТУ (мощность, расход воздуха и газов, температура воздуха и газов, КПД) параметров воздуха на входе в компрессор (в первую очередь температуры) и нагрузки.

Определенное воздействие на работу ГТУ в составе ПГУ оказывает работа котла–утилизатора из-за изменения его аэродинамического сопротивления (вследствие изменения расхода и температуры выходных газов при различных условиях эксплуатации ГТУ). При повышении сопротивления на выходе из ГТ несколько возрастает температура газов и снижаются электрическая мощность и КПД ГТУ. Повышение аэродинамического сопротивления на входе в ГТД оказывает влияние на работу компрессора и ГТУ в целом [9].

В традиционных ПСУ роль парогенерирующей установки выполняет энергетический паровой котел, работа которого практически не зависит от температуры наружного воздуха.

Роль парогенератора в ПГУ осуществляет комплекс ГТУ—котел–утилизатор. Работа этого комплекса определяется в основном газотурбинным

двигателем, однако свою роль играют особенности тепловой схемы ПСУ и режим работы деаэратора.

Таким образом, все элементы ПГУ представляют взаимосвязанную систему, и невозможно составить такую последовательность расчетов, при которой сначала рассчитывалась бы паротурбинная установка, а потом – парогенерирующая, как это имеет место для традиционных ПСУ.

Необходимо производить итерационный (с последовательными приближениями) расчет ГТУ, котла–утилизатора, а затем паротурбинной установки с учетом структуры ее проточной части и особенностей тепловой схемы.

Газотурбинная установка является стандартизированной машиной, и для выбранной ГТУ ее показатели (электрический КПД, мощность, расход уходящих газов) можно принимать по справочным данным (например, по данным таблиц приложения 2). В общем случае должна учитываться зависимость этих показателей от параметров наружного воздуха, нагрузки и аэродинамического сопротивления газоздушного тракта.

При необходимости может производиться поверочный расчет ГТУ с использованием известных методик (например, изложенной в [5]).

В результате укрупненного расчета **котла–утилизатора** определяются расходы генерируемого пара соответствующих параметров, с использованием которых проводится расчет паротурбинной установки.

Паротурбинная установка в отличие от ГТД рассчитывается для каждого конкретного случая ее применения.

Известны [8] различные методы расчета тепловых схем ПТУ:

- 1) метод расчета в неявном виде, когда расходы пара в отборы определяются в долях α_j от искомого расхода пара на голову ПТ, который затем находится из уравнения мощности турбины;
- 2) метод последовательных приближений, когда расчет ведется по предварительно принятому расходу пара на турбину с последующим уточнением;
- 3) метод расчета по заданному расходу пара в конденсатор;
- 4) расчет с использованием диаграммы режимов турбины.

Для расчетов традиционных паросиловых установок обычно исходной величиной является электрическая мощность турбины, и определяется расход пара на нее. Поэтому в дипломном проектировании паротурбинных ТЭС рекомендуется использовать первый метод, как обеспечивающий достаточно точное решение задачи без последовательных приближений.

Для расчетов утилизационных ПГУ тип ГТУ и, соответственно, показатели ее и котла–утилизатора (при выбранной конфигурации последнего) являются заданными. По этой причине расчет тепловой схемы ПТУ производится после определения расхода пара из котла–утилизатора на расчетном режиме работы выбранной к установке ГТУ.

Таким образом, необходимо использовать второй метод расчетов, в результате которых находятся параметры пара по отсекам и в отборах турбины и ее электрическая мощность.

При проведении точных расчетов необходима итерация, поскольку расход пара на турбоустановку зависит от величины отбора пара из контура низкого давления КУ на деаэратор питательной воды $G_{ДПВ}$. После расчета деаэратора питательной воды также определяется расход основного конденсата через ГПК котла–утилизатора.

Для теплофикационной ПГУ на режиме ее работы по тепловому графику с полностью прикрытой регулирующей диафрагмой, расход пара в конденсатор G_k будет минимально–вентиляционным и определяться давлением в нижнем отопительном отборе $p_{ТН}$

$$G_k = a p_{ТН}, \quad (2.1)$$

где a – постоянный для конкретной турбины коэффициент, характеризующий плотность поворотной диафрагмы ЧНД.

По этому расходу G_k и расходу пара на паровую турбину G_p можно оценить максимально возможный расход пара в отборы и, соответственно, максимальный отпуск теплоты от турбоустановки.

На заключительном этапе рассчитываются **показатели тепловой экономичности** ПГУ, которые в общем случае различаются для конденсационных и теплофикационных установок.

2.3. Выбор расчетного режима

В общем случае расчет тепловой схемы УПГУ, как и традиционной паротурбинной установки, может производиться на различных режимах [8].

Для **конденсационной УПГУ** это:

- режим максимальной (номинальной) нагрузки, по данным которого производится выбор вспомогательного оборудования;
- режим технического минимума нагрузки, определяющий экономичность работы УПГУ в часы провала графика электрических нагрузок энергосистемы;
- режим промежуточной частичной нагрузки установки.

При этом на частичных нагрузках возможна работа ГТУ либо с постоянной температурой t_4 (соответственно и t_3) при сниженном за счет поворотного направляющего аппарата (НА) расходе воздуха через компрессор, либо с применением неэкономичного способа регулирования нагрузки за счет снижения t_4 (а также t_3) при неизменном положении НА [9].

Паровые турбины УПГУ рассчитаны, как правило, для работы на частичных нагрузках в режиме скользящего начального давления с полностью открытыми регулируемыми клапанами. Также со скольжением давления могут работать и деаэраторы питательной воды.

Таким образом, в современных УПГУ при нагрузке 60 ... 100% расход и параметры генерируемого пара, и соответственно мощность паровой турбины

не регулируются, а мощность всего блока определяется расходом топлива в камеру сгорания ГТУ.

Для **отопительных УПГУ** характерные режимы определяются графиками тепловых нагрузок:

- зимний режим максимальной тепловой нагрузки с давлениями в отопительных отборах, определяемых графиком подогрева сетевой воды при расчетной для отопления температуре наружного воздуха $t_{н,о}^p$;

- режим максимальной тепловой нагрузки при температуре наружного воздуха $t_{н,α}^p$, соответствующей моменту включения пиковых источников теплоты. Этому режиму соответствует максимальная теплофикационная мощность ПТУ;

- летний режим при заданном расходе теплоты на горячее водоснабжение;

- конденсационный режим при отключенных отопительных отборах.

Для **промышленно–отопительной ПГУ**, кроме отмеченных могут приниматься режимы, отличающиеся расходами пара на производство: от нулевого до максимального.

Отметим, что в УПГУ как отопительная, так и производственная нагрузка может частично или полностью покрываться не из отборов паровой турбины, а от котла–утилизатора. При этом изменение величины этой нагрузки не повлияет на расчет паросиловой части схемы.

Поскольку в ходе выполнения дипломного проектирования производится выбор вспомогательного оборудования, целесообразно в качестве расчетного выбирать режим максимальной (номинальной) тепловой и электрической нагрузки. К тому же ПГУ как имеющие наибольшую тепловую экономичность, как правило, должны эксплуатироваться в базовой части нагрузок, а на частичных нагрузках их КПД снижается.

Так как показатели работы ГТУ, и, соответственно, расход пара и мощность ПТ и ПГУ в целом, существенно зависят от температуры наружного воздуха, вычисления необходимо производить для вполне определенных параметров наружного воздуха.

Обычно расчеты производят при стандартных условиях по ISO: температура, давление и относительная влажность наружного воздуха $t_{нв} = +15^{\circ}\text{C}$, $p_{нв} = 0,1013 \text{ МПа}$, $\varphi = 60\%$.

Однако для теплофикационных ПГУ, тепловая нагрузка которых изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, целесообразным может быть расчет при температурах $t_{н,о}^p$ или $t_{н,α}^p$, характерных для отопительного периода. Для ПГУ конденсационного типа в качестве расчетной следует выбирать среднегодовую температуру наружного воздуха в регионе, для которого проектируется схема.

При выбранной температуре необходимо уточнять параметры работы ГТУ и корректировать расчет котла–утилизатора.

Ниже дается методика и пример численного расчета котла-утилизатора и тепловой схемы УПГУ применительно к условиям ПГУ-230 (один из проектов реконструкции Минской ТЭЦ-3). Описание этой ПГУ дается в приложении 3, а основного оборудования, входящего в ее состав, – в приложениях 2.2 – 2.4.

3. УКРУПНЕННЫЙ РАСЧЕТ КОТЛА–УТИЛИЗАТОРА

В результате расчетов для выбранной схемы котла–утилизатора и принятых параметрах вырабатываемого пара необходимо найти массовый расход пара на турбоустановку.

Исходными данными являются характеристики принятой к установке ГТУ на расчетном режиме:

- электрический КПД $\eta_{ГТУ}^э$;
- расход воздуха через компрессор G_B или расход выходных газов G_r , кг/с;
- температура выпускных газов t_4 , °С;
- мощность $N_{ГТУ}^э$, МВт.

Расчет производится для основного топлива ГТУ – природного газа.

По известному объемному составу используемого топлива определяется его плотность по формуле [10]

$$\rho_{с.г} = 0,01 [1,96 CO_2 + 1,52 H_2S + 1,43 O_2 + 1,25 N_2 + 1,25 CO + 0,09 H_2 + \Sigma(0,536 m + 0,045 n) C_m H_n], \text{ кг/нм}^3, \quad (3.1)$$

где числовые коэффициенты – значения плотности компонентов газа при нормальных условиях (0°С и 760 мм рт. ст.).

При этом влагосодержание газа

$$d = \rho_{с.г} G_{H_2O} / 100, \text{ кг/нм}^3, \quad (3.2)$$

где G_{H_2O} – массовая доля H_2O в составе природного газа, %.

Плотность влажного газового топлива при нормальных условиях пересчитывается по формуле [10]

$$\rho_{вл.г} = \frac{\rho_{с.г} + d}{1 + \frac{d}{0,804}}, \text{ кг/нм}^3, \quad (3.3)$$

где 0,804 – плотность водяного пара при нормальных условиях, кг/нм³.

Объем воздуха, теоретически необходимый для сжигания кубометра сухого газа (при $\alpha_{КС} = 1$), находится как

$$V_{в.с}^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \Sigma \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (3.4)$$

С учетом влагосодержания газа необходимое количество воздуха несколько уменьшается до величины

$$V_B^o = \frac{V_{B,c}^o}{1 + \frac{d}{0,804}}, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (3.5)$$

Соответствующий V_B^o теоретически необходимый массовый расход воздуха равен

$$L = V_B^o \rho_B / \rho_{c,r}, \text{ кг/кг}, \quad (3.6)$$

где ρ_B – плотность воздуха при нормальных условиях.

Низшую теплотворную способность используемого газа можно найти по его объемному составу по формуле [10]

$$Q_{H,V}^p = 358,20 \text{ CH}_4 + 590,66 \text{ C}_2\text{H}_4 + 637,46 \text{ C}_2\text{H}_6 + 912,3 \text{ C}_3\text{H}_8 + \\ + 1186,23 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 1460,49 \text{ C}_5\text{H}_{12} + 233,9 \text{ H}_2\text{S} + \\ + 126,36 \text{ CO} + 107,98 \text{ H}_2, \text{ кДж/нм}^3, \quad (3.7)$$

где численные коэффициенты – величины теплоты сгорания горючих компонентов природного газа.

При этом низшая теплота сгорания единицы массы используемого газа определяется по формуле

$$Q_H^p = Q_{H,V}^p / \rho_r, \text{ кДж/кг}. \quad (3.8)$$

Примерный состав природного газа в системе Белтрансгаз: $\text{CH}_4 = 98,63\%$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,12\%$, $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,02\%$, $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\%$, $\text{CO}_2 = 1,01\%$, $\text{N}_2 = 0,12\%$.

Для него при нормальных условиях по (3.1) – (3.8) имеем: $\rho_r = 0,732$ кг/нм³, $Q_{H,V}^p = 35,57$ МДж/нм³ и $Q_H^p = 48,57$ МДж/кг.

При этом $V_B^o = 9,45$ м³/м³, а $L = 16,68$ кг/кг.

Расход натурального топлива в камеру сгорания ГТУ рассчитывается в зависимости от мощности и КПД установки на рассматриваемом режиме

$$G_T = \frac{N_{ГТУ}^э}{\eta_{ГТУ}^э Q_H^p}, \text{ кг/с}. \quad (3.9)$$

В результате коэффициент избытка воздуха за камерой сгорания ГТУ равен

$$\alpha_{\text{КС}} = \frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{т}} L} = \frac{G_{\text{г}} - G_{\text{т}}}{G_{\text{т}} L} \quad (3.10)$$

В приложения 1 по данным [5] приведены зависимости теплоемкости и энтальпии газов, получаемых при сжигании стандартного углеводородного топлива, от коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{КС}}$ и температуры.

Стандартное углеводородное топливо содержит 85% углерода и 15% водорода. Его теплотворная способность составляет $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 44,3$ МДж/кг, а теоретически необходимое количество воздуха $L = 15$, что несколько отличается от аналогичных показателей природного газа, однако для укрупненного расчета погрешностью можно пренебречь.

Для проведения вычислений удобно составить расчетную схему котла-утилизатора с указанием поверхностей нагрева, изменения температуры и энтальпии сред в газовом и пароводяном трактах котла.

Примеры таких схем приведены на рис. 3.1, 3.2.

На рис. 3.1 показана расчетная схема простейшего одноконтурного КУ с дополнительно установленным на выходе сетевым пучком для ПГУ по рис. 1.1.

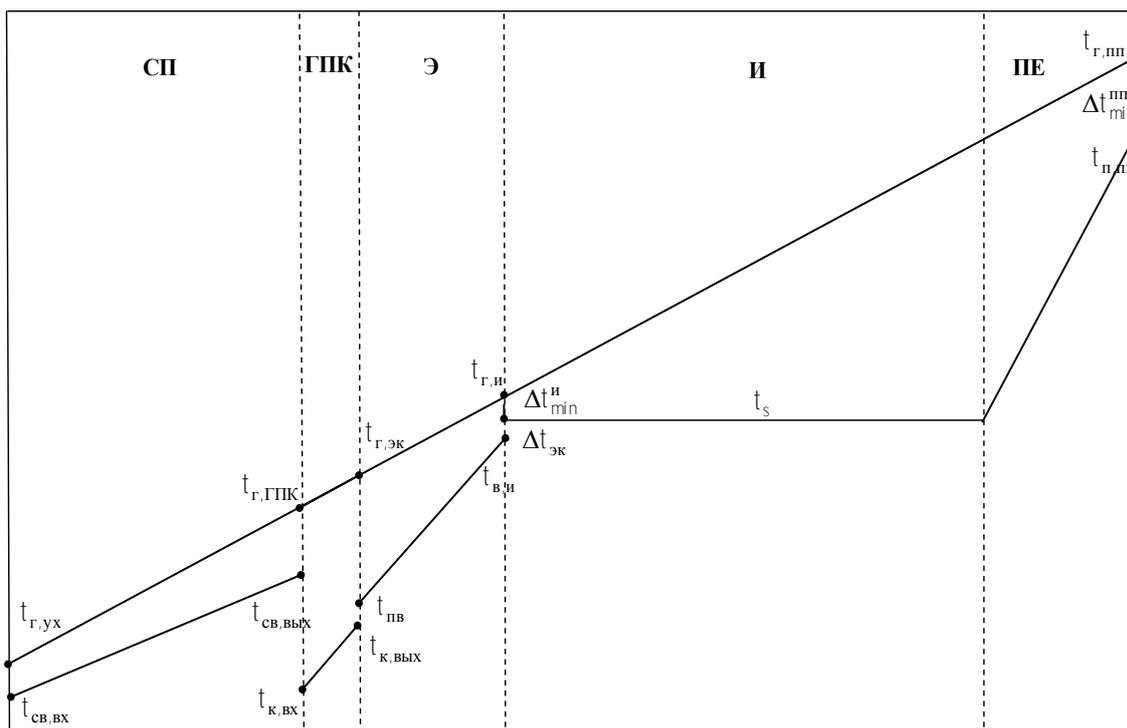


Рис. 3.1. Диаграмма изменения параметров рабочих сред в поверхностях одноконтурного котла-утилизатора с сетевым пучком на выходе

При этом по ходу газов последовательно установлены:

- пароперегреватель (ПЕ);
- испаритель (И);
- экономайзер (Э);
- газовый подогреватель конденсата (ГПК);

- сетевой пучок для подогрева сетевой воды (СП).

На рис. 3.2 дана схема двухконтурного КУ для ПГУ по рис. 1.2 (а также рис. П2.4, П2.5 приложения 2), где по ходу газов расположены следующие поверхности нагрева:

- пароперегреватель высокого давления (ПЕвд);
- испаритель высокого давления (Ивд);
- экономайзер высокого давления (Эвд);
- пароперегреватель низкого давления (ПЕНд);
- испаритель низкого давления (Инд);
- газовый подогреватель конденсата (ГПК).

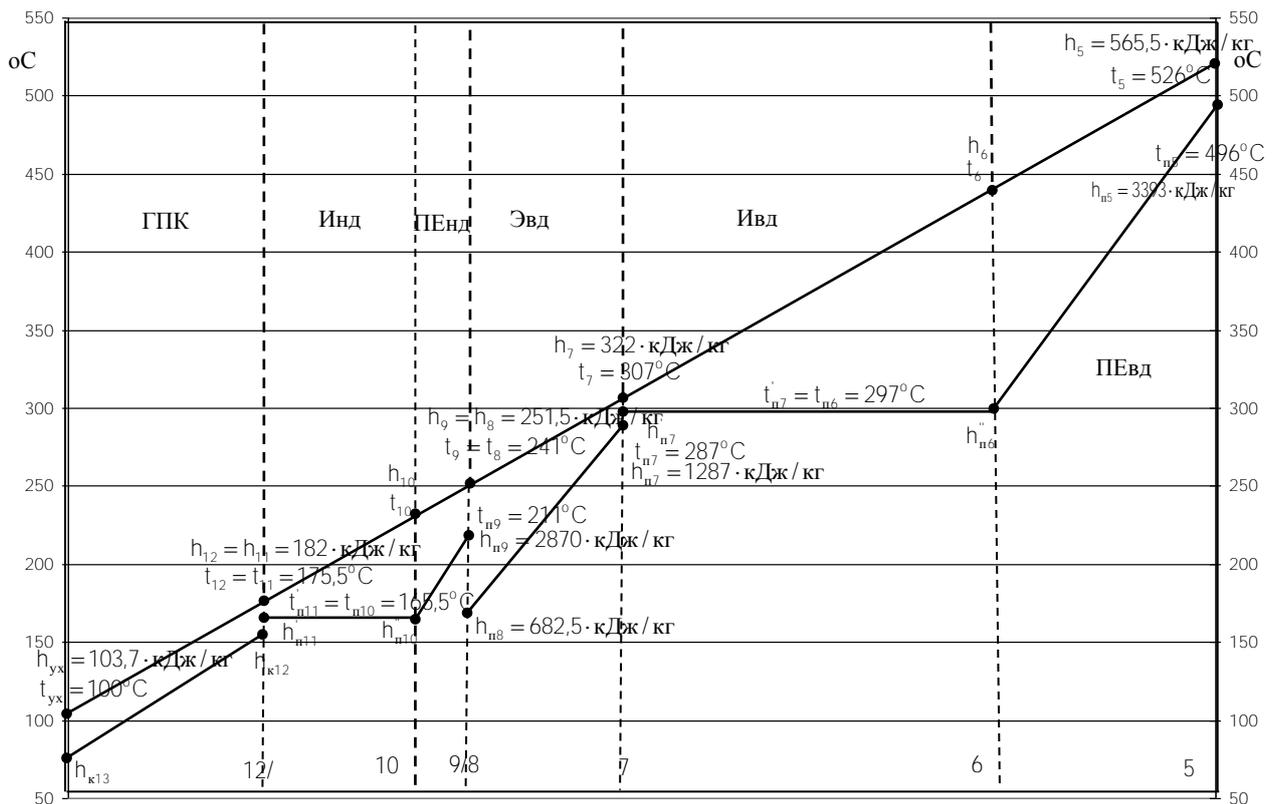


Рис. 3.2. Диаграмма изменения параметров рабочих сред в поверхностях двухконтурного котла-утилизатора

В схеме исключена поверхность экономайзера низкого давления, поскольку в нижний контур КУ питательная вода подается из деаэратора непосредственно в барабан низкого давления (Бнд).

Максимально возможная температура пара на выходе из котла-утилизатора (или из его контуров высокого и низкого давлений) ограничивается минимальным температурным напором $\Delta t_{\min}^{\text{mn}}$

$$t_{\text{п,пн}} \leq t_{\text{г,пн}} - \Delta t_{\min}^{\text{mn}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.11)$$

где $t_{\text{п,пн}}$, $t_{\text{г,пн}}$ – температура пара на выходе и газов на входе в пароперегреватель, $^\circ\text{C}$.

В (3.11) – (3.19) индексы соответствуют обозначениям рис. 3.1.

Температурные напоры на «холодном конце» испарительных поверхностей $\Delta t_{\min}^{\text{и}}$ определяют расход пара из котла–утилизатора $G_{\text{п}}$ (или из его контуров высокого $G_{\text{п,вд}}$ и низкого $G_{\text{п,нд}}$ давлений) согласно следующим рассуждениям.

Поскольку температура пара и воды в испарительных поверхности t_s однозначно определяется давлением, температуру газов на выходе из испарительных поверхностей можно найти как

$$t_{\text{г,и}} = t_s + \Delta t_{\min}^{\text{и}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.12)$$

где t_s – температура насыщения при давлении в барабане соответствующего контура котла–утилизатора, $^\circ\text{C}$.

Энтальпию газов можно определить по данным таблицы приложения 1 для соответствующих значений коэффициента избытка воздуха и температуры, а кипящей воды и перегретого пара – по данным таблиц воды и водяного пара [11].

Расход пара $G_{\text{п}}$ находится из балансовых уравнений для испарительных и пароперегревательных поверхностей

$$G_{\text{п}} (h_{\text{п,пп}} - h_{\text{в,и}}) = G_{\text{г}} (h_{\text{г,пп}} - h_{\text{г,и}}) \eta_{\text{охл}}, \quad (3.13)$$

где $h_{\text{п,пп}}$, $h_{\text{в,и}}$ – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя и воды на входе в испарительные поверхности (в барабан КУ при применении некипящего экономайзера), кДж/кг;

$h_{\text{г,пп}}$, $h_{\text{г,и}}$ – энтальпия газов на входе в пароперегреватель и на выходе из испарительных поверхностей, кДж/кг;

$\eta_{\text{охл}}$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты на наружное охлаждение.

Энтальпия $h_{\text{г,эк}}$ (а затем с использованием данных таблицы приложения 1 и температура $t_{\text{г,эк}}$) газов на выходе из экономайзерной поверхности определяется из уравнения теплового баланса

$$G_{\text{пв}} (h_{\text{в,и}} - h_{\text{пв}}) = G_{\text{г}} (h_{\text{г,и}} - h_{\text{г,эк}}) \eta_{\text{охл}}, \quad (3.14)$$

где $h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды на входе в КУ, кДж/кг.

При этом расход питательной воды $G_{\text{пв}}$ находится с учетом непрерывной продувки из барабана, а ее энтальпия на входе в КУ определяется по параметрам в деаэраторе питательной воды с учетом работы питательного насоса

$$h_{\text{пв}} = h'_{\text{дпв}} + \Delta h_{\text{пн}}, \text{ кДж/кг}. \quad (3.15)$$

где $h'_{дпв}$ – энтальпия насыщенной воды в деаэраторе, кДж/кг;
 $\Delta h_{пн}$ – повышение энтальпии в питательном насосе, кДж/кг.
 При этом

$$\Delta h_{пн} = v \Delta p_{пн} / \eta_{пн}, \text{ кДж/кг.} \quad (3.16)$$

где v – средний удельный объем воды в питательном насосе, м³/кг;
 $\Delta p_{пн}$ – повышение давления в насосе, кПа;
 $\eta_{пн}$ – КПД насоса (в расчетах можно принимать $\eta_{пн} = 0,82 \dots 0,86$).
 Повышение давления в насосе находится обычным образом как разность давлений на его выходе $p_{пв}$ и входе (в деаэраторе) $p_{дпв}$

$$\Delta p_{пн} = p_{пв} - p_{дпв}, \text{ кПа.} \quad (3.17)$$

При этом давление, создаваемое питательным насосом $p_{пв}$ должно быть примерно на 20 ... 25% выше давления острого пара для компенсации гидравлических потерь в тракте котла–утилизатора.

Аналогичным образом из уравнения теплового баланса для газового подогревателя конденсата

$$G_{к,ГПК} (h_{к,вых} - h_{к,вх}) = G_{г} (h_{г,эк} - h_{г,ГПК}) \eta_{охл}, \quad (3.18)$$

находится энтальпия и температура газов $t_{г,ГПК}$ на выходе из котла–утилизатора и, соответственно, на входе в сетевой пучок.

Здесь $G_{к,ГПК}$ – расход основного конденсата в подогреватель, кг/с;
 $h_{к,вых}, h_{к,вх}$ – энтальпия основного конденсата после и до ГПК, кДж/кг;
 $h_{г,эк}, h_{г,ГПК}$ – энтальпия газов после экономайзера КУ и ГПК соответственно, кДж/кг.

Задавшись температурой $t_{г,ух}$ (и, соответственно, энтальпией $h_{г,ух}$) уходящих газов определяется возможная нагрузка сетевого подогревателя из уравнения

$$Q_{СП} = G_{г} (h_{г,ГПК} - h_{г,ух}) \eta_{охл}, \text{ кВт.} \quad (3.19)$$

При укрупненном расчете котла–утилизатора можно использовать следующие опорные параметры и характеристики, закладываемые обычно заводами–изготовителями при конструировании:

- температурный напор на «горячем» конце пароперегревателя высокого/низкого давления $\Delta t_{min}^{пп} = 30 \dots 35 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- температурный напор на «холодном» конце испарителя высокого/низкого давления $\Delta t_{min}^и = 8 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- недогрев воды в экономайзере до температуры насыщения в барабане для обеспечения запаса по вскипанию среды $\Delta t_{эк} = 8 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- температура основного конденсата на входе в ГПК 55 ... 60°C;

- недогрев основного конденсата в ГПК до температуры насыщения в деаэраторе для обеспечения устойчивой работы деаэрационной установки 8 ... 15°C;
- относительные потери давления пара в перегревателе высокого/низкого давления 10 ... 15%;
- потери давления в отборе пара низкого давления на деаэратор 0,03 ... 0,05 МПа;
- относительные потери теплоты в окружающую среду 1 ... 2% ($\eta_{\text{охл}} = 0,98 \dots 0,99$);
- относительный расход насыщенной воды на продувку из барабана высокого/низкого давления 0,5 ... 1%;
- относительные потери давления на перебросе из котла–утилизатора в паровую турбину пара высокого/низкого давления 7 ... 9%;
- снижение температуры пара при этом 2 ... 5°C.

Рассмотрим **пример укрупненного расчета котла–утилизатора** для данных котла П-100 производства ОАО "ЗиО–Подольск", входящего в состав ПГУ-230. Описание КУ дается в приложении 2. Принципиальная тепловая схема ПГУ приведена на рис. ПЗ.1, схема пароводяного тракта котла-утилизатора – на рис. П2.4, а его расчетная схема – на рис. 3.2.

Вычисления будем производить при температуре наружного воздуха, расчетной для отопления и равной $t_{\text{н,о}}^{\text{р}} = -24^{\circ}\text{C}$. Индексы в обозначениях формул соответствуют обозначениям на рис. 3.2.

При выбранной температуре для условий работы ГТУ в составе ПГУ по фирменным данным имеем:

- $\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} = 34,1\%$;
- $G_{\text{в}} = 520,55 \text{ кг/с}$;
- $G_{\text{т}} = 10,45 \text{ кг/с}$;
- $G_{\text{г}} = 531,0 \text{ кг/с}$;
- $t_4 = 526 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- $N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} = 172,7 \text{ МВт}$.

Коэффициент избытка воздуха после КС по (3.10) равен

$$\alpha_{\text{КС}} = \frac{520,55}{10,45 \cdot 16,8} \approx 3.$$

Примем на расчетном режиме давление перегретого пара верхнего $p_{\text{пе,вд}} = 7,5 \text{ МПа}$, нижнего – $p_{\text{пе,нд}} = 0,65 \text{ МПа}$ контуров. Соответственно давление в барабанах высокого и низкого давления с учетом гидравлических потерь в пароперегревателе 10%: $p_{\text{б,вд}} = 8,25 \text{ МПа}$; $p_{\text{б,нд}} = 0,715 \text{ МПа}$.

Давление в деаэраторе питательной воды $p_{\text{дпв}} = 0,615 \text{ МПа}$.

Расчет котла–утилизатора ведется по ходу движения газов, то есть в начале рассчитывается **контур высокого давления**.

Примем температурный напор $\Delta t_{\min}^{\text{III}} = 30^\circ\text{C}$, тогда по (3.11) температура пара на выходе пароперегревателя равна

$$t_{\text{п5}} = t_5 - \Delta t_{\min}^{\text{III}} = 526 - 30 = 496^\circ\text{C}.$$

Здесь $t_5 = t_4 = 526^\circ\text{C}$ – температура газов на входе в КУ. При этой температуре и $\alpha_{\text{КС}} = 3$ по таблице приложения 1 средняя изобарная теплоемкость газов $C_{\text{p5}}^{\text{r}} = 1,075 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$, а энтальпия газов

$$h_5 = t_5 C_{\text{p5}}^{\text{r}} = 526 \cdot 1,075 = 565,5 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

По таблицам воды и водяного пара [11] энтальпия пара после пароперегревателя высокого давления при $p_{\text{пе,вд}} = 7,5 \text{ МПа}$ составляет $h_{\text{пе,вд}} = h_{\text{п5}} = 3393 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Температура насыщения при давлении в барабане ВД $p_{\text{б,вд}} = 8,25 \text{ МПа}$ по [11] примерно равна $t_{\text{п6}} = t'_{\text{п7}} = 297^\circ\text{C}$. Тогда с учетом температурного напора $\Delta t_{\min}^{\text{II}} = 10^\circ\text{C}$ по (3.12) температура газов на «холодном» конце испарительных поверхностей

$$t_7 = t'_{\text{п7}} + \Delta t_{\min}^{\text{II}} = 297 + 10 = 307^\circ\text{C}.$$

По таблице при $\alpha_{\text{КС}} = 3$ средняя изобарная теплоемкость газов $C_{\text{p7}}^{\text{r}} = 1,0485 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$, а их энтальпия после испарительных поверхностей контура высокого давления

$$h_7 = t_7 C_{\text{p7}}^{\text{r}} = 307 \cdot 1,0485 = 321,9 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Примем, что в барабан высокого давления подается питательная вода, не догретая в экономайзере до температуры насыщения на 10°C , с энтальпией по [11] $h_{\text{п7}} \approx 1287 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Тогда из (3.13) расход пара высокого давления рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} G_{\text{п,вд}} &= \frac{G_{\text{r}}(h_5 - h_7)\eta_{\text{охл}}}{h_{\text{п5}} - h_{\text{п7}}} = \frac{531(565,5 - 321,9)}{3393 - 1287} 0,98 = & (3.20) \\ &= 60,19 \text{ кг}/\text{с} = 216,7 \text{ т}/\text{ч}. \end{aligned}$$

Расход питательной воды через экономайзер высокого давления $G_{\text{пв,вд}}$ с учетом непрерывной продувки из барабана ВД будет несколько выше:

$$G_{\text{пв,вд}} = (1 + \alpha_{\text{пр,вд}}) G_{\text{п,вд}} = (1 + 0,005) 60,19 = 60,5 \text{ кг}/\text{с} = 217,8 \text{ т}/\text{ч}, \quad (3.21)$$

где $\alpha_{\text{пр,вд}} = 0,005$ – относительная величина непрерывной продувки из барабана высокого давления.

Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер ВД определяется по ее параметрам в деаэраторе питательной воды ($h'_{\text{Дпв}} = 673,2$ кДж/кг) с учетом повышения энтальпии в питательном насосе контура ВД по (3.16)

$$\Delta h_{\text{ПНвд}} = 10^{-3} \cdot (1,2 \cdot 7,1 - 0,615) 10^3 / 0,85 \approx 9,3 \text{ кДж/кг}$$

и примерно равна по (3.15) $h_{\text{п8}} = h_{\text{пв,вд}} = 673,2 + 9,3 = 682,5$ кДж/кг.

Энтальпия газов на выходе из экономайзера ВД находится из (3.14):

$$h_8 = h_7 - \frac{G_{\text{пв,вд}} (h_{\text{п7}} - h_{\text{п8}})}{G_{\text{г}} \eta_{\text{охл}}} = 321,9 - \frac{60,5(1287 - 682,5)}{531 \cdot 0,98} = 251,5 \text{ кДж/кг. (3.22)}$$

При температуре 250°C и $\alpha_{\text{КС}} = 3$ средняя изобарная теплоемкость газов $C_{\text{р8}}^{\text{г}} = 1,0434$ кДж/(кг \cdot °C), тогда температура газов на выходе из контура ВД примерно равна

$$t_8 = h_8 / C_{\text{р8}}^{\text{г}} = 251,5 / 1,0434 = 241,4^\circ\text{C}.$$

Эта температура соответствует температуре газов на входе в **контур низкого давления** котла–утилизатора $t_9 = t_8 = 241,4^\circ\text{C}$, который рассчитывается после контура высокого давления.

С учетом принятого температурного напора $\Delta t_{\text{min}}^{\text{III}} = 30^\circ\text{C}$ по (3.11) определяется температура пара после пароперегревателя низкого давления

$$t_{\text{п9}} = t_9 - \Delta t_{\text{min}}^{\text{III}} = 241,4 - 30 = 211,4^\circ\text{C}.$$

Энтальпия пара при $p_{\text{пе,нд}} = 0,65$ МПа $h_{\text{п,вд}} = h_{\text{п9}} \approx 2870$ кДж/кг.

Аналогично по температуре насыщения в барабане НД (при $p_{\text{б,нд}} = 0,715$ МПа) $t_{\text{п10}} = t'_{\text{п11}} = 165,5^\circ\text{C}$ и принятому значению $\Delta t_{\text{min}}^{\text{II}} = 10^\circ\text{C}$ определяется температура

$$t_{11} = t'_{\text{п11}} + \Delta t_{\text{min}}^{\text{II}} = 165,5 + 10 = 175,5^\circ\text{C}$$

и затем энтальпия газов после испарительных поверхностей контура высокого давления

$$h_{11} = t_{11} C_{\text{р11}}^{\text{г}} = 175,5 \cdot 1,0366 = 182 \text{ кДж/кг,}$$

где средняя изобарная теплоемкость газов в зависимости от температуры t_{11} и коэффициента избытка воздуха (по таблице П1.1) равна $C_{\text{р11}}^{\text{г}} = 1,0366$ кДж/(кг \cdot °C).

Энтальпия питательной воды, определяемая по формулам, аналогичным (3.15) – (3.17), примерно равна $h_{\text{пв,нд}} = h_{\text{п11}} \approx 673,5$ кДж/кг.

Из балансовых уравнений пароперегревательных и испарительных поверхностей НД (3.13) расход пара из контура низкого давления

$$G_{п,нд} = \frac{G_r (h_9 - h_{11}) \eta_{охл}}{h_{п9} - h_{п11}} = \frac{531(251,5 - 182)}{2870 - 673,5} 0,98 = \quad (3.23)$$

$$= 16,56 \text{ кг/с} = 59,6 \text{ т/ч.}$$

Расход питательной воды в барабан контура низкого давления с учетом непрерывной продувки равен

$$G_{пв,нд} = (1 + \alpha_{пр,нд}) G_{п,нд} = 1,005 \cdot 16,56 = 16,64 \text{ кг/с} = 59,9 \text{ т/ч}, \quad (3.24)$$

где $\alpha_{пр,нд} = 0,005$ – относительная величина непрерывной продувки из барабана низкого давления.

Параметры газов на выходе испарительных поверхностей НД соответствуют их параметрам на входе в **газовый подогреватель основного конденсата**: $t_{12} = t_{11} = 175,5^\circ\text{C}$ и $h_{12} = h_{11} = 182 \text{ кДж/кг}$.

Точно расход основного конденсата $G_{к,ГПК}$ через поверхности ГПК в схеме по рис. ПЗ.1 определяется в ходе расчета тепловой схемы и зависит от условий работы деаэратора питательной воды.

Поскольку в схеме по рис. ПЗ.1 на линии нагретого конденсата установлен водоводяной теплообменник (ВВТ) для подогрева сетевой воды, то в данном расчете примем температуру газов на выходе из котла–утилизатора $t_{yx} = t_{13} = 100^\circ\text{C}$ и найдем теплоту $Q_{ГПК}$, которую газы отдают в ГПК конденсату.

Со стороны газов имеем

$$Q_{ГПК} = G_r (h_{12} - h_{13}) \eta_{охл} = \quad (3.25)$$

$$= 531 (182 - 103,7) 0,98 = 40\,746 \text{ кВт} \approx 40,75 \text{ МВт},$$

где энтальпия газов на выходе из КУ $h_{yx} = h_{13}$ находится с использованием данных таблицы П1.1.

В заключение рассчитывается КПД котла–утилизатора по (1.5) $\eta_{ку} \approx 0,84$.

4. РАСЧЕТ ПРИНЦИПАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Цель расчета тепловой схемы УПГУ – определение параметров и расходов потоков рабочих сред, проходящих через все элементы схемы (отсеки турбины, теплообменники, насосы, эжекторы и пр.), а также мощность паротурбинной установки и показатели ее тепловой экономичности. Также по результатам этих расчетов производится выбор вспомогательного оборудования, трубопроводов и других элементов схемы.

Расчет тепловой схемы ПТУ в составе УПГУ производится по аналогии с расчетом традиционной ПСУ [8, 12] и предполагает приведенные ниже этапы.

1. Составление балансов основных потоков пара и воды.

Для нахождения расхода пара от парогенерирующей установки (котла–утилизатора) на паровую турбину необходимо учитывать количество ГТУ с КУ, работающих на одну паровую турбину, число контуров генерируемого пара, возможную подачу пара из контура низкого давления на деаэратор и другие особенности тепловой схемы. Также необходимо учесть потери рабочего тела и снижение его параметров при транспорте.

Расход пара на турбину G_0 ниже его расхода от котла–утилизатора $G_{\text{п}}$ на величину утечек $G_{\text{ут}}$ в тепловой схеме

$$G_0 = G_{\text{п}} - G_{\text{ут}}. \quad (4.1)$$

При этом

$$G_{\text{ут}} = \alpha_{\text{ут}} G_{\text{п}}, \quad (4.2)$$

где относительную величину утечек пара, условно относимых к участку паропровода между КУ и ПТ в зависимости от совершенства схемы можно принимать равной:

- для конденсационных УПГУ $\alpha_{\text{ут}} \approx 0,01$;
- для теплофикационных УПГУ $\alpha_{\text{ут}} \approx 0,012$;
- для УПГУ с отборами пара на производство $\alpha_{\text{ут}} \approx 0,015$.

Расход пара через проточную часть турбины $G_{\text{т}}$ находится с учетом протечек через уплотнения ПТ $G_{\text{упл}}$

$$G_{\text{т}} = G_0 - G_{\text{упл}}, \quad (4.3)$$

где

$$G_{\text{упл}} = \alpha_{\text{упл}} G_0. \quad (4.4)$$

Для УПГУ с двухконтурным КУ можно условно отнести протечки через передние уплотнения ЦВД и уплотнения стопорного и регулирующих клапанов на расход пара ВД, а протечки через концевые уплотнения цилиндров – на расход пара НД, и принять соответствующие значения энтальпии.

Относительная величина протечек оценивается в размере $\alpha_{\text{упл}} \approx 0,02$.

В общем случае расход добавочной воды $G_{\text{дв}}$, подаваемой в тепловую схему для подпитки, определяется внутренними и внешними (на производстве) потерями конденсата

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{ут}} + G'_{\text{пр}} + G_{\text{пот,вн}}, \quad (4.5)$$

где $G'_{\text{пр}}$ – потери конденсата с продувочной водой с учетом расхода пара из расширителя непрерывной продувки $G_{\text{р}}$;

$G_{\text{пот,вн}}$ – потери конденсата на производстве, определяемые как разность между расходом пара на производство $G_{\text{п}}$ и расходом обратного конденсата $G_{\text{ок}}$

$$G_{\text{пот,вн}} = G_{\text{п}} - G_{\text{ок}}. \quad (4.6)$$

При этом доля $\alpha_{\text{ок}} = G_{\text{ок}} / G_{\text{п}}$ задается перед расчетом тепловой схемы.

2. Построение процесса расширения пара в турбине на h – s –диаграмме.

В приближенных расчетах графическое представление процесса расширения в h – s –диаграмме составляется из горизонтальных линий дросселирования пара (в органах паровпуска и регулируемых отборах пара, в перепускных трубах между цилиндрами и пр.) и политроп расширения в отдельных отсеках (частях) проточной части, наклон которых определяется относительным внутренним КПД турбины.

Перед построением необходимо найти параметры пара в узловых точках: перед органами парораспределения (стопорными и регулирующими клапанами, регулирующими диафрагмами), в линии промперегрева, на выходе из цилиндров и пр.

Давление пара в производственном отборе задается потребителем.

Давление в отопительных отборах паровой турбины теплофикационной ПГУ для расчетного режима находится как для традиционной ПСУ, исходя из необходимой температуры подогрева сетевой воды по ступеням

$$p_{\text{отб}} = p_{\text{н}} + \Delta p. \quad (4.7)$$

Здесь $p_{\text{н}}$ – давление пара при температуре насыщения в подогревателе

$$t_{\text{н}} = t_{\text{св}} + \delta t, \quad (4.8)$$

где $t_{\text{св}}$ – температура сетевой воды на выходе из СП;

δt – температурный напор в подогревателе (недогрев сетевой воды до температуры насыщения греющего пара);

Δp – потери давления в паропроводе отбора.

В расчетах можно принимать $\delta t = 3 \dots 5^\circ\text{C}$ и $\Delta p = 0,05 \dots 0,08 p_{\text{н}}$.

Для определения температуры прямой $t_{\text{пс}}$ и обратной $t_{\text{ос}}$ сетевой воды при температуре наружного воздуха на расчетном режиме строится температурный график тепловой сети, примерный вид которого приведен на рис. 4.1.

С учетом принятого коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{тф}}$ находится температура сетевой воды после сетевой установки ПТУ

$$t_{\text{с2}} = t_{\text{ос}} + \alpha_{\text{тф}} (t_{\text{пс}} - t_{\text{ос}}). \quad (4.9)$$

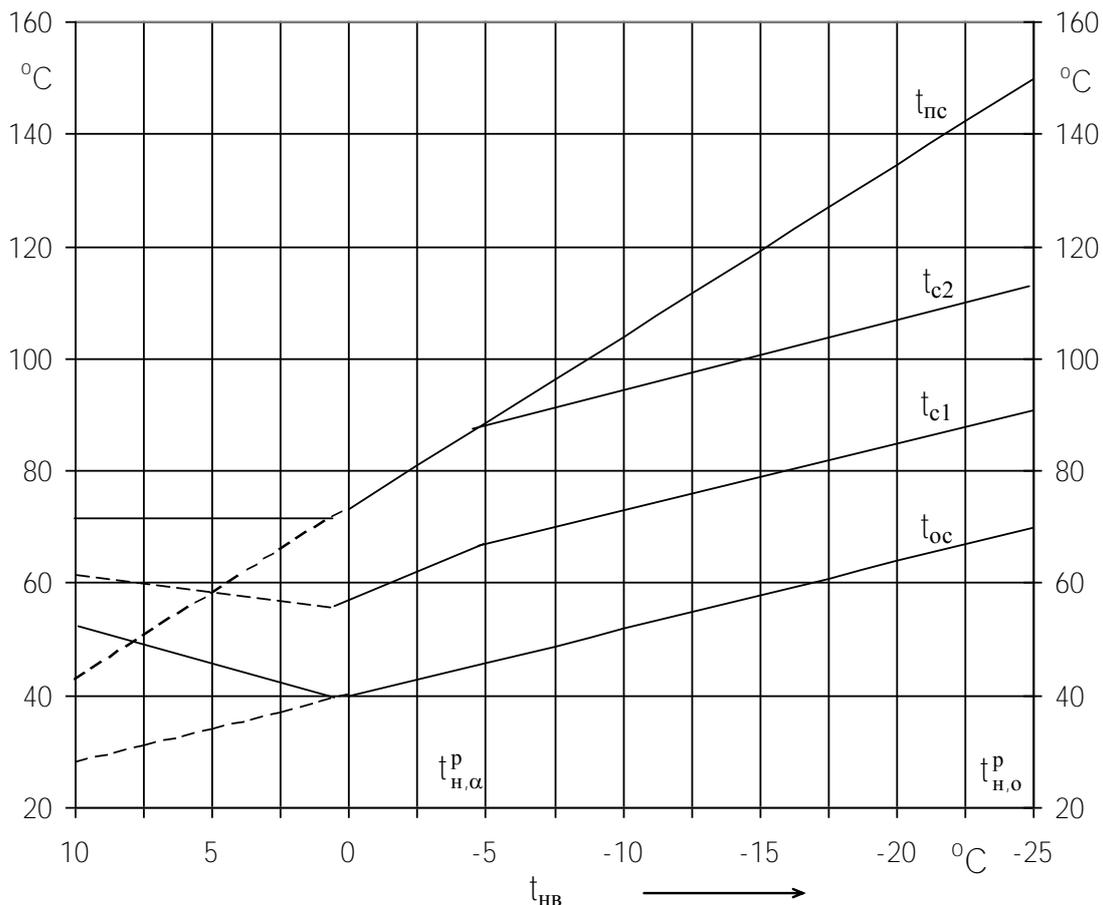


Рис. 4.1. Температурный график тепловой сети

Если паровая турбина работает со ступенчатым подогревом сетевой воды, то находится ее температура после нижнего СП t_{c1} , для чего задается распределение подогрева воды по ступеням. На расчетном режиме можно принять равное распределение подогрева, как обеспечивающее наибольшую экономичность работы сетевой установки.

В УПГУ подогрев сетевой воды может осуществляться не только отборным паром ПТ, но и в «хвостовых» поверхностях котла–утилизатора, которые могут включаться по ходу воды как параллельно, так и последовательно сетевым подогревателям турбоустановки.

Для определения степени дросселирования пара в узловых точках схемы задаются потери давления:

- в регулирующих клапанах острого пара и пара производственного отбора;
- в поворотной диафрагме отопительного отбора;
- в перепускных трубах из одного цилиндра в другой;
- в тракте промперегрева.

Как и для обычной ПСУ можно принять потери: в полностью открытых регулирующих клапанах $\sim 3 \dots 5\%$, в перепускных трубах $\sim 1 \dots 2\%$, в тракте газового промперегрева $\sim 10 \dots 15\%$.

Потери давления в органах, регулирующих отпуск пара на производство и отопление принимаются в зависимости от режима работы [8].

При получении в котле–утилизаторе пара нескольких давлений пар из части низкого давления КУ смешивается в паровой турбине с основным потоком пара.

При проектировании необходимо выбирать давление и температуру генерируемого в КУ пара и точку ввода пара в цикл ПСУ таким образом, чтобы эти потоки имели по-возможности равные параметры. При соблюдении этого условия в приближенных расчетах можно принять, что смешение никак не отражается на построении процесса расширения в h_s -диаграмме, и изменяется только расход пара. В камере смешения можно принять потери давления на уровне 1 ... 2%.

Внутренний относительный КПД проточной части паровых турбин УПГУ можно принимать на уровне его значений для типовых турбоустановок средней мощности [8, 12].

3. Расчет теплообменных аппаратов.

Как уже упоминалось, основным отличием тепловой схемы УПГУ как конденсационных, так и теплофикационных, от традиционных паротурбинных установок является отсутствие паровой регенерации и замена ее газовой.

Поэтому производится расчет следующих теплообменных аппаратов:

- деаэраторов (питательной воды, подпитки теплосети и пр.);
- расширителей непрерывной продувки из барабанов КУ;
- сетевых подогревателей;
- теплообменников вспомогательных устройств (охладителя пара основного эжектора (ОЭ) и эжектора уплотнений (ОУ), сальникового подогревателя (ПС) и других принятых в схеме.

Как уже упоминалось, пар на деаэратор питательной воды $G_{дпв}$ ПГУ может подаваться как из отбора паровой турбины, так и из нижнего контура котла–утилизатора. В последнем случае в зависимости от $G_{дпв}$ будет корректироваться расход пара на турбоустановку, следовательно, расчет деаэратора питательной воды целесообразно производить в начале.

В двухконтурных ПГУ непрерывная продувка контура высокого давления обычно отводится в барабан контура низкого давления, который в свою очередь продувается в расширитель непрерывной продувки. Пар и конденсат продувки утилизируются в общестанционной тепловой схеме ТЭЦ.

Для случая расширения продувочной воды из барабана высокого давления на деаэратор питательной воды уравнение теплового баланса **расширителя** (рис. 4.2) имеет вид

$$G_{пр} h'_{пр} \eta_{охл} = G_p h''_p + (G_{пр} - G_p) \cdot h'_p, \quad (4.10)$$

где $G_{пр}$ – расход продувочной воды из барабана КУ;
 $h'_{пр}$ – энтальпия кипящей воды в барабане КУ;

G_p – расход выпара из расширителя на деаэратор;
 h_p'' – энтальпия выпара (в состоянии сухого насыщенного пара при давлении в расширителе);
 h_p' – энтальпия дренажа (вода в состоянии насыщения при давлении в расширителе);
 $\eta_{охл}$ – КПД, учитывающий потери теплоты на наружное охлаждение расширителя ($\eta_{охл} = 98 \dots 99\%$).

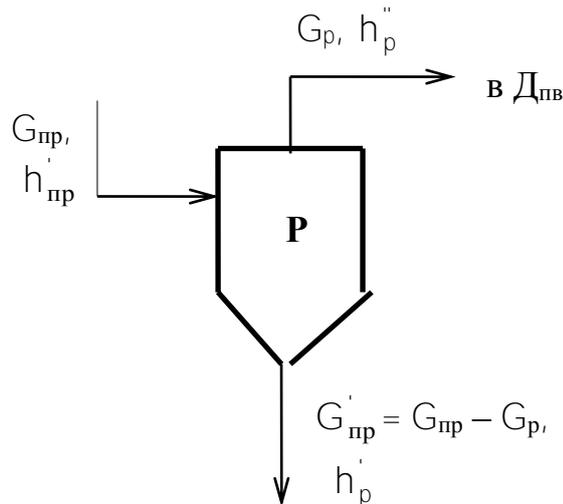


Рис. 4.2. Расчетная схема расширителя непрерывной продувки

При этом давление в расширителе принимается несколько большим (на величину гидравлических потерь при транспорте), чем давление в деаэраторе:

$$p_p = p_{Д_{пв}} + \Delta p = (1,08 \dots 1,1) \cdot p_{Д_{пв}}, \text{ МПа.}$$

Из (4.10) находится расход G_p , а также величина потерь с непрерывной продувкой $G_{пр}' = G_{пр} - G_p$.

Расчетная схема деаэратора питательной воды для ПГУ с котлом-утилизатором двух давлений представлена на рис. 4.3.

Уравнения материального и теплового балансов для него соответственно имеют вид:

$$G_{пв,вд} + G_{пв,нд} + G_{вып} = G_{к,ГПК} + G_{Д_{пв}} + G_p + \gamma G_{упл}. \quad (4.11)$$

$$(G_{пв,вд} + G_{пв,нд})h_{Д_{пв}}' + G_{вып}h_{Д_{пв}}'' = [G_{к,ГПК}h_{к,вых} + G_{Д_{пв}}h_{Д_{пв}} + G_p h_p'' + \gamma G_{упл}h_{упл}] \eta_{охл}, \quad (4.12)$$

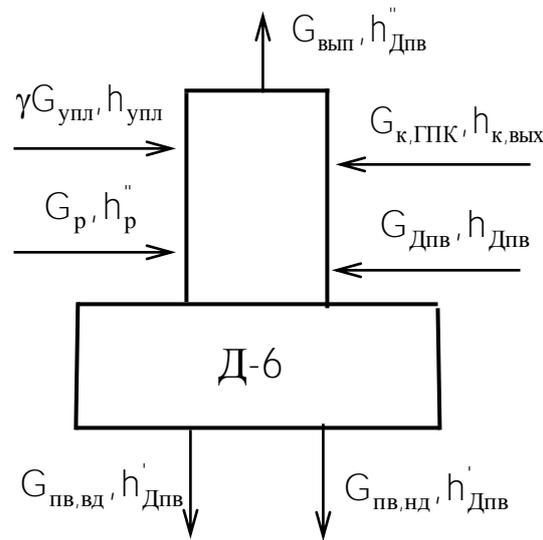


Рис. 4.3. Расчетная схема деаэратора питательной воды

где $G_{пв,вд}$, $G_{пв,нд}$ – расход питательной воды в контуры высокого и низкого давлений КУ;

$h'_{ДПВ}$ – энтальпия насыщенной воды в деаэраторе;

$G_{вып}$ – расход выпара из деаэратора (приблизительно $G_{вып} = 0,002 (G_{пв,вд} + G_{пв,нд})$);

$h''_{ДПВ}$ – энтальпия выпара, равная энтальпии насыщенного пара при давлении в деаэраторе;

$G_{к,ГПК}$ – расход основного конденсата после ГПК;

$h_{к,вых}$ – энтальпия основного конденсата после ГПК на входе в деаэратор;

$G_{ДПВ}$ – расход греющего пара на деаэратор;

$h_{ДПВ}$ – энтальпия греющего пара (в зависимости от схемы питания деаэратора находится либо как энтальпия пара в соответствующем отборе турбины, либо как энтальпия пара нижнего контура КУ);

γ – доля протечек через уплотнения, сбрасываемых в деаэратор питательной воды;

$h_{упл}$ – энтальпия пара из уплотнений (обычно принимается как энтальпия пара из передних уплотнений ЦВД, уплотнений стопорного и регулирующих клапанов, т.е. как энтальпия «острого» пара).

Из уравнений (4.11), (4.12) определяются расходы греющего пара $G_{ДПВ}$ и основного конденсата $G_{к,ГПК}$.

При применении двухступенчатого подогрева сетевой воды для деаэрации подпиточной воды экономически выгодно использовать **вакуумный деаэратор**.

На рис. 4.4 дана расчетная схема деаэратора, в котором греющей средой $G_{д}$ является прямая сетевая вода. Эта вода, имея давление около 0,8 МПа и температуру 80 ... 118°C, в пространстве деаэратора вскипает, а образующийся пар, смешиваясь с добавочной водой $G_{в}$, нагревает ее до температуры насыще-

ния. Неконденсирующиеся газы удаляются специальным эжектором, поддерживающим в деаэраторе вакуум.

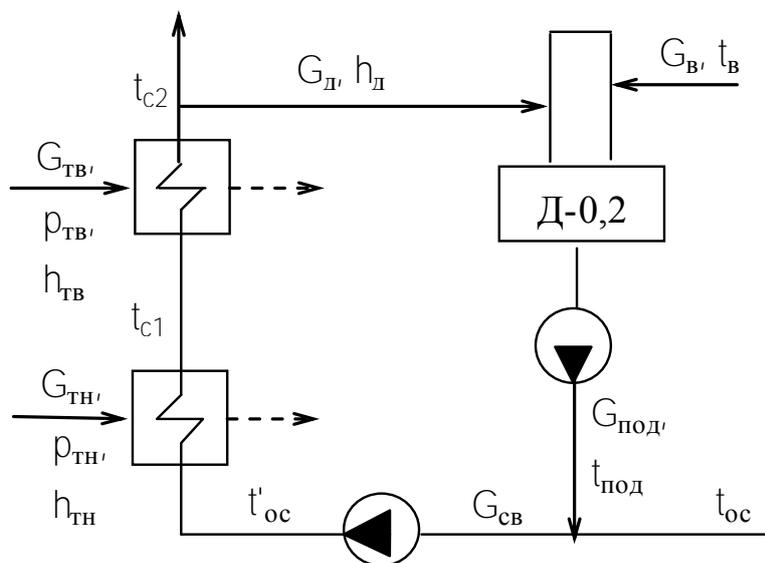


Рис. 4.4. Расчетная схема деаэратора подпитки теплосети

Уравнение теплового баланса деаэратора

$$G_{\text{под}} h_{\text{под}} = G_{\text{д}} h_{\text{д}} \eta_{\text{охл}} + G_{\text{в}} h_{\text{в}}, \quad (4.13)$$

где $G_{\text{д}}, h_{\text{д}}$ – расход греющего теплоносителя и его энтальпия;
 $h_{\text{в}}, h_{\text{под}}$ – энтальпия деаэрируемой воды на входе и выходе;
 $G_{\text{под}}, G_{\text{в}}$ – величина подпитки теплосети и расход добавочной воды

$$G_{\text{в}} = G_{\text{под}} - G_{\text{д}}.$$

Величина подпитки определяется потерями сетевой воды, которые составляют около 2% от ее расхода $G_{\text{св}}$.

Уравнение смешения для определения температуры на входе в сетевую установку t'_{oc} имеет вид

$$G_{\text{св}} t'_{\text{oc}} C_{\rho}^{\text{в}} = G_{\text{под}} t_{\text{под}} C_{\rho}^{\text{в}} + (G_{\text{св}} - G_{\text{под}}) t_{\text{oc}} C_{\rho}^{\text{в}} \quad (4.14)$$

или если принять независимость теплоемкости воды $C_{\rho}^{\text{в}}$ от температуры

$$G_{\text{св}} t'_{\text{oc}} = G_{\text{под}} t_{\text{под}} + (G_{\text{св}} - G_{\text{под}}) t_{\text{oc}}, \quad (4.15)$$

где $t_{\text{под}}$ – температура подпиточной воды после вакуумного деаэратора.

Расход сетевой воды через сетевые подогреватели паровой турбины задается или оценивается в зависимости от тепловой нагрузки $Q_{сп}$:

$$G_{св} = \frac{Q_{сп}}{C_p^B \cdot (t_{c2} - t_{oc})}, \text{ кг/с.} \quad (4.16)$$

Цель расчета **сетевых подогревателей** турбоустановки – определение расхода греющего пара на них.

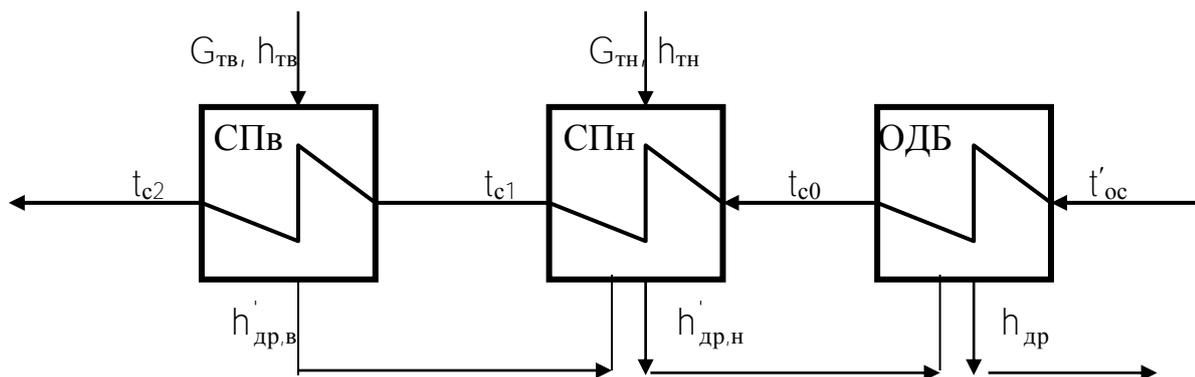


Рис. 4.5. Расчетная схема сетевой установки с охладителем дренажа

Запишем балансовые уравнения для расчета сетевой установки по схеме рис. 4.5 с охладителем дренажа бойлеров (ОДБ).

Для верхнего сетевого подогревателя (СПв) имеем

$$G_{ТВ} (h_{ТВ} - h'_{др,в}) \eta_{охл} = G_{св} C_p^B (t_{c2} - t_{c1}), \quad (4.17)$$

где $G_{ТВ}$ – расход греющего пара на верхний СП,

$h_{ТВ}, h'_{др,в}$ – энтальпия пара в верхнем отопительном отборе турбины и его конденсата в состоянии насыщения при давлении в верхнем подогревателе.

Для определения расхода греющего пара $G_{ТН}$ на нижний сетевой подогреватель (СПн) необходимо решить систему уравнений для СПн и охладителя дренажа

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{ТН} (h_{ТН} - h'_{др,н}) \eta_{охл} + G_{ТВ} (h'_{др,в} - h'_{др,н}) \eta_{охл} = G_{св} C_p^B (t_{c1} - t_{c0}); \end{array} \right. \quad (4.18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (G_{ТВ} + G_{ТН}) (h'_{др,н} - h_{др}) \eta_{охл} = G_{св} C_p^B (t_{c0} - t'_{oc}), \end{array} \right. \quad (4.19)$$

где $h_{ТН}, h'_{др,н}$ – энтальпия пара в нижнем отопительном отборе турбины и его конденсата в состоянии насыщения при давлении в нижнем подогревателе;

$h_{др}$ – энтальпия дренажа греющего пара после охладителя дренажа;

t_{c0} – температуры сетевой воды после ОДБ.

5. Определение мощности турбоустановки.

Электрическую мощность паровой турбины можно найти как сумму мощностей отдельных ее отсеков

$$N_{\text{ПТУ}}^{\text{э}} = \sum_j G_{\text{тj}} \cdot (h_j^{\text{вх}} - h_j^{\text{вых}}) \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (4.20)$$

где $G_{\text{тj}}$ – расход пара через j-й отсек;

$h_j^{\text{вх}}, h_j^{\text{вых}}$ – энтальпия пара на входе и выходе из j-го отсека по данным построения процесса расширения пара на h_s -диаграмме;

$\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$ – электромеханический КПД турбоустановки.

Рассмотрим **пример расчета тепловой схемы** применительно к ПГУ-230. Описание этой теплофикационной УПГУ дано в приложении 3, а принципиальная тепловая схема приведена на рис. ПЗ.1.

Особенностью схемы является то, что частично отпуск теплоты осуществляется не из отборов паровой турбины, а (через промежуточный водоводяной теплообменник) – из котла–утилизатора. Сетевая установка выполнена с охладителем дренажа.

Паровая регенерация отсутствует, и в ГПК подается конденсат с параметрами в точки смешения потоков основного конденсата (после блока очистки и вспомогательных теплообменников) и дренажа бойлеров.

При работе УПГУ по тепловому графику с номинальной нагрузкой отборов и, соответственно, с минимальным расходом пара в конденсатор для устойчивой работы эжекторов ОЭ и ОУ включается линия рециркуляции так, чтобы температура основного конденсата после этих теплообменников не превышала 60°C.

Основные результаты расчетов тепловой схемы сведены в табл. 4.1.

Схема ПГУ включает одну ГТУ с двухконтурным котлом–утилизатором, и одну паровую турбину, поэтому (с учетом утечек $\alpha_{\text{ут}} = 1,2\%$) на ПТ подается

- пара верхнего контура

$$G_{0,\text{вд}} = G_{\text{п,вд}} - G_{\text{ут,вд}} = (1 - 0,012) 60,19 \text{ кг/с} = 59,47 \text{ кг/с}$$

- пара нижнего контура (с учетом отбора части пара на деаэратор питательной воды $G_{\text{Дпв}}$)

$$\begin{aligned} G_{0,\text{нд}} &= G_{\text{п,нд}} - G_{\text{Дпв}} - G_{\text{ут,нд}} = \\ &= (16,56 - 1,23) (1 - 0,012) = 15,15 \text{ кг/с} \end{aligned}$$

Здесь величина расхода пара на деаэратор была принята 1,6% от суммарного расхода питательной воды

$$G_{\text{Дпв}} \approx 0,016 (G_{\text{пв,вд}} + G_{\text{пв,нд}}) = 0,016 (60,5 + 16,64) = 1,23 \text{ кг/с.}$$

Основные результаты расчетов тепловой схемы ПГУ-230

Точка схемы (индекс в обозначениях формул)	Параметр, его размерность			
	G, кг/с	p, МПа	t,°C x	h, кДж/кг
Пар из верхнего контура КУ (п,вд)	60,19	7,5	496	3393
Пар верхнего контура перед ПТ (0,вд)	59,47	7,1	493	3387
Пар из нижнего контура КУ (п,нд)	16,56	0,65	211,4	2870
Пар нижнего контура перед ПТ (0,нд)	15,16	0,615	208,5	2865
Пар в точке смешения (см)	73,29	0,6		2865
Пар на деаэратор питательной воды (Дпв)	1,22	0,65		2870
Деаэратор питательной воды (Дпв): - пар; - вода в состоянии насыщения		0,615	159,5	2757,1 673,2
Расширитель (р): - пар; - дренаж	0,088 0,212	0,677	163,5	2761,7 692,0
Пар в верхнем отборе (тв)	37,21	0,233	123	2710
Верхний СП (в): - пар; - его конденсат	37,21	0,218	123	2710 516,5
Пар в нижнем отборе (тн)	33,28	0,105	0,97	2605
Нижний СП (н): - пар; - его конденсат	33,28	0,098	99	2605 414,9
Конденсатор (к)	2,8	0,004	29	2605
Конденсат: - на входе в ГПК (к,вх); - на выходе из ГПК (к,вых);	75,3	1,0	78,6 150	329 632,5
Питательная вода: - контур ВД (пв,вд) - контур НД (пв,нд)	60,5 16,64	8,52 0,73	161,5 159,5	682,9 673,2

При этом суммарная величина утечек $G_{ут} \approx 0,9$ кг/с.

Примем величину относительных потерь давления на перебросе пара из котла–утилизатора в паровую турбину 5%, а снижение температуры пара при этом 3°C, тогда **параметры пара перед турбиной**:

$$p_{0,вд} = 7,5 \cdot 0,95 = 7,1 \text{ МПа}, p_{0,нд} = 0,65 \cdot 0,95 = 0,615 \text{ МПа};$$

$$t_{0,вд} = 496 - 3 = 493^\circ\text{C}, t_{0,нд} = 211,4 - 3 \approx 208,5^\circ\text{C}.$$

При этом энтальпия пара примерно составляет

$$h_{0,вд} = 3387 \text{ кДж/кг}, h_{0,нд} = 2865 \text{ кДж/кг}.$$

Примем протечки через передние уплотнения ЦВД и уплотнения стопорного и регулирующих клапанов в количестве $G_{упл,вд} \approx 0,01 \cdot 59,47 \approx 0,59$ кг/с с энтальпией $h_{0,вд}$ и через концевые уплотнения цилиндров – в количестве $G_{упл,нд} \approx 0,01 (59,47 + 15,15) \approx 0,75$ кг/с с энтальпией $h_{0,нд}$.

Для определения **давления в отопительных отборах** паровой турбины найдем температуру сетевой воды после каждой ступени подогрева.

Примем температурный график теплосети $t_{гс} / t_{ос} = 150 / 70^{\circ}\text{C}$ и коэффициент теплофикации $\alpha_{тф} = 0,6$, тогда температура после верхнего подогревателя по (4.9)

$$t_{c2} = 70 + 0,6 (150 - 70) = 118^{\circ}\text{C}.$$

На расчетном режиме (при $t_{н,о}^p = -24^{\circ}\text{C}$) примем равное распределение подогрева по ступеням, тогда температура после нижнего подогревателя

$$t_{c1} = t_{ос} + (t_{c2} - t_{ос}) / 2 = 70 + (118 - 70) / 2 = 94^{\circ}\text{C}.$$

При значениях температурного напора $\delta t = 5^{\circ}\text{C}$ по (4.8) температура конденсации греющего пара в подогревателях: $t_{нв} = 118 + 5 = 123^{\circ}\text{C}$ и $t_{нн} = 94 + 5 = 99^{\circ}\text{C}$. Этому соответствует давление насыщения: $p_{нв} = 0,218$ МПа и $p_{нн} = 0,098$ МПа. Примем потери давления в паропроводе от точки отбора до подогревателей 7%, тогда давление в отопительных отборах паровой турбины по (4.7) равно:

$$\begin{aligned} p_{тв} &= 1,07 p_{нв} = 1,07 \cdot 0,218 = 0,233 \text{ МПа}; \\ p_{тн} &= 1,07 p_{нн} = 1,07 \cdot 0,098 = 0,105 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

При построении на hs -диаграмме процесса расширения пара примем потери давления в полностью открытых регулирующих клапанах 4%; в перепускных трубах 2%; относительный внутренний КПД: ЧВД (до регулирующей диафрагмы ЦНД) – 0,82; ЧНД на режиме теплового графика – 0.

При принятых параметрах тепловой схемы пар из нижнего контура КУ смешивается в турбине с основным потоком примерно в том же состоянии. Потери давления в камере смешения ~2%.

Примерный вид диаграммы расширения пара в турбоустановке приведен на рис. 4.6.

С использованием hs -диаграммы находим энтальпию пара в отопительных отборах

$$\begin{aligned} h_{тв} &= 2710 \text{ кДж/кг}; \\ h_{тн} &= 2605 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Расчет теплообменных аппаратов начнем с **расширителя непрерывной продувки**: примем, что в схеме установлена одна ступень расширения продувочной воды из барабана высокого давления на деаэратор питательной воды.

Давление в пространстве расширителя примем на 10% выше, чем в деаэраторе $p_p = 1,1$ $p_{дпв} = 1,1 \cdot 0,615 = 0,68$ МПа. При этом давлении $h_p' = 692$ кДж/кг, $h_p'' = 2761,7$ кДж/кг.

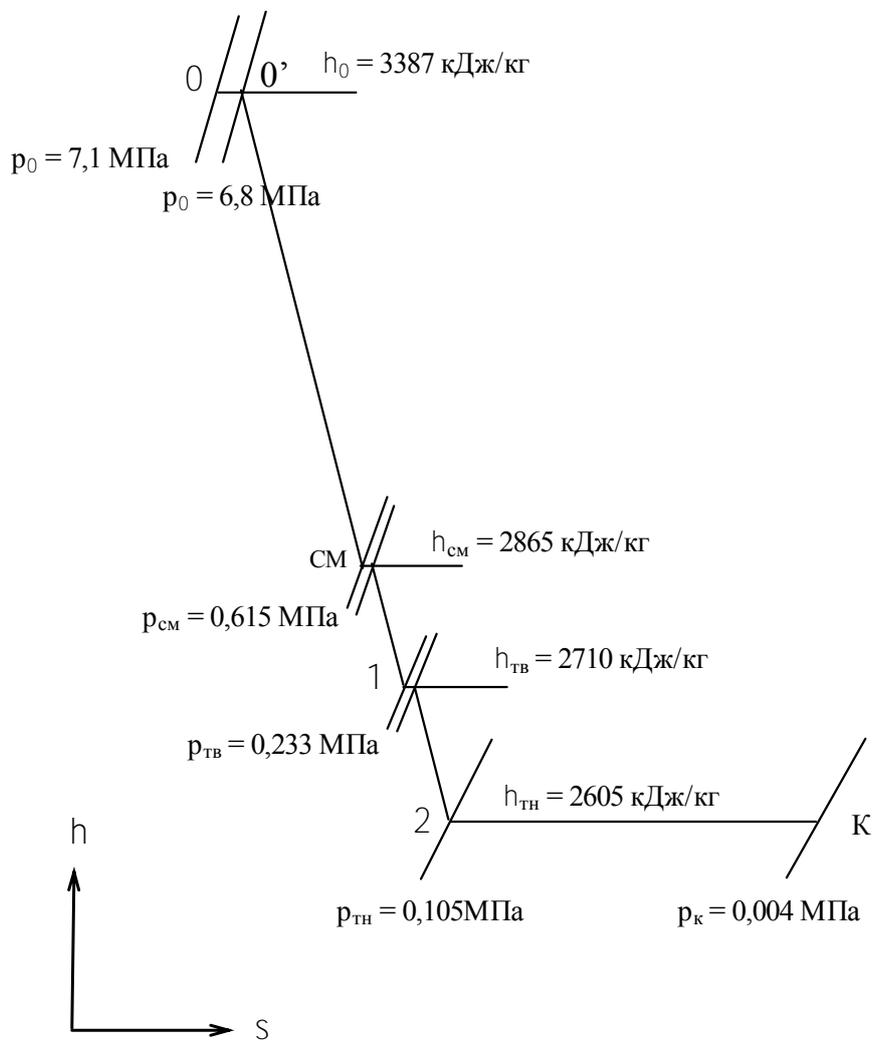
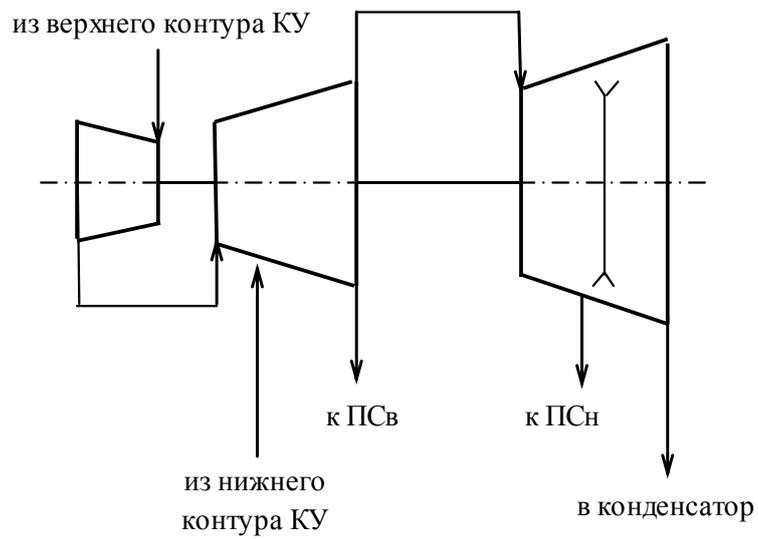


Рис. 4.6. Диаграмма расширения пара в турбоустановке

Расход продувочной воды

$$G_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр,вд}} G_{\text{п,вд}} = 0,005 \cdot 60,19 = 0,30 \text{ кг/с},$$

а ее энтальпия (при $p_{\text{б,вд}} = 8,25 \text{ МПа}$) $h'_{\text{пр}} = 1329,4 \text{ кДж/кг}$.

Из (4.10) расход выпара из расширителя равен

$$G_p = \frac{h'_{\text{пр}} \eta_{\text{охл}} - h'_p}{h''_p - h'_p} G_{\text{пр}} = \frac{1329,4 \cdot 0,98 - 692}{2761,7 - 692} 0,30 = 0,088 \text{ кг/с}.$$

Расход добавочной воды $G_{\text{дв}}$ на восполнение потерь воды в схеме определяется только внутренними потерями конденсата и по (4.5) равен

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{ут}} + (G_{\text{пр}} - G_p) = 0,90 + (0,30 - 0,088) = 1,11 \text{ кг/с}.$$

Из уравнения (4.11) материального баланса **деаэратора питательной воды** (величина выпара принята равной 0,2% от расхода питательной воды) расход основного конденсата из ГВП:

$$\begin{aligned} G_{\text{к,ГПК}} &= G_{\text{пв,вд}} + G_{\text{пв,нд}} + G_{\text{вып}} - (G_{\text{Дпв}} + G_p + G_{\text{упл,вд}}) = \\ &= 1,002 (60,5 + 16,64) - (G_{\text{Дпв}} + 0,088 + 0,59) = \\ &= 76,61 - G_{\text{Дпв}}, \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Его энтальпия после ГПК на входе в деаэратор при $t_{\text{к,вых}} = 150^\circ\text{C}$ и давлении около 1 МПа по [11] равна $h_{\text{к,вых}} = 632,5 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпия воды и пара в состоянии насыщения при давлении в деаэраторе (при $p_{\text{Дпв}} = 0,615 \text{ МПа}$) $h'_{\text{Дпв}} = 673,2 \text{ кДж/кг}$, $h''_{\text{Дпв}} = 2757,1 \text{ кДж/кг}$, а энтальпия пара, подаваемого на деаэратор, $h_{\text{Дпв}} \approx h_{\text{п,нд}} = 2870 \text{ кДж/кг}$ и $h_{\text{упл,вд}} \approx h_{0,\text{вд}} = 3387 \text{ кДж/кг}$.

Из уравнения (4.12) теплового баланса

$$\begin{aligned} G_{\text{Дпв}} &= \frac{(G_{\text{пв,вд}} + G_{\text{пв,нд}}) h'_{\text{Дпв}} + G_{\text{вып}} h''_{\text{Дпв}} - (76,61 \cdot \text{кг/с} \cdot h_{\text{к,вых}} + G_p h''_p + G_{\text{упл,вд}} h_{\text{упл,вд}}) \eta_{\text{охл}}}{(h_{\text{Дпв}} - h_{\text{к,вых}}) \eta_{\text{охл}}} = \\ &= \frac{(60,5 + 16,64) 673,2 + 0,154 \cdot 2757,1 - (76,61 \cdot 632,5 + 0,088 \cdot 2761,7 + 0,59 \cdot 3387) 0,98}{(2870 - 632,5) 0,98} = \\ &= 1,22 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Это составляет около 1,6% от суммарного расхода питательной воды и примерно равно принятой в начале расчетов величине.

Расход конденсата составляет $G_{\text{к,ГПК}} = 76,61 - 1,22 = 75,39 \text{ кг/с}$.

Уточненный расход пара нижнего контура с учетом отбора части пара на деаэрактор питательной воды $G_{0,нд} = 15,16$ кг/с.

При этом **расход пара через проточную часть турбины** до точки подвода пара из нижнего контура котла–утилизатора равен

$$G_{т,вд} = G_{0,вд} - G_{упл,вд} = 59,47 - 0,59 \approx 58,88 \text{ кг/с}$$

и после смешения потоков

$$\begin{aligned} G_{т,см} &= (G_{0,вд} + G_{0,нд}) - (G_{упл,вд} + G_{упл,нд}) = \\ &= (59,47 + 15,16) - (0,59 + 0,75) = 73,29 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Перед расчетом **сетевых подогревателей турбоустановки** оценим возможный расход греющего пара в отборы $G_{отб}^{\max}$ на режиме теплового графика.

Примем минимально–вентиляционный расход пара в конденсатор $G_{к}^{\min} = 10$ т/ч = 2,78 кг/с, тогда

$$G_{отб}^{\max} = G_{т,см} - G_{к}^{\min} = 73,29 - 2,78 = 70,51 \text{ кг/с.}$$

Примерная величина тепловой нагрузки сетевой установки, соответствующая $G_{отб}^{\max}$

$$Q_{сп} = G_{т}^{\max} (h_{отб} - h'_{отб}) \eta_{охл} \approx G_{т}^{\max} q_{п} \eta_{охл} = 70,51 \cdot 2200 \cdot 0,98 = 152\,020 \text{ кВт,}$$

где $q_{п} = (h_{отб} - h'_{отб}) \approx 2200$ кДж/кг – теплота, выделяющаяся при конденсации 1 кг отборного пара.

С учетом установки охладителя дренажа сетевых подогревателей примем $Q_{сп} = 160$ МВт.

Тогда расход сетевой воды через подогреватели по (4.16) равен

$$G_{св} = \frac{160000}{4,19(118 - 70)} = 795,54 \text{ кг/с} \approx 2863,8 \text{ т/ч.}$$

Величина подпитки теплосети при этом составит:

$$G_{под} = 0,02 \cdot 795,54 = 15,91 \text{ кг/с} = 57,3 \text{ т/ч.}$$

Примем к установке вакуумный деаэрактор с давлением 0,02 МПа. Температура насыщения при этом давлении (равная температуре подпиточной воды на выходе) составляет $t_{под} = 60,1^{\circ}\text{C}$.

Тогда из уравнения (4.15) температура сетевой воды на входе в подогреватели равна:

$$t'_{oc} = \frac{G_{под} \cdot t_{под} + (G_{св} - G_{под}) \cdot t_{oc}}{G_{св}} =$$

$$= \frac{15,91 \cdot 60,1 + (795,54 - 15,91) \cdot 70}{795,54} = 69,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По [11] энтальпия конденсата пара в состоянии насыщения при давлении в подогревателях $h'_{др,в} = 516,5$ кДж/кг, $h'_{др,н} = 414,9$ кДж/кг.

Примем температуру дренажа подогревателей после ОДБ на 10°C выше температуры сетевой воды на входе в этот теплообменник, то есть $t_{др} \approx 80^\circ\text{C}$, тогда $h_{др} \approx 335$ кДж/кг.

Из уравнения (4.17) расход пара на верхний сетевой подогреватель СПв

$$G_{ТВ} = \frac{G_{св} \cdot C_p^B \cdot (t_{c2} - t_{c1})}{(h_{ТВ} - h'_{др,в}) \eta_{охл}} =$$

$$= \frac{795,54 \cdot 4,19 \cdot (118 - 94)}{(2710 - 516,5) 0,98} = 37,21 \text{ кг/с} = 134,0 \text{ т/ч}.$$

Из балансовых уравнений (4.18), (4.19) имеем

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{ТН} \cdot (2605 - 414,9) 0,98 + 37,21 \cdot (516,5 - 414,9) 0,98 = 795,54 \cdot 4,19 \cdot (94 - t_{c0}); \\ (G_{ТН} + 37,21) \cdot (414,9 - 335) 0,98 = 795,54 \cdot 4,19 \cdot (t_{c0} - 69,8). \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2146,3 \cdot G_{ТН} + 3333,1 \cdot t_{c0} = 309610,7; \\ 78,30 \cdot G_{ТН} - 3333,1 \cdot t_{c0} = -235567,1 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{ТН} = 33,28 \text{ кг/с} = 119,8 \text{ т/ч}. \\ t_{c0} = 71,5 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

То есть нагрев сетевой воды в охладителе дренажа бойлеров

$$\Delta t_{ОДБ} = t_{c0} - t'_{oc} = 71,5 - 69,8 = 1,7^\circ\text{C}.$$

Примем $t_b = 30^\circ\text{C}$, тогда из уравнения (4.13), полагая теплоемкость воды независимой от температуры, найдем расход сетевой воды после верхнего СП на вакуумный деаэратор по формуле

$$G_d = \frac{G_{под} (t_{под} - t_b)}{t_{c2} \cdot \eta_{охл} - t_b} = \frac{15,91(60,1 - 30)}{118 \cdot 0,98 - 30} = 5,59 \text{ кг/с}.$$

Уточненная нагрузка сетевой установки турбины равна

$$Q_{\text{сп}} = (G_{\text{св}} - G_{\text{д}})(t_{\text{с2}} - t'_{\text{оc}}) C_p^{\text{в}} = (795,54 - 5,59) (118 - 70) 4,19 = 158\,899 \text{ кВт} \approx 158,90 \text{ МВт}.$$

Расход пара в конденсатор составляет

$$G_{\text{к}} = G_{\text{п,вд}} + G_{\text{п,нд}} - (G_{\text{ут}} + G_{\text{упл}} + G_{\text{Дпв}} + G_{\text{Тв}} + G_{\text{Тн}}) = 60,19 + 16,56 - (0,90 + 1,34 + 1,22 + 37,21 + 33,28) = 2,80 \text{ кг/с} = 10,08 \text{ т/ч}.$$

Определим нагрев конденсата во вспомогательных теплообменниках: ОЭ, ОУ и ПС (расчетная схема представлена на рис. 4.7).

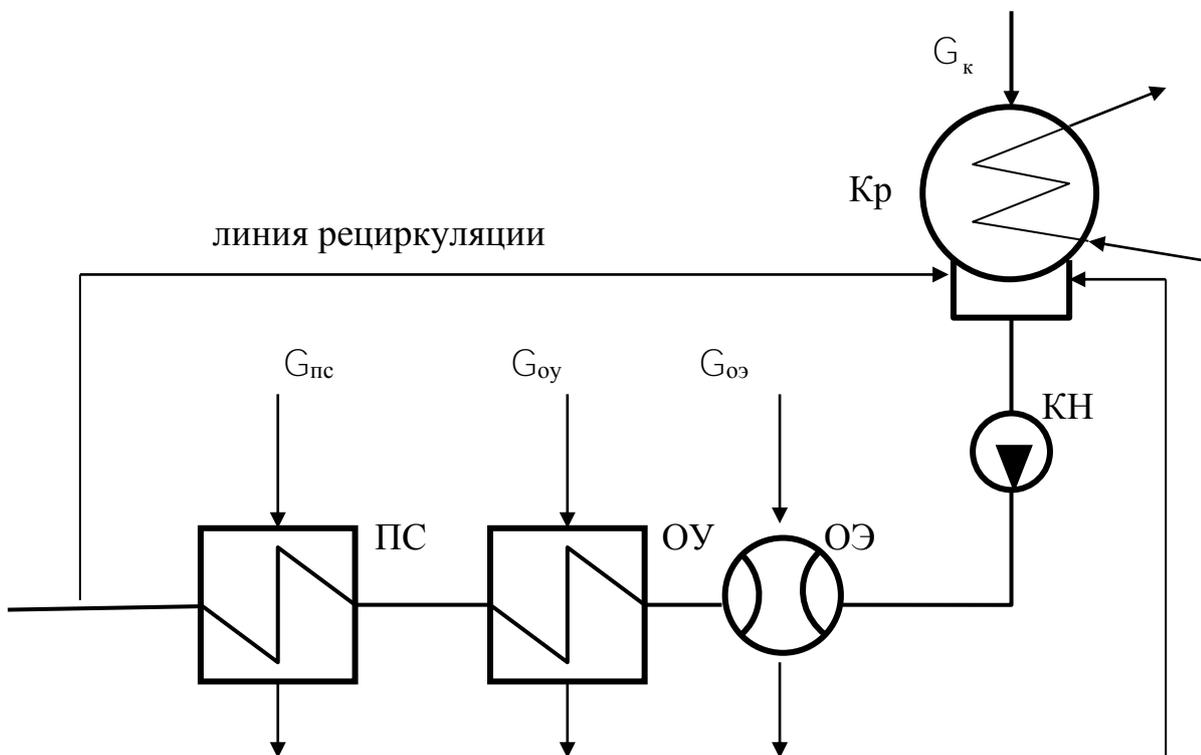


Рис. 4.7. Расчетная схема нагрева конденсата во вспомогательных теплообменниках

Примем расход пара на ОЭ $G_{\text{оэ}} = 0,15 \text{ кг/с}$ и суммарный на ОУ и ПС $G_{\text{оу+пс}} = 0,75 \text{ кг/с}$, тогда нагрев конденсата в этих теплообменниках составляет

$$\Delta t_{\text{оэ+оу+пс}} = \frac{G_{\text{оэ+оу+пс}} q_{\text{п}}}{(G_{\text{к}}^{\text{min}} + G_{\text{дв}}) C_p^{\text{в}}} \approx \frac{0,9 \cdot 2200}{(2,80 + 1,11) 4,19} > 60^{\circ}\text{C}.$$

где $q_{\text{п}} \approx 2200 \text{ кДж/кг}$ – теплота, выделяющаяся при конденсации 1 кг рабочего пара.

Нагрев конденсата превышает допустимую величину, поэтому на расчетном режиме необходимо включать линию рециркуляции. Расход по линии рециркуляции выбирается таким, чтобы за ней температура конденсата не превышала $t_{к,реци} = 60^{\circ}\text{C}$. Энтальпия при этом равна $h_{к,реци} = 251,4$ кДж/кг.

С учетом потоков пара с уплотнений и добавка воды для восполнения потерь расход конденсата после линии рециркуляции составляет

$$G_{к,реци} = G_{к} + G_{дв} + G_{оэ} + G_{оу+пс} = 2,80 + 1,11 + 0,9 = 4,81 \text{ кг/с} = 17,3 \text{ т/ч.}$$

Температура и расход основного конденсата на входе в ГПК определяются с учетом возвращения в схему дренажа сетевых подогревателей после ОДБ.

Из уравнения материального баланса для точки смешения находим расход

$$G_{к,ГПК} = G_{тв} + G_{тн} + G_{к,реци} = 37,21 + 33,28 + 4,81 = 75,30 \text{ кг/с,}$$

а из уравнения теплового баланса

$$G_{к,ГПК} h_{к,вх} = (G_{тв} + G_{тн}) h_{др} + G_{к,реци} h_{к,реци}$$

– энтальпию конденсата на входе в ГПК

$$h_{к,вх} = [(G_{тв} + G_{тн}) h_{др} + G_{к,реци} h_{к,реци}] / G_{к,ГПК} = [(37,21 + 33,28) 335 + 4,81 \cdot 251,4] / 75,3 = 329,6 \text{ кДж/кг.}$$

При этом температура конденсата на входе в ГПК составляет

$$t_{к,вх} = h_{к,вх} / C_p^B = 329,6 / 4,19 = 78,7^{\circ}\text{C,}$$

следовательно, включение линии рециркуляции перед ГПК не требуется.

Для нагрева основного конденсата в котле–утилизаторе от $t_{к,вх}$ до $t_{к,вых}$ необходима теплота газов, равная

$$Q_{к,ГПК} = G_{к,ГПК} (h_{к,вых} - h_{к,вх}) = 75,3 (632,5 - 329,6) = 22\,811 \text{ кВт} \approx 22,81 \text{ МВт.}$$

Нагретый в ГПК основной конденсат до температуры $t_{к12}$ отдает сетевой воде в водоводяном теплообменнике теплоту в количестве

$$Q_{сп,ГПК} = Q_{ГПК} - Q_{к,ГПК} = 40\,746 - 22\,811 = 17\,935 \text{ кВт.}$$

Таким образом от температуры $t_{ос} = 70^{\circ}\text{C}$ до $t_{с2} = 118^{\circ}\text{C}$ в ВВТ можно дополнительно нагреть

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{сп,ГПК}}}{C_p^B \cdot (t_{\text{с2}} - t_{\text{ос}})} = \frac{17935}{4,19 \cdot (118 - 70)} = 89,18 \text{ кг/с} \approx 321,0 \text{ т/ч}$$

сетевой воды.

При этом **суммарная тепловая мощность ПГУ** на расчетном режиме составляет

$$Q_{\text{ПГУ}} = Q_{\text{сп}} + Q_{\text{сп,ГПК}} = 158\,899 + 17\,935 = 176\,834 \text{ кВт} \approx 176,83 \text{ МВт.}$$

Электрическая мощность ПГУ по (4.20) равна

$$\begin{aligned} N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} &= [G_{\text{т,вд}} (h_{0'} - h_{\text{см}}) + G_{\text{т,см}} (h_{\text{см}} - h_{\text{тв}}) + (G_{\text{т,см}} - G_{\text{тв}}) (h_{\text{тв}} - h_{\text{тн}})] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = \\ &= [58,88 (3387 - 2865) + 73,29 (2865 - 2710) + (73,29 - 37,21) (2710 - 2605)] 0,98 = \\ &= 44\,966 \text{ кВт} \approx 44,97 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

5. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Для **конденсационных УПГУ** основным показателем, характеризующим экономичность их работы, служит КПД по выработке электроэнергии. Для расчетного режима КПД брутто $\eta_{\text{УПГУ}}^{\text{э}}$ можно найти по (1.1) или по (1.2).

В (1.2) КПД паросиловой части схемы для случая одноконтурного котла-утилизатора рассчитывается по (1.7), а в общем случае

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{Q_{\text{э}}}, \quad (5.1)$$

где $N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}$ – электрическая мощность паровой турбины в составе ПГУ, найденная в ходе расчетов тепловой схемы, МВт;

$Q_{\text{э}}$ – расход теплоты на выработку электроэнергии, МВт.

При физическом методе разделения топливных затрат

$$Q_{\text{э}} = Q_0 - Q_{\text{т}}, \text{ МВт,} \quad (5.2)$$

где Q_0 – расход теплоты в свежем паре на турбоустановку, МВт;

$Q_{\text{т}}$ – отпуск теплоты от ПГУ, МВт.

Величина Q_0 определяется теплопроизводительностью $Q_{\text{пе}}$ котла-утилизатора с учетом потерь на транспорт по формуле

$$Q_0 = Q_{\text{пе}} \eta_{\text{тп}}, \text{ МВт,} \quad (5.3)$$

где $\eta_{\text{тп}}$ – КПД теплового потока.

Значение $Q_{пе}$ находится в зависимости от наличия промперегрева пара, числа контуров генерации пара и количества котлов–утилизаторов в схеме.

Для рассчитанного режима ПГУ-230 по схеме рис. ПЗ.1, например,

$$\begin{aligned} Q_{пе} &= G_{п,вд} (h_{п,вд} - h_{к,вх}) + (G_{п,нд} - G_{ДПВ}) (h_{п,нд} - h_{к,вх}) + \\ &+ G_{пр,вд} (h_{пр,вд} - h_{к,вх}) + G_{пр,нд} (h_{пр,нд} - h_{к,вх}) = \\ &= 60,19 (3393 - 329,6) + (16,56 - 1,22) (2870 - 329,6) + \\ &+ 0,30 (1329,4 - 329,6) + 0,085 (699,5 - 329,6) = 223\ 687 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_0 &= G_{0,вд} (h_{0,вд} - h_{к,вх}) + G_{0,нд} (h_{0,нд} - h_{к,вх}) + G_p (h_p'' - h_p') = \\ &= 59,47 (3387 - 329,6) + 15,16 (2865 - 329,6) + 0,088 (2761,7 - 692,6) = \\ &= 220442 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

$$\eta_{тп} = Q_0 / Q_{пе} = 220442 / 223687 = 0,985.$$

По известным формулам также могут быть найдены удельный расход теплоты на выработку электроэнергии паровой турбиной

$$q_э = \frac{3600}{\eta_{ПГУ}^э}, \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) \quad (5.4)$$

и КПД нетто УПГУ по отпуску электроэнергии

$$\eta_{УПГУ}^{э,н} = \eta_{УПГУ}^э \left(1 - \bar{\varepsilon}_{сн}\right) = \frac{N_{ПГУ}^э}{Q_{ПГУ}^{кв}} \left(1 - \bar{\varepsilon}_{сн}\right), \quad (5.5)$$

где $\bar{\varepsilon}_{сн}$ – относительный расход электроэнергии на собственные нужды УПГУ.

При использовании природного газа из магистрального газопровода высокого давления (в основном это характерно для мощных конденсационных ПГУ, расположенных вдали от населенных пунктов) $\bar{\varepsilon}_{сн} \approx 0,03$. В ином случае требуется применение дожимных компрессоров для повышения давления топливного газа до значений, определяемых π_k , и эта величина увеличивается примерно до $\bar{\varepsilon}_{сн} \approx 0,06$.

Удельный расход топлива (УРТ) на отпуск электроэнергии рассчитывается по формуле

$$b_{отп}^э = \frac{123}{\eta_{УПГУ}^{э,н}}, \text{ кг у.т.}/(\text{МВт}\cdot\text{ч}) \text{ или } \text{ г у.т.}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}). \quad (5.6)$$

Для примера приближенно оценим показатели ПГУ-230 на конденсационном режиме.

Электрическая мощность ПГУ при отключенных отопительных отборах по (4.20) равна

$$N_{\text{ПГУ}}^{\text{к}} = [G_{\text{т,вд}} (h_{0'} - h_{\text{см}}) + G_{\text{т,см}} (h_{\text{см}} - h_{\text{к}})] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} = \\ = [58,88 (3387 - 2865) + 73,29 (2865 - 2305)] 0,98 = 70,34 \text{ МВт},$$

где $h_{\text{к}}$ – энтальпия пара в конце процесса расширения (на входе в конденсатор). При $p_{\text{к}} = 0,004$ МПа и КПД ЦНД $\eta_{\text{oi}}^{\text{чнд}} = 0,8$ по h_s -диаграмме $h_{\text{к}} \approx 2305$ кДж/кг.

При отключенных теплофикационных отборах $Q_{\text{э}} = Q_0$, тогда электрический КПД ПГУ в конденсационном режиме по (5.1)

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{к}} = \frac{70,34}{220,44} = 0,319,$$

и удельный расход теплоты на выработку электроэнергии паровой турбиной по (5.4)

$$q_{\text{э}} = \frac{3600}{0,319} = 11283 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Суммарная электрическая мощность ПГУ при температуре наружного воздуха $t_{\text{н,о}}^{\text{р}} = -24^{\circ}\text{C}$ и отключенных отопительных отборах равна

$$N_{\text{ПГУ}}^{\text{к}} = N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПГУ}}^{\text{к}} = 172,70 + 70,34 = 243,04 \text{ МВт},$$

а расход топлива на ПГУ в тепловых единицах по (1.3) составляет

$$Q_{\text{ПГУ}}^{\text{кк}} = 10,45 \cdot 48,57 = 505,56 \text{ МВт}.$$

Тогда КПД УПГУ брутто по выработке электроэнергии по (1.1) и КПД нетто по отпуску электроэнергии по (5.5) соответственно

$$\eta_{\text{УПГУ}}^{\text{к,бр}} = \frac{243,04}{505,56} = 0,481$$

и

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{к,н}} = \eta_{\text{УПГУ}}^{\text{к,бр}} (1 - \bar{\varepsilon}_{\text{сн}}) = 0,478(1 - 0,06) = 0,453.$$

Удельный расход топлива на отпуск электроэнергии при работе ПГУ-230 в конденсационном режиме по (5.6)

$$b_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{123}{0,453} = 271,5 \text{ кг у.т./(МВт}\cdot\text{ч)} = 271,5 \text{ г у.т./(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

При расчете показателей теплофикационных УПГУ возникает задача разделения топливных затрат между отпускаемыми электроэнергией и теплотой. При этом могут использоваться различные методы [9], например, следующие.

1. Топливные затраты на отпуск электроэнергии $B_э$ и теплоты $B_{тэ}$ распределяются пропорционально потокам вырабатываемой полезной энергии без учета их различной ценности

$$B_э = B_{ПГУ} \frac{\mathcal{E}_{отп}}{\mathcal{E}_{отп} + Q_{отп}}; \quad (5.7)$$

$$B_{тэ} = B_{ПГУ} \frac{Q_{отп}}{\mathcal{E}_{отп} + Q_{отп}}, \quad (5.8)$$

где $Q_{отп}$, $\mathcal{E}_{отп}$ – отпуск теплоты и электроэнергии от ПГУ, МДж.

$B_{ПГУ}$ – расход топлива на ПГУ, измеряемый в массовых единицах за рассматриваемый период времени в пересчете на условное.

При этом значения УРТ на отпуск электроэнергии и теплоты составляют

$$b_э^{отп} = \frac{B_э}{\mathcal{E}_{отп}}, \text{ кг у.т./}(МВт\cdot\text{ч}) \text{ или г у.т./}(кВт\cdot\text{ч}); \quad (5.9)$$

$$b_{тэ}^{отп} = \frac{B_{тэ}}{Q_{отп}}, \text{ кг у.т./ГДж или кг у.т./Гкал.} \quad (5.10)$$

2. Расчет удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии $b_э$ производится при фиксированном значении УРТ на отпуск теплоты на уровне, характерном для паротурбинных ТЭЦ и котельных

$$b_{тэ} = 170 \text{ кг у. т./Гкал} = 40,6 \text{ кг у.т./ГДж} = 0,406 \text{ кг у.т./МДж.}$$

При этом значения полного расхода топлива на отпуск теплоты и электроэнергии соответственно равны

$$B_{тэ} = b_{тэ} Q_{отп}, \quad (5.11)$$

$$B_э = B_{ПГУ} - B_{тэ}, \quad (5.12)$$

а УРТ рассчитываются по (5.9) и (5.10).

Метод дает возможность наглядного сопоставления показателей парогазовых и паротурбинных ТЭЦ по величине $b_э$.

При этом УРТ на отпуск электроэнергии от УПГУ может получаться даже выше, чем на паротурбинных ТЭЦ, в основном потому, что ПГУ характеризуются более высокими значениями коэффициента избытка воздуха в уходящих газах котла-утилизатора и, соответственно, потерями теплоты с ними, чем традиционные ПСУ с энергетическими паровыми котлами.

Однако удельный расход топлива, как известно, не является абсолютным критерием экономической эффективности работы ТЭЦ.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении W_T для УПГУ существенно выше этого показателя для паротурбинных ТЭЦ. Соответственно эксплуатация УПГУ обеспечивает бо́льшую экономию топлива в энергосистеме

$$\Delta \bar{B}_{\text{ЭК}}^{-\text{ПГУ}} = \frac{B_{\text{зам}} - B_{\text{ПГУ}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} b_{\text{зам}} + Q_{\text{ПГУ}} b_{\text{кот}}}{B_{\text{ПГУ}}} - 1, \quad (5.13)$$

где $B_{\text{зам}}$ – расход условного топлива при раздельном производстве того же количества электроэнергии и теплоты в схеме замещения;

$b_{\text{зам}}, b_{\text{кот}}$ – удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии от замещающей КЭС и на отпуск теплоты от замещающей котельной.

В расчетах можно принимать $b_{\text{зам}} \approx 320 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = 320 \text{ кг}/(\text{МВт}\cdot\text{ч})$, т.е. как для блоков Лукомльской ГРЭС, и $b_{\text{кот}} \approx 40 \text{ кг}/\text{ГДж} = 0,04 \text{ кг}/\text{МДж}$.

Для современных паротурбинных ТЭЦ на высокие параметры пара при $W_T^{\text{ПГУ}} = 0,40 \dots 0,45$ приблизительно $\Delta \bar{B}_{\text{ЭК}}^{-\text{ПГУ}} \approx 0,35 \dots 0,40$, тогда как для парогазовых ТЭЦ величина $W_T^{\text{ПГУ}}$ может быть выше единицы, а относительная экономия топлива $\Delta \bar{B}_{\text{ЭК}}^{-\text{ПГУ}}$ превышать $\Delta \bar{B}_{\text{ЭК}}^{-\text{ПТУ}}$ примерно в 1,5 раза.

3. Возможно использование экономического способа разделения топливных затрат [9], при котором удельный расход топлива на отпуск электроэнергии принимается таким же, как на замещающей КЭС энергосистемы, а весь эффект от теплофикации относится на отпуск теплоты.

Общий КПД по использованию топлива теплофикационной УПГУ рассчитывается как

$$\eta_{\text{УПГУ}}^{\text{ит}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + Q_{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{ПГУ}}^{\text{кв}}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПТУ}}^{\text{э}} + Q_{\text{ПГУ}}}{G_T Q_H^p}. \quad (5.14)$$

По данным расчетов ПГУ-230 по схеме рис. П3.1 электрическая мощность ПГУ брутто равна

$$N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = N_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} + N_{\text{ПТУ}}^{\text{э}} = 172,70 + 44,97 = 217,67 \text{ МВт},$$

тогда

$$\eta_{\text{УПГУ}}^{\text{ит}} = \frac{217,67 + 176,83}{505,56} = 0,780.$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении для УПГУ в целом

$$W_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{Q_{\text{ПГУ}}} = \frac{217,67}{176,83} = 1,231, \quad (5.15)$$

Расход топлива на ПГУ (в камеру сгорания ГТУ) в пересчете на условное

$$B_{\text{ПГУ}} = G_{\text{T}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}} / Q_{\text{H,y}}^{\text{p}} = 10,45 \cdot 48,57 / 29,3 = 17,323 \text{ кг у.т./с},$$

где $Q_{\text{H,y}}^{\text{p}}$ – низшая рабочая теплота сгорания условного топлива, МДж/кг.

При этом экономия топлива от теплофикации в сравнении с отдельной выработкой электроэнергии и теплоты в энергосистеме по (5.13) составляет

$$\Delta B_{\text{эк}}^{\text{ПГУ}} = \frac{217,67 \cdot 320/3600 + 176,83 \cdot 0,04}{17,323} - 1 = 0,525.$$

Здесь и ниже 3600 – коэффициент перевода 1 МВт мощности в 1 МВт·ч выработки электроэнергии.

С использованием первого из описанных выше методов распределения топливных затрат по (5.7) и (5.8) имеем

$$B_{\text{э}}^{\text{I}} = B_{\text{ПГУ}} \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + Q_{\text{ПГУ}}} = 17,323 \frac{217,67}{217,67 + 176,83} = 9,558 \text{ кг у.т./с};$$

$$B_{\text{тэ}}^{\text{I}} = B_{\text{ПГУ}} \frac{Q_{\text{ПГУ}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + Q_{\text{ПГУ}}} = 17,323 \frac{176,83}{217,67 + 176,83} = 7,765 \text{ кг у.т./с}.$$

При этом удельные расходы топлива на выработку электроэнергии и теплоты по (5.9) и (5.10) равны

$$b_{\text{э}}^{\text{I}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{э}}^{\text{I}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}} = \frac{3600 \cdot 9,558}{217,67} = 158,08 \text{ кг у.т./}(МВт \cdot \text{ч});$$

$$b_{\text{тэ}}^{\text{I}} = \frac{B_{\text{тэ}}^{\text{I}}}{Q_{\text{ПГУ}}} = \frac{7,765}{176,83} = 0,044 \text{ кг/МДж} = 44 \text{ кг/ГДж} = 184 \text{ кг у.т./Гкал}.$$

С использованием второго метода примем

$$b_{\text{тэ}}^{\text{II}} = 40,6 \text{ кг у.т./ГДж} = 0,0406 \text{ кг/МДж},$$

тогда по (5.11) и (5.12)

$$B_{\text{тэ}}^{\text{II}} = b_{\text{тэ}}^{\text{II}} \cdot Q_{\text{ПГУ}} = 0,0406 \cdot 176,83 = 7,179 \text{ кг у.т./с};$$

$$B_9^{II} = B - B_{T9}^{II} = 17,323 - 7,226 = 10,144 \text{ кг у.т./с.}$$

Значение УРТ на выработку электроэнергии при этом равно

$$b_9^{II} = \frac{3600 \cdot B_9^{II}}{N_{ПГУ}^9} = \frac{3600 \cdot 10,144}{217,67} = 167,77 \text{ кг у.т./}(МВт \cdot \text{ч}).$$

В примере показатели рассчитаны через электрическую $N_{ПГУ}^9$ и тепловую $Q_{ПГУ}$ мощности. Отчетный период τ может быть принят равным, например, месяцу или году, тогда в формулы подставляли бы значения выработки электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{выр}} = N_{ПГУ}^{\text{ср}} \tau$, МВт·ч и теплоты $Q_{\text{выр}} = Q_{ПГУ}^{\text{ср}} \tau$, МДж за этот период. Здесь $N_{ПГУ}^{\text{ср}}$ и $Q_{ПГУ}^{\text{ср}}$ – средние за отчетный период τ значения электрической и тепловой мощности ПГУ, МВт.

В течение расчетного периода условия эксплуатации ПГУ (параметры наружного воздуха, электрическая и тепловая нагрузка) меняются. Поэтому при расчете технико-экономических показателей в общем случае необходимо учитывать существенную зависимость КПД ГТУ и УПГУ в целом от нагрузки и температуры наружного воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: Издательство МЭИ, 2002. 550 с.
2. Газовые турбины в электроэнергетике // Теплоэнергетика. – 1996. – № 4. – С. 2 – 11.
3. Модернизация энергетических блоков путем их надстройки газовыми турбинами / Ольховский Г.Г., Чернецкий Н.С., Березинец П.А. и др. // Электрические станции. – 1991. – № 7. – С. 9 – 18.
4. Андрищенко А.И., Лапшов В.Е. Парогазовые установки электростанций. – М. – Л.: Энергия, 1965. – 246 с.
5. Стационарные газотурбинные установки / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, М.А. Богов и др. / Под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение. – 1989. – 543 с.
6. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами // Л.: Машиностроение. – 1982. – 246 с.
7. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
8. Тепловые и атомные электрические станции: Диплом. проектирование: Учеб. пособие для вузов / А.Т. Глюза, В.А. Золотарева, А.Д. Качан и др.; под общ. ред. А.М. Леонкова и А.Д. Качана. – Мн.: Выш. шк., 1990. – 336 с.
9. Качан А.Д., Качан С.А. Анализ эффективности топливоиспользования на ТЭС: Учебное пособие для студентов специальности 1–43 01 04 – «Тепловые электрические станции». – Мн.: БНТУ, 2004.
10. Теплотехнический справочник. Под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. Т. 1. М., «Энергия», 1975, 744 с.
11. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984, 80 с.
12. Методические указания по выполнению расчетных работ по дисциплине «Теплотехнические процессы и установки» и «Тепловые электрические станции» для студентов специальностей 1-43 01 01 – «Электрические станции», 1-43 01 02 – «Электрические системы и сети», 1-53 01 04 – специализации 1-53 01 04 01 «Автоматизация и управление теплоэнергетическими объектами на ТЭС» / Составители: Буров А.Л., Кащеев В.Д., Ковшик И.И. и др. - Мн.: БНТУ, 2003 – 116 с.

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ

Удельная изобарическая теплоемкость и энтальпия сухого воздуха, водяного пара и продуктов сгорания углеводородного топлива (85 % углерода и 15 % водорода) [14]

<i>t</i>	<i>T</i>	<i>c_p</i>	\bar{c}_p	<i>i</i>	<i>t</i>	<i>T</i>	<i>c_p</i>	\bar{c}_p	<i>i</i>
<i>Водяной пар;</i> <i>R = 0,46149 кДж/(кг·К);</i> <i>μ = 18,016 кг/кмоль</i>					<i>Сухой воздух;</i> <i>R = 0,28699 кДж/(кг·К);</i> <i>μ = 28,97 кг/кмоль</i>				
0	273	1,8596	1,8596	0	0	273	1,0028	1,0028	0
25	298	1,8644	1,8618	46,55	25	298	1,0038	1,0032	25,08
50	323	1,8713	1,8647	93,24	50	323	1,0053	1,0038	50,19
100	373	1,8900	1,8725	187,25	100	373	1,0098	1,0056	100,56
150	423	1,9133	1,8821	282,31	150	423	1,0163	1,0080	151,21
200	473	1,9399	1,8932	378,63	200	473	1,0244	1,0111	202,22
250	523	1,9688	1,9054	476,34	250	523	1,0339	1,0147	253,67
300	573	1,9994	1,9185	575,54	300	573	1,0445	1,0187	305,61
350	623	2,0315	1,9323	676,30	350	623	1,0559	1,0232	358,13
400	673	2,0645	1,9467	778,70	400	673	1,0677	1,0281	411,22
450	723	2,0984	1,9617	882,77	450	723	1,0798	1,0331	464,91
500	773	2,1328	1,9771	998,55	500	773	1,0918	1,0384	519,20
550	823	2,1677	1,9928	1096,06	550	823	1,1036	1,0438	574,09
600	873	2,2030	2,0089	1205,34	600	873	1,1150	1,0493	629,58
650	923	2,2383	2,0252	1316,36	650	923	1,1258	1,0547	685,58
700	973	2,2738	2,0417	1429,16	700	973	1,1361	1,0602	742,13
750	1023	2,3091	2,0583	1543,73	750	1023	1,1457	1,0656	799,17
800	1073	2,3441	2,0751	1660,06	800	1073	1,1546	1,0709	856,68
850	1123	2,3788	2,0919	1778,14	850	1123	1,1629	1,0760	914,62
900	1173	2,4130	2,1088	1897,93	900	1173	1,1707	1,0811	972,97
950	1223	2,4465	2,1257	2019,43	950	1223	1,1779	1,0860	1031,68
1000	1273	2,4793	2,1426	2142,60	1000	1273	1,1846	1,0907	1090,75
1050	1323	2,5112	2,1594	2267,34	1050	1323	1,1909	1,0954	1150,14
1100	1373	2,5421	2,1761	2393,68	1100	1373	1,1969	1,0998	1209,33
1150	1423	2,5718	2,1926	2521,53	1150	1423	1,2025	1,1042	1269,32
1200	1473	2,6005	2,2090	2650,84	1200	1473	1,2079	1,1084	1330,08
1250	1523	2,6279	2,2252	2781,56	1250	1523	1,2130	1,1125	1390,60

t	T	c_p	\bar{c}_p	i	t	T	c_p	\bar{c}_p	i
Продукты сгорания; $\alpha = 1$; $R = 0,2901$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,66$ кг/кмоль					850	1123	1,2958	1,1777	1001,02
0	273	1,0660	1,0660	0	900	1173	1,3068	1,1845	1066,06
25	298	1,0718	1,0689	26,77	950	1223	1,3172	1,1912	1131,68
50	323	1,0776	1,0718	53,59	1000	1273	1,3270	1,1978	1197,77
100	373	1,0900	1,0778	107,78	1050	1323	1,3363	1,2041	1264,32
150	423	1,1031	1,0840	162,60	1100	1373	1,3451	1,2103	1331,33
200	473	1,1172	1,0905	218,10	1150	1423	1,3535	1,2164	1398,86
250	523	1,1320	1,0973	274,33	1200	1473	1,3614	1,2223	1466,79
300	573	1,1475	1,1044	331,31	1250	1523	1,3689	1,2280	1534,97
350	623	1,1634	1,1117	389,08	Продукты сгорания; $\alpha = 1,25$; $R = 0,28964$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,719$ кг/кмоль				
400	673	1,1795	1,1191	447,65	0	273	1,0540	1,0540	0
450	723	1,1956	1,1267	507,03	25	298	1,0589	1,0564	26,41
500	773	1,2116	1,1344	567,20	50	323	1,0639	1,0589	52,95
550	823	1,2272	1,1422	628,19	100	373	1,0748	1,0641	106,41
600	873	1,2423	1,1499	689,93	150	423	1,0866	1,0696	160,44
650	923	1,2568	1,1576	752,41	200	473	1,0996	1,0754	215,09
700	973	1,2707	1,1651	815,60	250	523	1,1134	1,0816	270,40
750	1023	1,2839	1,1726	879,47	300	573	1,1279	1,0881	326,44
800	1073	1,2964	1,1800	943,98	350	623	1,1430	1,0949	383,22
850	1123	1,3083	1,1872	1009,10	400	673	1,1583	1,1018	440,73
900	1173	1,3195	1,1942	1074,80	450	723	1,1736	1,1089	499,02
950	1223	1,3302	1,2011	1141,04	500	773	1,1889	1,1162	558,09
1000	1273	1,3403	1,2078	1207,81	550	823	1,2037	1,1235	617,94
1050	1323	1,3499	1,2143	1275,02	600	873	1,2181	1,1308	678,48
1100	1373	1,3590	1,2207	1342,79	650	923	1,2319	1,1381	739,74
1150	1423	1,3676	1,2269	1410,96	700	973	1,2452	1,1452	801,63
1200	1473	1,3758	1,2330	1479,55	750	1023	1,2577	1,1523	864,22
1250	1523	1,3835	1,2388	1548,53	800	1073	1,2695	1,1593	927,43
Продукты сгорания; $\alpha = 1,1$; $R = 0,28989$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,637$ кг/кмоль					850	1123	1,2807	1,1661	991,18
0	273	1,0606	1,0606	0	900	1173	1,2913	1,1727	1055,46
25	298	1,0660	1,0633	26,58	950	1223	1,3013	1,1793	1120,29
50	323	1,0714	1,0660	53,30	1000	1273	1,3107	1,1856	1185,57
100	373	1,0831	1,0716	107,16	1050	1323	1,3197	1,1917	1251,32
150	423	1,0957	1,0775	161,62	1100	1373	1,3282	1,1978	1317,53
200	473	1,1092	1,0837	216,74	1150	1423	1,3363	1,2036	1384,15
250	523	1,1236	1,0902	272,56	1200	1473	1,3439	1,2093	1451,22
300	573	1,1387	1,0971	329,12	1250	1523	1,3511	1,2148	1518,53
350	623	1,1542	1,1041	386,44	Продукты сгорания; $\alpha = 1,5$; $R = 0,28936$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,759$ кг/кмоль				
400	673	1,1699	1,1113	444,52	0	273	1,0458	1,0458	0
450	723	1,1857	1,1187	503,41	25	298	1,0501	1,0479	26,20
500	773	1,2013	1,1262	563,09	50	323	1,0545	1,0501	52,51
550	823	1,2166	1,1338	623,57	100	373	1,0644	1,0548	105,48
600	873	1,2314	1,1413	684,76	150	423	1,0754	1,0598	158,96
650	923	1,2456	1,1488	746,11	200	473	1,0876	1,0652	213,03
700	973	1,2592	1,1561	809,28	250	523	1,1007	1,0709	267,74
750	1023	1,2721	1,1634	872,57	300	573	1,1146	1,0771	323,12
800	1073	1,2843	1,1707	936,52					

t	T	c_p	\bar{c}_p	i	t	T	c_p	\bar{c}_p	i
350	623	1,1291	1,0835	379,21	<i>Продукты сгорания; $\alpha = 2,1$; $R = 0,28828$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,841$ кг/кмоль</i>				
400	673	1,1438	1,0901	436,03					
450	723	1,1586	1,0968	493,58					
500	773	1,1734	1,1038	551,90					
550	823	1,1878	1,1109	610,94					
600	873	1,2017	1,1178	670,68					
650	923	1,2150	1,1248	731,12					
700	973	1,2278	1,1316	792,14					
750	1023	1,2398	1,1385	853,88					
800	1073	1,2512	1,1452	916,15					
850	1123	1,2619	1,1517	978,96					
900	1173	1,2720	1,1581	1042,30					
950	1223	1,2816	1,1644	1106,16					
1000	1273	1,2906	1,1704	1170,44					
1050	1323	1,2992	1,1764	1235,13					
1100	1373	1,3073	1,1821	1300,34					
1150	1423	1,3149	1,1878	1365,91					
1200	1473	1,3222	1,1932	1431,89					
1250	1523	1,3291	1,1985	1498,13					
<i>Продукты сгорания; $\alpha = 2$; $R = 0,2886$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,81$ кг/кмоль</i>					0	273	1,0291	1,0291	0
					25	298	1,0321	1,0305	25,76
					50	323	1,0354	1,0321	51,60
					100	373	1,0431	1,0356	103,56
					150	423	1,0524	1,0396	155,94
					200	473	1,0630	1,0441	208,82
					250	523	1,0747	1,0490	262,26
					300	573	1,0873	1,0543	316,30
					350	623	1,1006	1,0600	371,00
					400	673	1,1142	1,0659	426,37
					450	723	1,1279	1,0720	482,40
					500	773	1,1416	1,0783	539,15
					550	823	1,1550	1,0847	596,59
					600	873	1,1679	1,0911	654,67
					650	923	1,1803	1,0975	713,36
					700	973	1,1921	1,1038	772,66
					750	1023	1,2031	1,1101	832,56
800	1073	1,2135	1,1163	893,00					
850	1123	1,2233	1,1222	953,89					
900	1173	1,2326	1,1281	1015,30					
950	1223	1,2412	1,1338	1077,15					
1000	1273	1,2493	1,1394	1139,38					
1050	1323	1,2570	1,1448	1202,07					
1100	1373	1,2643	1,1501	1265,06					
1150	1423	1,2711	1,1552	1328,48					
1200	1473	1,2777	1,1602	1392,23					
1250	1523	1,2839	1,1650	1456,25					
<i>Продукты сгорания; $\alpha = 3$; $R = 0,28797$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,802$ кг/кмоль</i>					0	273	1,0248	1,0248	0
					25	298	1,0275	1,0261	25,65
					50	323	1,0305	1,0275	51,37
					100	373	1,0377	1,0307	103,07
					150	423	1,0465	1,0344	155,17
					200	473	1,0567	1,0387	207,74
					250	523	1,0680	1,0434	260,86
					300	573	1,0803	1,0485	314,55
					350	623	1,0933	1,0540	368,90
					400	673	1,1066	1,0598	423,90
					450	723	1,1201	1,0657	479,55
					500	773	1,1335	1,0718	535,90
					550	823	1,1466	1,0780	592,92
					600	873	1,1593	1,0843	650,58
					650	923	1,1714	1,0905	708,82
					700	973	1,1829	1,0967	767,69
					750	1023	1,1938	1,1028	827,12
800	1073	1,2039	1,1089	887,09					

t	T	c_p	\bar{c}_p	i	t	T	c_p	\bar{c}_p	i
850	1123	1,2135	1,1147	947,49	350	623	1,0785	1,0418	364,64
900	1173	1,2225	1,1204	1008,40	400	673	1,0912	1,0473	418,91
950	1223	1,2309	1,1260	1069,74	450	723	1,1042	1,0528	473,76
1000	1273	1,2388	1,1314	1131,44	500	773	1,1170	1,0586	529,31
1050	1323	1,2462	1,1368	1193,61	550	823	1,1296	1,0645	585,49
1100	1373	1,2533	1,1419	1256,05	600	873	1,1418	1,0705	642,29
1150	1423	1,2599	1,1469	1318,92	650	923	1,1534	1,0764	699,64
1200	1473	1,2663	1,1518	1382,10	700	973	1,1644	1,0823	757,60
1250	1523	1,2723	1,1564	1445,55	750	1023	1,1748	1,0881	816,10
Продукты сгорания; $\alpha = 4$; $R = 0,28782$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,839$ кг/кмоль					800	1073	1,1845	1,0939	875,10
0	273	1,0194	1,0194	0	850	1123	1,1935	1,0994	934,49
25	298	1,0216	1,0204	25,51	900	1173	1,2020	1,1049	994,43
50	323	1,0243	1,0216	51,08	950	1223	1,2100	1,1102	1054,73
100	373	1,0308	1,0245	102,45	1000	1273	1,2174	1,1154	1115,36
150	423	1,0391	1,0279	154,19	1050	1323	1,2244	1,1204	1176,46
200	473	1,0487	1,0319	206,39	1100	1373	1,2310	1,1253	1237,79
250	523	1,0596	1,0364	259,09	1150	1423	1,2373	1,1300	1299,55
300	573	1,0715	1,0412	312,36	1200	1473	1,2433	1,1346	1361,57
350	623	1,0841	1,0464	366,25	1250	1523	1,2489	1,1391	1423,87
400	673	1,0970	1,0520	420,79	Продукты сгорания; $\alpha = 7,5$; $R = 0,28743$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,926$ кг/кмоль				
450	723	1,1102	1,0576	475,95	0	273	1,0118	1,0118	0
500	773	1,1232	1,0636	531,79	25	298	1,0134	1,0125	25,31
550	823	1,1360	1,0696	588,29	50	323	1,0155	1,0134	50,67
600	873	1,1484	1,0757	645,42	100	373	1,0211	1,0158	101,58
650	923	1,1602	1,0817	703,10	150	423	1,0285	1,0187	152,81
700	973	1,1714	1,0877	761,40	200	473	1,0375	1,0223	204,46
750	1023	1,1819	1,0937	820,27	250	523	1,0477	1,0263	256,59
800	1073	1,1918	1,0995	879,62	300	573	1,0590	1,0308	309,24
850	1123	1,2010	1,1052	939,40	350	623	1,0711	1,0357	362,49
900	1173	1,2097	1,1108	999,70	400	673	1,0835	1,0409	416,37
950	1223	1,2179	1,1162	1060,39	450	723	1,0961	1,0463	470,83
1000	1273	1,2255	1,1214	1121,42	500	773	1,1087	1,0519	525,97
1050	1323	1,2326	1,1266	1182,93	550	823	1,1210	1,0577	581,72
1100	1373	1,2394	1,1315	1244,67	600	873	1,1330	1,0635	638,09
1150	1423	1,2458	1,1364	1306,85	650	923	1,1443	1,0692	694,99
1200	1473	1,2520	1,1411	1369,31	700	973	1,1551	1,0750	752,50
1250	1523	1,2577	1,1456	1432,05	750	1023	1,1652	1,0807	810,52
Продукты сгорания; $\alpha = 5$; $R = 0,29764$ кДж/(кг·К); $\mu = 28,905$ кг/кмоль					800	1073	1,1746	1,0863	869,03
0	273	1,0161	1,0161	0	850	1123	1,1834	1,0917	927,93
25	298	1,0181	1,0170	25,43	900	1173	1,1917	1,0970	987,34
50	323	1,0205	1,0181	50,91	950	1223	1,1994	1,1022	1047,12
100	373	1,0267	1,0208	102,08	1000	1273	1,2066	1,1072	1107,21
150	423	1,0346	1,0240	153,60	1050	1323	1,2133	1,1122	1167,81
200	473	1,0439	1,0278	205,56	1100	1373	1,2198	1,1168	1228,53
250	523	1,0546	1,0321	258,02	1150	1423	1,2258	1,1215	1289,73
300	573	1,0662	1,0367	311,02	1200	1473	1,2316	1,1260	1351,20
					1250	1523	1,2370	1,1303	1412,89

ПРИЛОЖЕНИЕ 2.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

1. Показатели ГТУ ведущих фирм-изготовителей (при условиях ISO)

Таблица П2.1

Зарубежные энергетические ГТУ большой мощности

Фирма	ABB		General Electric				Mitsubishi Heavy Ind.			Siemens			
	13E2	GT26	PG6101FA	PG9171E	PG923EC	PG351FA	MW701DA	MW701F	MW701G	V64.3A	V94.2	V94.2A	V94.3A
Начало производства, г.	1993	1994	1993	1987	1994	1996	1992	1997	1998	1996	1981	1997	1995
Мощность ГТУ, МВт	165,1	265,0	70,1	123,4	169,2	255,6	144,1	270,3	334,0	70,0	159,0	190,0	255,0
КПД ГТУ, %	35,7	38,5	34,2	33,8	34,9	36,9	34,8	38,2	39,5	36,5	34,5	36,4	38,5
Степень повышения давления компрессором	14,6	30,0	15,0	12,3	14,2	15,4	14,0	17,0	21,0	16,2	11,1	14,0	17,0
Температура газа за камерой сгорания, °С	1180	1290	1290	1124	1204	1290	1180	1350	1410	1315	1100	1315	1315
Температура газа за ГТУ, °С	524	640	589	538	558	609	536	586	587	571	538	570	577
Возможная выработка ТЭ, МВт	237	300	105	186	240	345	204	328	360	94	237	260	313
Мощность ПГУ с одной ГТУ, МВт	—	396,0	107,4	189,2	259,3	390,8	215,0	399,0	484,4	101,0	238,0	285,0	380,0
КПД ПГУ с одной ГТУ, %	—	58,5	53,2	52,0	54,0	56,7	51,4	56,9	58,0	53,7	52,1	56,0	58,0
Мощность ПГУ с двумя (* – тремя) ГТУ, МВт	727,5*	750,0	218,7	383,7	522,6	786,9	642,3*	804,7	972,1	203,0	478,0	558,0	760,0
КПД ПГУ с двумя ГТУ, %	53,5	58,2	54,1	52,7	54,4	57,1	51,8	57,4	58,2	54,0	52,3	54,4	58,0

Таблица П2.2

Российские энергетические ГТУ большой мощности

Величина	Фирма-изготовитель, тип ГТУ, год начала выпуска			
	ЛМЗ		«Машпроект», «Рыбинские моторы»	ЛМЗ, «Авиадвигатель», г. Пермь
	ГТЭ-150		ГТЭ-110	ГТЭ-180
	1989 г.	1998 г.	1998 г.	рабочий проект
Мощность, МВт	131	161	110	178
КПД, %	31	31,5	36	36,3
Степень сжатия	13	13	14,7	15
Температура газов в турбине, °С				
на входе	950	1100	1210	1250
на выходе	423	530	517	547
Расход воздуха, кг/с	636	630	357	525
Возможная выработка тепла, МВт	215	280	155	245
Мощность ПГУ с двумя ГТУ, МВт	—	489	325	560

2. Техническая характеристика газотурбинной установки ГТЭ-160

Газотурбинная установка ГТЭ-160 – русифицированный вариант газовой турбины V 94.2 фирмы Siemens мощностью 160 МВт. ГТУ типа V 94.2 хорошо отработаны и освоены в эксплуатации (всего выпущено более 130 единиц), а сборка ГТЭ-160 осуществляется на СП "Интертурбо" (Siemens — ЛМЗ) в Санкт-Петербурге.

Продольный и поперечный разрезы ГТЭ-160 представлены на рис. П2.1, П2.2 а технические характеристики при работе на природном газе с низшей теплотой сгорания $Q_{pH} = 50056$ кДж/кг – в табл. П2.3. – П2.5.

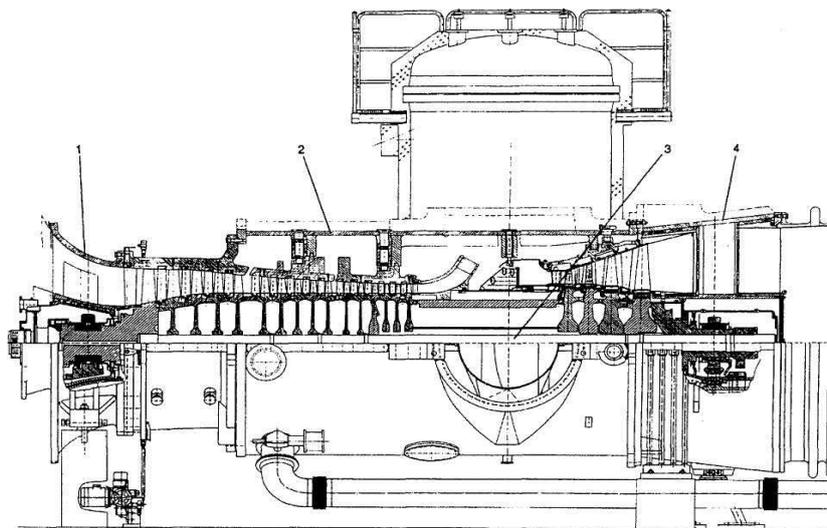


Рис. П 2.1. Продольный разрез ГТЭ-160: 1 – стойка переднего подшипника; 2 – корпус; 3 – ротор; 4 – выхлопной патрубок с задним подшипником

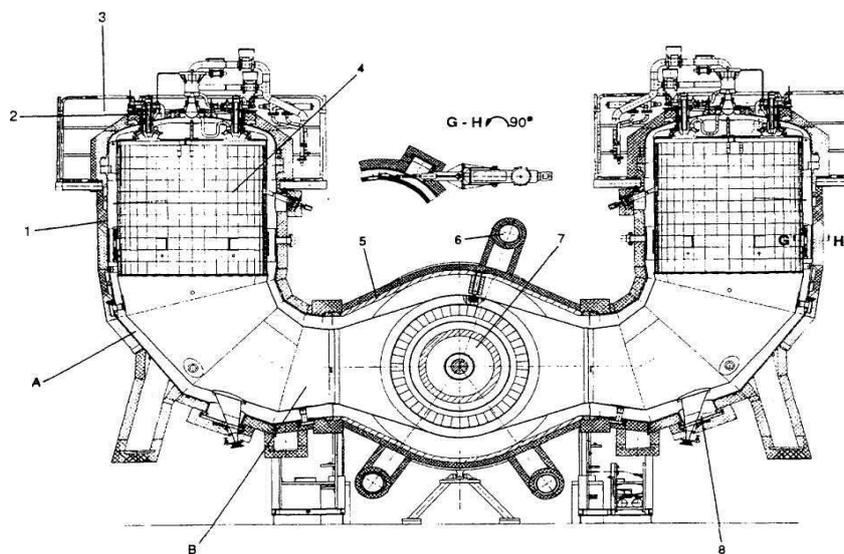


Рис. П2.2. Поперечный разрез ГТЭ-160:

1- силовой корпус; 2 - блок горелок; 3 - площадка обслуживания; 4 - пламенная труба; 5 - корпус турбины; 6 - сбросной трубопровод; 7 - ротор; 8 - люк со смотровой трубой; А - кольцевой канал подвода воздуха к камере сгорания; В - переходный патрубок подвода горячего газа

Таблица П2.3

Технические характеристики газовой турбины ГТЭ-160 при условиях ISO

Характеристика	Размерность	Значение
Нагрузка	-	базовая
Топливо	-	100% CH ₄
Низшая теплота сгорания топлива	кДж/кг	50056
Потери давления на всасе компрессора	мбар	0
Потери давления на выхлопе ГТ	мбар	0
Частота в сети	Гц	50
Cos φ	-	0,8
Мощность на валу генератора	МВт	159,4
КПД газовой турбины без учета потерь в генераторе	%	34,9
КПД генератора	%	98,5
Мощность на клеммах генератора	МВт	157,0
КПД на клеммах генератора	%	34,4
Адиабатический КПД компрессора	%	88,5
Расход топлива	кг/с	9,12
Расход воздуха компрессором	кг/с	500,0
Расход газов за ГТ	кг/с	509,1
Степень сжатия компрессора	-	11,1
Начальная температура газов	°С	1060
Температура газов после ГТ	°С	537,0
Коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах	-	3,19
Максимальная мощность турбины при перегрузке в 10 %	МВт	173,0

Таблица П2.4

 Параметры ГТЭ-160 при изменении температуры наружного воздуха
 ($p_{нв} = 0,1013$ МПа, $\varphi = 60\%$)

Расчетная величина	Температура наружного воздуха, °С					
	-20	-15	0	15	15*	30
Расход топлива, кг/с	10,05	10,07	9,71	9,12	9,03	8,57
Температура на выходе из ГТ, °С	518	519	527	537	546	551
Расход газов после ГТ, кг/с	538	541	532,7	509,1	504	482,6
Электрическая мощность, МВт	177,1	177,1	169,9	157	152	143,5
КПД электрический, %	35,16	35,12	34,9	34,4	33,6	33,4

* сопротивление на входе $\Delta p_{вх} = 1$ кПа и $\Delta p_{вых} = 3$ кПа (для условий работы ГТУ в составе ПГУ)

Таблица П2.5

 Параметры ГТЭ-160 при изменении нагрузки за счет поворота входного направляющего аппарата компрессора ($t_{нв} = +15^\circ\text{C}$, $p_{нв} = 0,1013$ МПа, $\varphi = 60\%$)

Расчетная величина	Нагрузка, %					
	30	50	53,5	60	80	100
Расход топлива, кг/с	4,03	5,65	5,84	6,29	7,66	9,12
Температура на выходе из ГТ, °С	351	513	537	537	537	537
Расход газов после ГТ, кг/с	350,7	353,2	353,5	376,7	442,8	509
Электрическая мощность, МВт	47,1	78,5	84	94,2	125,6	157
КПД электрический, %	23,39	28,04	28,38	29,93	32,68	34,4

На всех режимах, кроме отмеченного особо, параметры даны без учета сопротивления на входе в компрессор и выходе из турбины $\Delta p_{вх} = \Delta p_{вых} = 0$.

ГТЭ-160 спроектирована одновальной по простому термодинамическому циклу с использованием аэродинамически хорошо отработанной проточной части **компрессора**. Лопатки входного направляющего аппарата выполнены поворотными и могут регулировать массовый расход воздуха через компрессор. Это дает возможность изменения электрической нагрузки в диапазоне 100 ... 60 % от номинальной без снижения температуры газов за турбиной.

Облопачивание четырехступенчатой **турбины** выполнено из жаропрочных никелевых сплавов. Ротор, а также направляющие лопатки I-III ступеней охлаждаются воздухом, который отбирается из проточной части компрессора и из его выхода. После охлаждения соответствующих элементов нагретый воздух выходит в поток газа.

Две выносные **камеры сгорания** расположены вертикально по обе стороны турбины. В результате обтекания потоком воздуха горячих патрубков подвода газа к турбине они охлаждаются, а благодаря двукратному повороту потока и симметричному подводу газа к турбине обеспечивается равномерность поля температур и давлений. Каждая камера сгорания оборудуется восемью горелками, которые могут работать на газе, жидком топливе (например, дизельное) или их смеси. Комбинированные горелки, в которых объединяются режимы диффузионного горения и предварительного смешения, позволяют значительно снизить вредные выбросы окислов азота и окиси углерода - концентрация NO_x в выхлопных газах не более 25 млн⁻¹ (при 15% O_2 в выходных газах). Газовые турбины могут поставляться с впрыском воды или пара с целью дальнейшего снижения выбросов и повышения мощности.

Пуск газотурбинного двигателя осуществляется собственным электрическим генератором, работающим в моторном режиме.

ГТЭ-160 надежно работает при температуре окружающего воздуха от -40 до +40°C; выдерживает сейсмическое воздействие интенсивностью не менее 7 баллов по шкале MSK-64 и допускает длительную работу при отклонениях частоты электрической сети в пределах 47,5 ... 51,5 Гц.

В течение межремонтного периода обеспечиваются следующие **показатели надежности** ГТУ:

- средняя наработка на отказ в эквивалентных часах (эkv. ч):
 - в пиковом классе использования - не менее 800 эkv. ч;
 - в базовом классе использования - не менее 3500 эkv. ч;
- коэффициент технического использования - не менее 0,92;
- коэффициент надежности пусков - не менее 0,95;
- коэффициент готовности - не менее 0,98.

Средний ресурс ГТУ составляет:

- между капитальными ремонтами
 - для базового класса использования 25000 эkv. ч,
 - для пикового класса использования 1000 пусков,
- до списания
 - для базового класса использования 100000 эkv. ч,
 - для пикового класса использования 5000 пусков.

Учет эквивалентной наработки ведется автоматически счетчиком ресурса, входящим в состав САУ ГТУ.

Газообразное **топливо** должно иметь давление перед органами регулирования $2,5 \pm 0,1$ МПа избыточных, жидкое топливо – 8,0 МПа.

Каждый ГТД оборудован **комплексным воздухоочистительным устройством (КВОУ)** (его схема изображена на рис. П2.3).

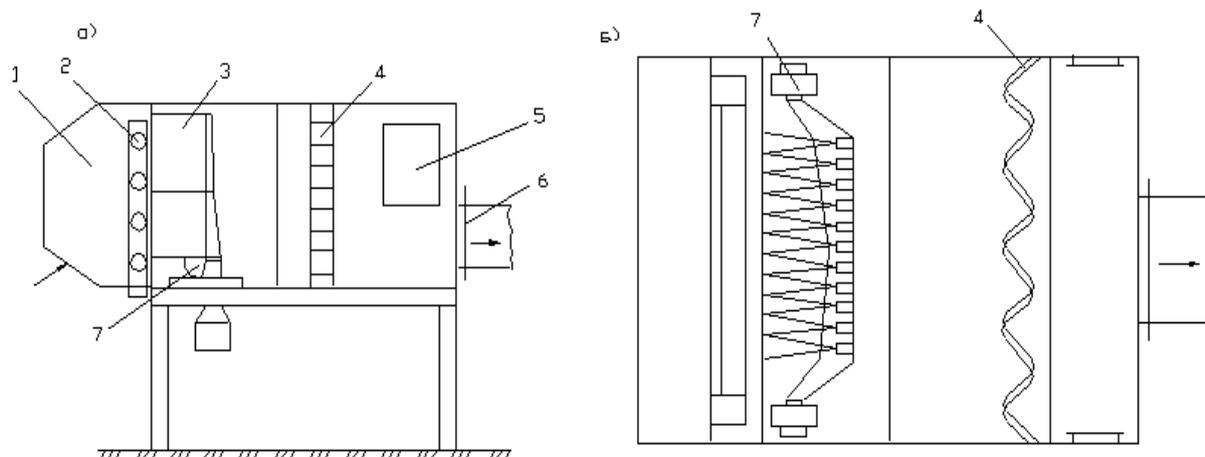


Рис. П2.3. Схема комплексного воздухоочистительного устройства:

а - вид сбоку, б - вид (разрез) сверху:

1 - козырек; 2 - коллектор противообледенительной системы; 3 - инерционные жалюзийные фильтры; 4 - кассетные фильтр-элементы; 5 - байпасный клапан; 6 - воздуховод к компрессору; 7 - вентиляторы отсоса пыли

КВОУ предназначено для эффективной очистки атмосферного воздуха, поступающего в ГТД, от содержащихся в нем аэрозольных частиц, защиты входного тракта от возможного обледенения, а также для снижения шума, создаваемого компрессором, и защиты его от попадания посторонних предметов.

КВОУ включает следующие основные функциональные блоки:

– блок воздухоприемный (с системой обогрева и козырьком), в котором происходит подогрев циклового воздуха горячим воздухом, отбираемым за компрессором, при метеорологических условиях, в которых может наступить обледенение проточной части КВОУ и входного устройства ГТД. Система антиобледенения состоит из труб, имеющих отверстия выхода горячего воздуха в основной поток. Козырек выполняет функцию снегозадерживающего устройства;

– блок инерционной очистки, состоящий из секций инерционных фильтров, удаляющих грубодисперсную пыль. Пыль удаляется с воздухом (10% от общего расхода) центробежными вентиляторами;

– блок тонкой очистки, для улавливания средне и мелкодисперсной пыли в сменных фильтрах. Материал фильтра - синтетическая рыхлая ткань.

В переходных блоках установлены байпасные клапана, которые предназначены для аварийного забора воздуха в ГТД при резком засорении фильтров.

3. Котлы-утилизаторы производства ОАО «Машиностроительный завод ЗиО-Подольск»

За последнее десятилетие Подольским машиностроительным заводом (ОАО «Машиностроительный завод ЗиО–Подольск») выполнен комплекс работ по созданию котлов–утилизаторов (КУ) для ПГУ различных типов и мощностей (от 20 МВт и более). Ниже дается техническое описание нескольких котлов–утилизаторов вертикального и горизонтального типов, предназначенных для работы с ГТЭ-160.

КУ-225/7,3-55/0,62-515/205 (П-100) для ПГУ-230 МВт (вертикальный)

Котел-утилизатор вертикальный, выполнен двухконтурным с принудительной циркуляцией в контурах высокого и низкого давления. Котел приспособлен для работы на газах ГТЭ-160 с использованием их физической теплоты без дополнительного сжигания топлива. Газы через диффузор и соединительный газоход подводятся в нижнюю часть цельносварного газоплотного корпуса котла и отводятся из верхней его части в индивидуальную дымовую трубу.

В корпусе котла по ходу газов размещены следующие поверхности нагрева:

- пароперегреватель высокого давления,
- испаритель высокого давления,
- экономайзер высокого давления,
- пароперегреватель низкого давления,
- испаритель низкого давления,
- газовойодяной подогреватель конденсата.

Принудительная циркуляция среды в испарительных контурах высокого и низкого давления осуществляется специальными циркуляционными насосами.

Газовый тракт котла работает под наддувом за счет избыточного давления газов за ГТУ. Дымососы и байпасные дымовые трубы в газовых трактах не предусмотрены. Во входном диффузоре за газовой турбиной, а также на выходе газов из котла установлены шумоглушители. На выходе из котла предусмотрен «дождевой клапан» с электрическим приводом, который расположен в дымовой трубе и предназначен для защиты поверхностей нагрева от дождя и снега в периоды длительного простоя, а также для предотвращения быстрого расхолаживания котла во время остановов на непродолжительное время.

Котел оснащается системой автоматического регулирования, технологическими защитами и блокировками, дистанционным управлением, системой автоматического контроля технологических параметров. Автоматизированная система управления и контроля котла являются подсистемой АСУТП ПГУ.

Все **поверхности нагрева** котла выполнены из оребренных труб. Поверхности нагрева поставляются в виде блоков, в которых горизонтально расположенные трубы свободно опираются на трубные доски с возможностью тепловых расширений, благодаря чему отсутствуют напряжения в местах креплений и дистанционирования труб. Горизонтальные участки труб соединяются друг с другом и коллекторами с помощью гибов, вынесенных за зону обогрева, что повышает надежность сварных стыковых соединений на трубах. Расположение труб в блоках – шахматное с возможностью выема отдельных труб при проведении ремонта. В тех местах, где это необходимо, установлены специальные противовибрационные перегородки. Все поверхно-

сти дренируемые, с установкой дренажных линий и арматуры в необходимых местах, а также воздушников для удаления воздуха при заполнении котла.

Размеры **барабанов котла** выбраны из условий обеспечения допустимых удельных нагрузок при номинальной и сниженной мощности котла, размещения в них сепарационных устройств, особенностей пуска котла. Внутренний диаметр барабанов – 2,2 м. Барабан ВД изготавливается из стали 15NiCuMoNb5. Барабаны оборудованы системами аварийного слива и продувок, предохранительными клапанами, устройствами измерения уровня и т.д.

Котел имеет собственный **каркас**, который воспринимает нагрузку от поверхностей нагрева, обшивки, конфузора, газохода до дымовой трубы на выходе из котла, дымовой трубы, газового короба на входе в котел. Каркас имеет лестницы и площадки обслуживания в необходимых местах. Рассчитан на нагрузку всех конструкций котла и металлической дымовой трубы диаметром 6,0 м и высотой 60 м (ориентировочно).

Котел имеет внутреннюю газоплотную **обшивку**, которая рассчитана на избыточное давление газов и снабжена специальными поясами жесткости. Котел снабжен наружной **теплозвукоизоляцией** (которая крепится к газоплотной обшивке) и декоративной обшивкой. Толщина изоляции выбрана из условий температуры наружной поверхности не более 55°C при температуре окружающего воздуха +25°C. Уровень шума на расстоянии 1 м от обшивки котла не превышает 85 дБ. Места прохода трубопроводов через обшивку снабжены уплотнениями. В обшивке предусмотрены лазы в необходимом количестве.

Схема пароводяного тракта котла–утилизатора П-100 представлена на рис. П2.4.

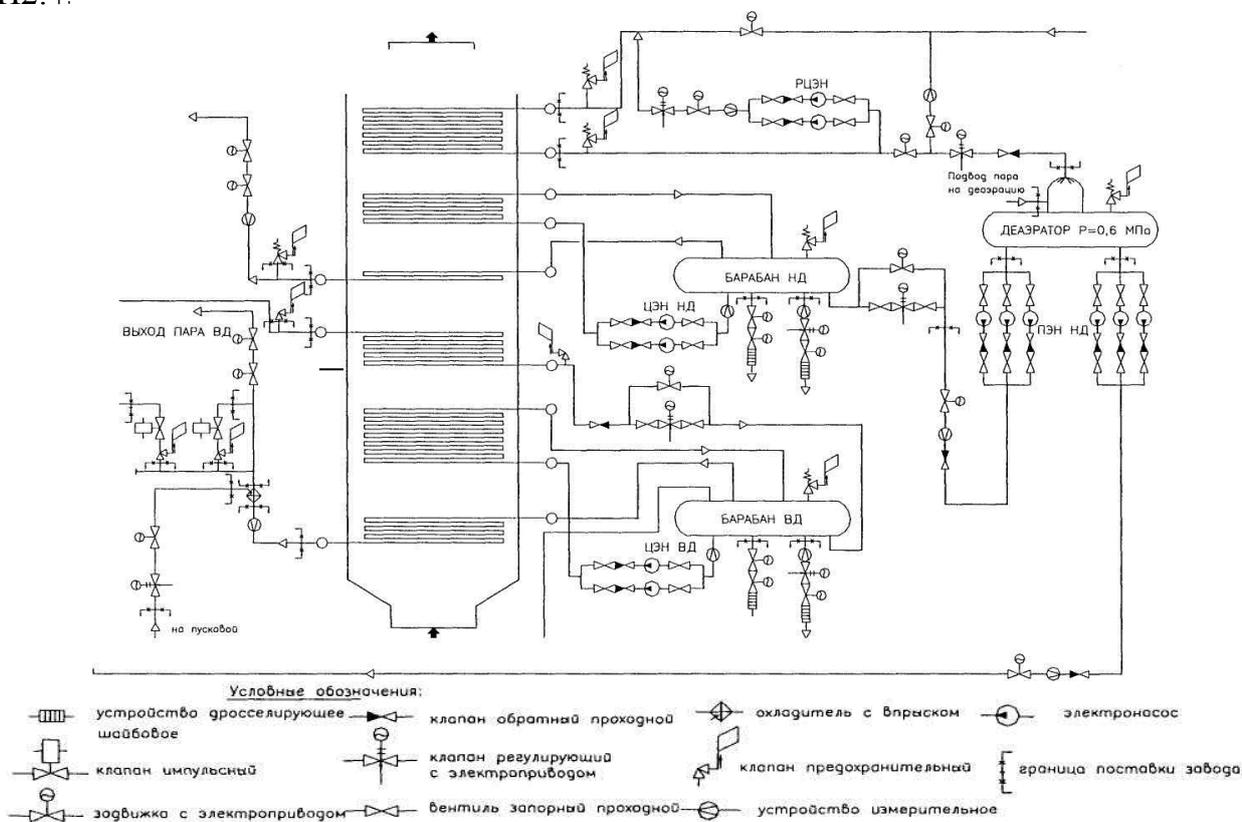


Рис. П2.4. Схема пароводяного тракта котла–утилизатора П-100

Основные технические характеристики котла–утилизатора по результатам его теплового расчета представлены в таблицах П2.6, П2.7.

Питательная вода из деаэратора, работающего при давлении 0,6 ... 0,7 МПа, питательными электронасосами низкого давления (ПЭН НД) подается непосредственно в барабан НД, а питательными электронасосами высокого давления (ПЭН ВД) – в экономайзер ВД. Регулирование уровня воды в барабане НД осуществляется питательным клапаном, установленным перед барабаном НД. Вода, поступающая в барабан НД, испаряется в испарителе НД, а полученный пар затем перегревается и направляется в промежуточную точку паровой турбины. Часть выработанного в контуре НД пара до поступления в турбину отбирается в деаэратор для осуществления деаэрации конденсата.

В контур ВД питательная вода подается питательным электронасосом ВД. Как и в контуре НД, уровень воды в барабане ВД регулируется регулирующим клапаном, расположенным перед барабаном ВД. Пар, полученный в контуре ВД, направляется в ЦВД паровой турбины.

Таблица П2.6

Основные технические характеристики котла–утилизатора П-100
в зависимости от температуры наружного воздуха

1.	Параметр, его размерность	Значение			
		100%			
2.	Температура наружного воздуха, °С	0	+10	+15	+30
3.	Расход газов после ГТУ, кг/с	521,3	505,9	498,2	472,3
4.	Температура газов на выходе ГТУ, °С	536	543	546	560
5.	Коэффициент избытка воздуха	3,13	3,17	3,19	3,22
6.	Контур высокого давления:				
	паропроизводительность, т/ч;	228,2	226,4	225,0	222,3
	температура пара на выходе, °С	504,5	510,4	515,0	524,7
	давление пара за котлом, МПа	7,352	7,347	7,325	7,321
7.	Контур низкого давления:				
	паропроизводительность, т/ч;	58,3	56,0	55,0	50,9
	температура пара на выходе, °С	206,5	206,0	205,0	204,5
	давление пара за котлом, МПа	0,636	0,627	0,620	0,604
8.	Температура конденсата на входе в ГПК до ввода рециркуляции, °С	28	38	42	58
9.	Давление/ температура в деаэраторе, МПа/°С	0,606/ 157,7	0,597/ 157,1	0,590/ 156,7	0,574/ 155,6
10.	Контур ГПК:				
	расход воды через ГПК, т/ч	363,3	309,9	290,5	226,9
	температура на входе/выходе (за байпасом), °С	60/147,7	60/147,1	60/146,7	60/145,6
	расход воды на рециркуляцию, т/ч	96,3	61,8	49,4	5,1
	расход воды через байпас, т/ч	16,9	31,7	36,2	48,9
11.	Температура уходящих газов, °С	101	105,5	107	114,5
12.	Аэродинамическое сопротивление котла, Па	3424	3245	2996	2889

Основные технические характеристики котла–утилизатора П-100
в зависимости от нагрузки ГТУ

	Параметр, его размерность	Значение		
1.	Температура наружного воздуха, °С	+10		
2.	Нагрузка, %	80	60	50
3.	Расход газов после ГТУ, кг/с	440,2	374,4	351,0
4.	Температура газов на выходе ГТУ, °С	543	543	518
5.	Коэффициент избытка воздуха	3,29	3,41	3,5с
6.	Контур высокого давления: паропроизводительность, т/ч; температура пара на выходе, °С давление пара за котлом, МПа	198,7 514,6 6,544	171,0 518,9 5,643	150. 500.6 4,86
7.	Контур низкого давления: паропроизводительность, т/ч; температура пара на выходе, °С давление пара за котлом, МПа	46,6 201,0 0,543	37,2 195,3 0,461	34,4 191,5 0,407
8.	Температура конденсата на входе в ГПК до ввода рециркуляции, °С	36	34	33
9.	Давление/ температура в деаэраторе, МПа/°С	0,513/ 151,3	0,431/ 144,9	0,377/ 140
10	Контур ГПК: расход воды через ГПК, т/ч температура на входе/выходе (за байпасом), °С расход воды на рециркуляцию, т/ч расход воды через байпас, т/ч	275,2 60/147,7 62,2 30,1	238,7 60/144,9 61,0 28,7	207,6 60/130 57,4 33,1
11	Температура уходящих газов, °С	101,5	97,4	98,0
12	Аэродинамическое сопротивление котла, Па	2513	1901	1684

Для поддержания требуемого солевого состава котловой воды предусмотрена система непрерывной продувки испарительных контуров котла. Для вывода из циркуляционных контуров солевых соединений в виде шлаков предусмотрена периодическая продувка из нижних точек испарителей высокого и низкого давления.

В расположенный на выходе из котла–утилизатора ГПК подается основной конденсат и конденсат подогревателей сетевой воды соответствующими конденсатными насосами. После ГПК конденсат направляется в деаэратор. Для исключения попадания входных труб в зону «точки росы», к конденсату перед ГПК с помощью насоса рециркуляции подмешивается нагретый в ГПК конденсат в таком количестве, чтобы его температура после смешения составляла не менее 70° С. Для предотвращения кипения конденсата в ГПК за подогревателем устанавливаются регулирующие питательные клапаны для регулирования уровня воды в деаэраторе.

Для обеспечения независимого выполнения пусков газовой турбины с котлом-утилизатором и паровой турбины для котла предусматриваются паровые байпасы паровой турбины по ВД и НД.

Для котла на паропроводе перед турбиной предусматривается отдельная быстродействующая редуционно-охлаждающая установка (БРОУ), рассчитанная на номинальный расход пара после БРОУ. Снижение температуры пара до уровня, безопасного для конденсаторов, осуществляется впрыском воды, расход которой регулируется клапаном. На паровых байпасах НД устанавливаются только быстродействующие редуционные клапаны, так как конденсатор может принимать пар с температурой 200 ... 220° С.

КУ-500/100-8/0.65-515/210 для ПГУ-450 МВт (горизонтальный)

Котел предназначен для работы в составе парогазовой установки мощностью 450 МВт, состоящей из двух газотурбинных установок мощностью 160 МВт, двух корпусов котла-утилизатора (не связанных между собой) и одной паровой турбины. Продольный и поперечный разрезы КУ представлены на рис. П2.5.

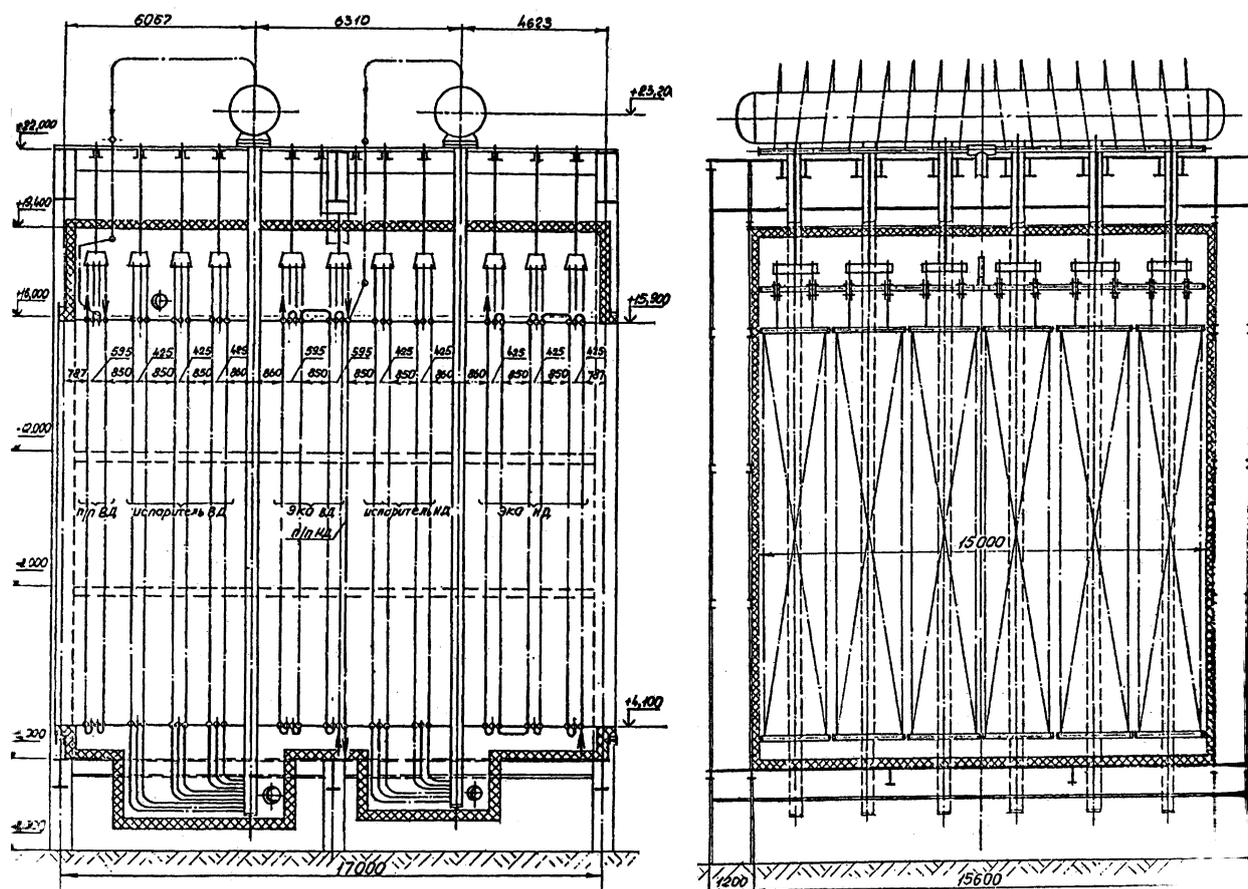


Рис. П 2.5. Продольный и поперечный разрезы горизонтального котла-утилизатора

Котел горизонтального профиля с подвеской поверхностей нагрева к собственному каркасу через промежуточные металлоконструкции. Имеет тепловую изоляцию и наружную металлическую обшивку, обеспечивающую его газоплотность.

Котел барабанного типа с отдельным питанием контуров высокого и низкого давления и естественной циркуляцией в испарительных контурах без использования циркуляционных насосов.

По ходу газов в котле размещаются:

- пароперегреватель высокого давления
- испаритель высокого давления
- экономайзер высокого давления
- пароперегреватель низкого давления
- испаритель низкого давления
- дополнительный экономайзер.

Дополнительный экономайзер служит для обеспечения деаэрации и снижения температуры уходящих газов.

Рабочий диапазон регулирования нагрузки котла – 100 ... 50%. Регулирование температуры пара при пусках может осуществляться с помощью байпасов пароперегревателей либо с помощью пусковых впрысков.

Котел оснащается системой автоматического регулирования технологических параметров, технологическими защитами и блокировками, системой технического контроля технологических параметров, системой технической диагностики.

Автоматизированная система управления и контроля котла является подсистемой автоматизированной системы управления всей ПГУ.

Конструкция котла и поставочная блочность обеспечивают проведение монтажа в основном поставочными блоками, а также условия для проведения механизированного ремонта его узлов в соответствии с типовыми требованиями.

При температуре атмосферного воздуха $-2,2^{\circ}\text{C}$ и поступлении в котел $530,5$ кг/с продуктов сгорания природного газа с температурой $\sim 543^{\circ}\text{C}$ котел имеет следующие параметры (уточняются при проектировании):

Контур высокого давления

- паропроизводительность $238 \text{ т/ч} \times 2 = 476 \text{ т/ч}$
- давление на выходе 8 МПа
- температура на выходе 516°C

Контур низкого давления

- паропроизводительность $53 \text{ т/ч} \times 2 = 106 \text{ т/ч}$
- давление на выходе $0,65 \text{ МПа}$
- температура на выходе 209°C

Температура газов за котлом $\sim 100^{\circ}\text{C}$

Аэродинамическое сопротивление

котла в границах поставки завода $\sim 2430 \text{ Па}$

Общая масса металла котла $1800 \text{ т} \times 2 = 3600 \text{ т}$

В том числе:

- поверхностей нагрева из оребренных труб $1008 \text{ т} \times 2 = 2016 \text{ т}$
- коллекторов котла и трубопроводов $200 \text{ т} \times 2 = 400 \text{ т}$
- барабанов ВД и НД $80 \text{ т} \times 2 = 160 \text{ т}$
- каркас, обшивка, подвески и пр. $402 \text{ т} \times 2 = 804 \text{ т}$
- прочее (запчасти, арматура, дренажи и пр.) $110 \text{ т} \times 2 = 220 \text{ т}$

Все поверхности нагрева выполнены из бесшовных оребренных труб $\varnothing 32 \times 4$ мм с одинаковым оребрением, имеющим следующие характеристики:

- шаг ребер – 5 мм;
- высота ребер – 13 мм;
- толщина ребер – 1 мм;
- длина оребренной части труб – 11500 мм.

Конструкция блоков всех поверхностей нагрева позволяет набирать их из типовых секций. Каждая секция состоит из 2-х рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами \varnothing 168 мм.

Секции пароперегревателя ВД выполнены из легированной хромомолибденованадиевой стали марки 12Х1МФ, остальных поверхностей нагрева – из углеродистой стали марки 20. Секции выполняются съемными, что позволяет производить их ремонт и замену.

Все поверхности нагрева образованы из трех блоков по ширине котла. Каждый блок состоит из 3 или 4 типовых секций, соединенных оребренными трубами. Места проходов трубопроводов и подвесок, а также зазоры между блоками и у боковых стен котла уплотнены специальными устройствами.

Все блоки имеют дренажи из нижних коллекторов.

Для проведения ремонтов и осмотров в котле предусматриваются специальные люки и ремонтные проемы.

Барабаны высокого и низкого давления с внутренним диаметром 1600 мм выполняются из углеродистой стали.

Внутри барабанов размещаются специальные устройства для сепарации пара, что обеспечивает получение пара требуемого качества.

В барабанах выделены "солевые отсеки", из которых осуществляется отбор воды на непрерывную продувку в размере $\sim 1\%$.

4. Паровые турбины для ПГУ

Паровые турбины для ПГУ производства УТМЗ

Уральским турбомоторным заводом ведутся работы по созданию паровых теплофикационных турбин для парогазовых установок.

Обеспечивая преемственность конструктивных решений, принятых в паротурбостроении УТМЗ, разработан следующий типоряд паровых турбин для вариантов ПГУ мощностью 75 ... 170 и 325 ... 450 МВт:

- для ПГУ-130 – Т-40-7,5 (является базовой для ряда других турбин);
- для ПГУ-75 – Т-18/23-5,4;
- для ПГУ-170 – Т-35/50-7,2;
- для ПГУ-90 – Т-22/26-4 (а также ГТЭ-25У, производства УТЗ);
- для ПГУ-325 – К-100-6,8 или Т-78/96-6,8;
- для ПГУ-450 – Т-150-8 или КТ-150-8.

Основные показатели этих турбоагрегатов приведены в таблице П2.8.

Турбина Т-40-7,5 представляет собой одноцилиндровый агрегат. Конструктивно обеспечена возможность подогрева сетевой воды до 150 °С. При двухступенчатом подогреве сетевой воды регулирование давления в отборах осуществляется с помощью регулирующей диафрагмы, расположенной перед ЧНД. При трехступенчатом подогреве сетевой воды регулирование давления осуществляется с помощью регулирующего клапана, установленного на трубопроводе подвода пара к 3-й ступени.

Паровые теплофикационные турбины Т-150-8 и КТ-150-8 представляет собой двухцилиндровые агрегаты. Предусмотрен двухступенчатый подогрев сетевой воды до 125 °С. Регулирование давления в отопительных отборах осуществляется с помощью регулирующих поворотных диафрагм, расположенных в ЦНД.

Таблица П2.8

Основные показатели турбин для ПГУ производства УТМЗ

Показатель	Модификация							
	Т-40-7,5	Т-18/23-5,4	Т-35/50-7,2	Т-22/26-4	К-100-6,8	Т-78/96-6,8	Т-150-8	КТ-150-8
Мощность, МВт:	28,5/	18/	35/	22/	101,8/	78/	120,5/	155/
номинальная/максимальная	41,4	23,6	50	26	101,8	98	170	162
на конденсационном режиме	41,4	23,6	50	26	101,8	98	170	162
Расход пара ВД, т/ч:	126,2/	78	-/	97,2/	308,6	308,6	476/	476/
номинальный/максимальный	130,9		152	104			476	476
Давление пара ВД, МПа	7,5	5,4	7,15	4,0	6,8	6,8	8,3	8,3
Температура пара ВД, °С	519	482	500	450	500	500	530	530
Расход пара НД:	24,4/	16	45	23/	78	78	132,2/	132,2/
номинальный/максимальный	27,7			24,7			141,6	141,6
Давление пара НД, МПа	0,91	0,57	0,57	0,65	0,65	0,65	0,6	0,6
Температура пара НД, °С	212	207	220,7	174	225	225	197,2	197,2
Тепловая нагрузка, МВт:	95,4/	55,8	52,3	26,7/	-	90,7	348,8/	116,3/
номинальная/максимальная	104,7			28,7			348,8	116,3
Изменение давления в регулируемых отборах, МПа								
в нижнем	0,05-0,35	0,05-0,20	0,05-0,20	0,05-0,20	-	0,05-0,20	0,05-0,20	0,05-0,20
в верхнем	0,06-0,4	0,05-0,25	0,06-0,25	0,06-0,25	-	0,06-0,25	0,06-0,25	0,06-0,25
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	550	432	550	432	830	660	660	940
Расчетный расход охлаждающей воды, м ³ /ч	8000	5000	8000	5000	13500	13500	27000	27000
Поверхность охлаждения конденсатора, м ²	3000	1700	3100	1750	6000	6000	12000	12000
Число ступеней: ЦВД/ЦНД	27	26	26	25	13+7	13+7	22/2x2	23/3x2

Паровые турбины для ПГУ производства ЛМЗ

Ленинградский металлический завод (в настоящее время входящий в состав ОАО «Силовые машины») разработал следующий типоряд паровых турбины для ПГУ: К-80-7,0, К-110-6,5, Т-60-7,0, Т-130/160-12,8, Т-150-7,7, К-167-107, К-180-8,0.

Паровая теплофикационная турбоустановка Т-60-7,0 предназначена для работы в составе ПГУ-230.

Продольный разрез и основные технические характеристики паровой турбины Т-60-7,0 представлены соответственно на рис. П2.6 и в таблице П2.9.

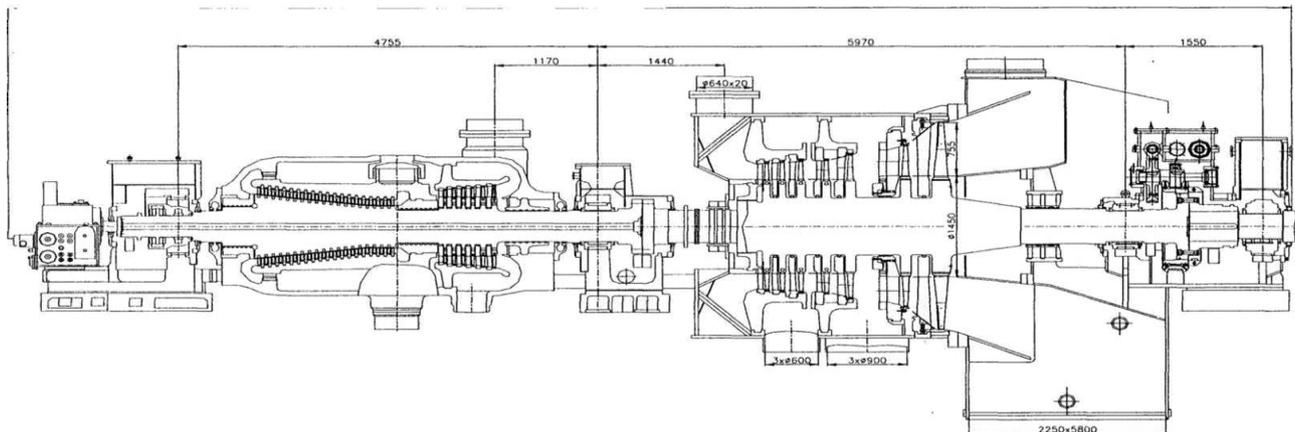


Рис. П2.6. Продольный разрез паровой турбины Т-60-7,0

Паротурбинная установка состоит из двухцилиндровой паровой теплофикационной турбины Т-60-7,0 двух давлений используемого пара, без промежуточного перегрева с конденсатором 80КП-4200-1, двумя горизонтальными подогревателями сетевой воды, охладителем конденсата бойлеров и вспомогательным оборудованием (в том числе пусковая БРОУ высокого давления и БРУ низкого давления).

Конденсатор и подогреватели сетевой воды размещаются под турбиной. Турбина представляет собой одновальный агрегат, расположенный на одном валу с генератором. Между генератором и паровой турбиной расположена жесткая муфта.

Пар от котла подводится к двум блокам клапанов, каждый из которых состоит из одного стопорного клапана (СК) горизонтального типа и одного регулирующего клапана (РК). От блоков клапанов пар поступает к нижней половине цилиндра высокого и среднего давления (ЦВСД). В паровых коробках стопорных клапанов установлены металлические сита.

Турбина имеет дроссельное парораспределение.

ЦВСД петлевого типа. В левом потоке расположено 19 ступеней реактивного типа. В правом потоке 6 ступеней. Подвод пара низкого давления от котла-утилизатора осуществляется в нижнюю половину выхлопа ЦВСД. Здесь же осуществляется сброс пара из системы уплотнений турбины (концевые уплотнения и штоки клапанов). Пар из ЦВСД по двум перепускным трубам диаметром 600 мм подается в цилиндр низкого давления (ЦНД). ЦНД выполнен однопоточным и однокорпусным, проточная часть которого состоит из 7 ступеней давления. За 3 и 5 ступенью предусмотрены отборы пара на теплофикацию. Регулирование обеспечивается поворотной диафрагмой 6 ступени.

Основные показатели паровой турбины Т-60-7,0

	Наименование величины	Размерность	Значение	
			конденсационный	теплофикационный
	Режим работы ПГУ	—		
1.	Мощность турбины	МВт	60,7	54,62
2.	Частота вращения	об/мин	3000	
3.	Параметры пара ВД перед турбиной:			
	давление	кгс/см ²	59,6	71
	температура	°С	516	503
4.	Параметры пара НД перед турбиной:			
	давление	кгс/см ²	5,14	5,55
	температура	°С	196	192
	расход пара	т/ч	189	223
	расход пара	т/ч	36	55,5
5.	Температура охлаждающей воды	°С	24,4	11,3
6.	Расчетное давление в конденсаторе	кгс/см ²	0,087	0,02
7.	Число отборов пара на теплофикацию		2	
8.	Максимальная тепловая нагрузка теплофикационной установки	МВт	—	180
9.	Конструктивная схема турбины		двухцилиндровая	
10.	Тип парораспределения		дроссельное	
11.	Характеристика последней ступени: длина рабочей лопатки / корневой диаметр	мм / мм	755 / 1450	
12.	Длина турбины без генератора	м	15,270	
13.	Масса турбины *	т	260	

* без конденсатора, вспомогательного оборудования, трубопроводов, маслопровода

Ротор высокого давления (РВД) - цельнокованый из хромомолибденованадиевой стали. Рабочие лопатки всех ступеней имеют цельнофрезерованные бандажи. ЦВСД турбины выполнен двухпоточным, двухкорпусным из хромомолибденованадиевой стали. Внутренний корпус ЦВД устанавливается в наружный, а наружный – на опорные части переднего и среднего подшипников. Ротор ЦНД цельнокованый из стали марки 26ХНЗМ2ФА. Рабочие лопатки первых четырех ступеней имеют цельнофрезерованные бандажи со вставками. На последней 5-ой ступени установлена одна проволочная связь. Диафрагмы ступеней сварные. Рабочая лопатка пятой ступени стальная $l=755$ мм со стеллитовой наплавкой. Выхлопная часть – сварная, из углеродистой стали, в ней расположена диафрагма последней ступени. К выхлопному патрубку ЦНД приварен конденсатор. Роторы ВД и НД – гибкие, то есть рабочая скорость вращения превышает первые критические скорости вращения роторов. Между собой все роторы турбины соединены в валопровод жесткими муфтами.

Для охлаждения выхлопных патрубков ЦНД во время пуска и при работе турбины в малорасходном режиме предусмотрена водяная форсуночная система охлаждения. На крышке корпуса ЦНД размещен предохранительный атмосферный клапан, который срабатывает при повышении давления в выхлопном патрубке ЦНД до 0,12 МПа (абс). ЦНД опирается на фундаментные рамы.

Турбина снабжена: валоповоротным устройством (ВПУ), установленным в задней части ЦНД, и системой гидроподъема роторов. ВПУ обеспечивает вращение роторов с частотой $0,066 \text{ с}^{-1}$ (3,98 об/мин) для их равномерного прогрева (при пуске) и равномерного остывания (при останове турбины) с целью предотвращения искривления роторов. Для осуществления минимального относительного перемещения статора относительно ротора и уменьшения времени прогрева цилиндра, предусмотрен обогрев фланцев ЦВД.

Проточная часть цилиндров снабжена осерадиальными уплотнениями. Система подачи пара на концевые уплотнения и отсосов паровоздушной смеси из них служит для исключения присосов воздуха в вакуумную систему, предотвращения выхода пара из цилиндров в помещение машзала и предупреждения обводнения масла в расположенных рядом корпусах подшипников.

Паровая турбина Т-150-7,7 предназначена для работы в составе ПГУ-450 и рассчитана для работы при параметрах пара контуров высокого и низкого давления двух ГТУ мощностью 160 МВт и двух котлов-утилизаторов.

Пар контура ВД на турбину подводится через два блока стопорно-регулирующих клапанов и далее по двум трубам в проточную часть ЦВД. Внутренний корпус ЦВД объединяет 10 первых ступеней давления. Остальные ступени объединяются обоймами. Пар контура НД подается в проточную часть ЦВД между 16 и 17 ступенями. Его подвод осуществляется по двум трубопроводам, на каждом из которых расположены стопорный и регулирующий клапаны. В камере между 16 и 17 пар контура НД смешивается с основным потоком пара и далее проходит через 4 ступени давления ЦВД. Из этой же камеры предусмотрен отбор пара на теплофикацию.

После ЦВД пар поступает по двум перепускным трубам в двухпоточный ЦНД (по четыре ступени в потоке) и далее через выхлопные патрубки направляется в конденсатор. Турбина имеет 4 отопительных отбора пара, предназначенных для ступенчатого подогрева сетевой воды. Сетевая вода при работающей турбине должна пропускаться последовательно и в одинаковом количестве через ПСГ-1 и ПСГ-2. ПСВ-3 и ПСВ-4 при последовательной схеме включения могут частично или полностью байпасироваться по сетевой воде. При неработающей паровой турбине сетевая вода пропускается через ПСВ-3 и ПСВ-4 параллельно и в равных количествах. При этом смешанный пар контура ВД (после РОУ) и контура НД поступает только на эти подогреватели и в равном количестве. Конструктивно ПСВ-3 и ПСВ-4 выполнены со встроенными охладителями конденсата. Для защиты от хлоридной коррозии трубки ПСГ-1, ПСГ-2, ПСВ-3 и ПСВ-4 изготавливаются из нержавеющей стали.

Турбина может работать при температурном графике регулирования отпуска теплоты до 150/70 °С и расходе сетевой воды до 7500 м³/ч.

При работе газовых турбин на аварийном жидком топливе для возможности подогрева 100 % конденсата турбоустановки предусмотрена установка подогревателя низкого давления типа ПН-400-26-7-11. Греющий пар на этот подогреватель подается из отбора на ПСГ-2.

Конденсат из ПСГ-2 сливается каскадно в ПСГ-1. Конденсат поступает в газовый подогреватель конденсата (ГПК), расположенный на выходе газов из каждого котла-утилизатора (КУ). После ГПК конденсат направляется в деаэратор. Питание деаэратора осуществляется паром низкого давления КУ. Питательная вода из деаэратора, работающего при давлении 0,6 МПа, питательными насосами низкого давления подается в барабанный контур низкого давления КУ. Питательная вода высокого давления подается питательными насосами высокого давления через экономайзеры КУ.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ПРОЕКТЫ ПГУ КОНЦЕРНА «СИЛОВЫЕ МАШИНЫ» С ГТЭ-160

Концерн "Силовые машины" – ведущий российский производитель в области энергетики. Концерн объединяет ведущие энергомашиностроительные предприятия России: ОАО "Ленинградский Металлический завод", ОАО "Электросила", ОАО "Завод турбинных лопаток", ОАО "Калужский турбинный завод", а также сбытовую компанию ОАО "Энергомашэкспорт".

В настоящее время "Силовые машины" реализуют целый ряд проектов по строительству парогазовых установок — в России (в том числе Северо-Западная ТЭЦ для теплоснабжения г. Санкт-Петербурга на базе ПГУ 450 МВт, Калининградская ТЭЦ-2, ПГУ 39 МВт Сочинской ТЭС и др.) и за ее пределами.

Ниже приведено краткое описание тепловых схем некоторых из этих бинарных УПГУ, выполненных на основе ГТЭ-160 (с двумя и одной в блоке). Техническая характеристика основного оборудования этих ПГУ дано выше в приложении 2.

ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ

По проекту ТЭЦ объединяет четыре парогазовых энергоблока ПГУ-450Т установленной электрической мощностью 450 МВт и тепловой – около 400 МВт каждый.

Тепловая схема дубль-блоков включает:

- две газотурбинные установки ГТЭ-160 (сборка АО ЛМЗ по лицензии фирмы Siemens);
- два котла-утилизатора П-90 (изготовление в ОАО "Подольский машиностроительный завод", г. Подольск, по лицензии фирмы СМІ, Бельгия);
- теплофикационную паротурбинную установку Т-150-7,7 (проект и изготовление АО ЛМЗ).

ПГУ-230 (проект реконструкции Минской ТЭЦ-3)

Парогазовая установка ПГУ-230 предназначена для выработки электрической энергии и отпуска тепла в горячей воде.

ПГУ-230 комплектуется:

- газотурбинной установкой ГТЭ-160 (Siemens — ЛМЗ).
- электрогенератором типа ТЗФГ-160-2МУЗ (ОАО «Электросила») с системой возбуждения и тиристорным пусковым устройством;
- котлом-утилизатором П-100 (ОАО «ЗиО-Подольск»);
- паротурбинной установкой типа Т-60-7,0 (ОАО «Силовые машины -ЛМЗ») со вспомогательным оборудованием;
- электрогенератором типа ТЗФП-80-2УЗ (ОАО «Электросила»).

В объем поставки также включаются два центробежных компрессора производства ОАО «КазаньКомпрессормаш» (рабочий и резервный) для подачи природного газа в ГТУ. Каждый компрессор производительностью 12 кг/с обеспечивает работу ГТУ при максимально возможной мощности. Компрессоры оснащены воздушными системами охлаждения масла и газа.

Принципиальная тепловая схема ПГУ-230 представлена на рис. ПЗ.1.

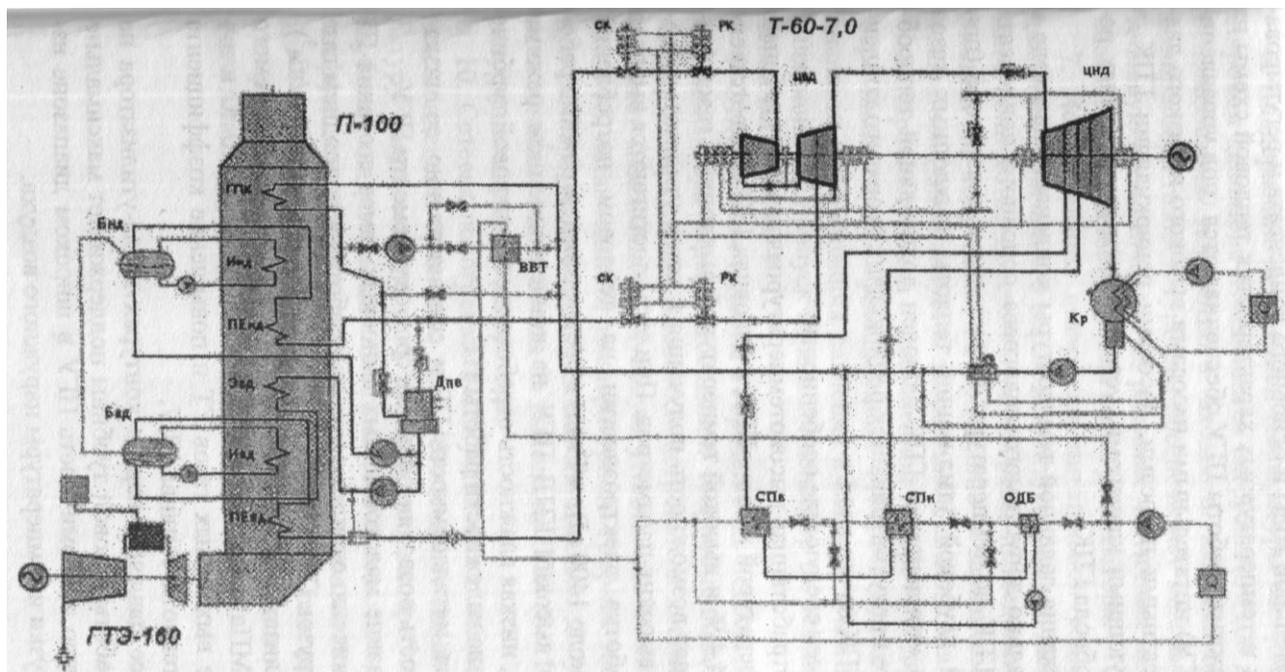


Рис. ПЗ.1. Принципиальная тепловая схема ПГУ-230

ПГУ-230 представляет собой парогазовую установку чисто утилизационного типа без дожигания газа в котле–утилизаторе. Основной и резервный вид топлива – природный газ; аварийное – дизельное топливо.

Система водоснабжения – обратная, с испарительными градирнями.

Котел–утилизатор снабжен расширителем непрерывной продувки барабана ВД. В расширителе непрерывной продувки происходит дросселирование "продувочной" воды из барабана ВД до параметров в контуре НД. Греющий пар на деаэратор подается от пароперегревателя НД. Подача питательной воды и основного конденсата и регулирование расходных и температурных характеристик тепловой схемы на переменных режимах работы ПГУ обеспечиваются (под управлением АСУ ТП ПГУ) питательными насосами высокого и низкого давления, конденсатными насосами, насосами рециркуляции ГПК, а также – регулирующими клапанами, установленными на линиях рециркуляции и обвода ГПК.

Для поддержания заданной температуры конденсата на входе в ГПК и минимально-допустимого недогрева основного конденсата на выходе из ГПК до температуры насыщения в деаэраторе (при одновременно глубокой утилизации теплоты выхлопных газов ГТУ) в контур «конденсата» ГПК включен водо–водяной теплообменник, а также предусматривается рециркуляция горячего конденсата с выхода ГПК на его вход.

ПГУ-230 имеет следующие характеристики:

- хорошо отработанная высокотемпературная газовая турбина с начальной температурой газов и КПД в условиях ISO соответственно 1060 °С и 34,4 %, с высокой температурой выхлопных газов (порядка 540°С) дает возможность получения в котле–утилизаторе перегретого пара высоких параметров. При этом достигаются высокая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении – $W_T \approx 1,2$ (или около 1400 кВт·ч/Гкал) в средне-зимнем режиме работы, достаточно высокий КПД ПГУ на конденсационном режиме работы (47,6%), низкая при этом влажность отработанного в паровой турбине пара, и повышение надежности работы ПТ;

- умеренная металлоемкость ГТ и соответственно ее низкая удельная стоимость позволяют снизить срок окупаемости ПГУ;

- использование малотоксичных выносных камер сгорания ГТ обеспечивает эмиссию оксидов азота при работе на природном газе в диапазоне нагрузок ГТ от 50 до 100 % не более 25 ppm (50 мг/м³);

- котел–утилизатор с двумя уровнями давления генерируемого пара (7,3 и 0,6 МПа) обеспечивает глубокое (до 100 ... 110 °С и ниже) охлаждение выхлопных газов ГТ и повышение коэффициента использования теплоты топлива ПГУ;

- скользящее давление пара в контурах котла–утилизатора на всех режимах работы газовой турбины поддерживает максимально высокую тепловую экономичность ПГУ в широком диапазоне изменения ее нагрузки и температуры наружного воздуха;

- поддержание постоянной температуры выхлопных газов ГТ в широком диапазоне изменения ее нагрузки (от 100 до 50 %) за счет использования поворотного входного направляющего аппарата компрессора газовой турбины обеспечивает максимально высокую тепловую экономичность на режимах частичных нагрузок, а также повышает надежность работы котла–утилизатора;

- использование деаэратора питательной воды повышенного давления, запитанного паром из контура низкого давления КУ снижает количество поверхностей нагрева, последовательно расположенных по ходу газов по сравнению с вариантом атмосферного деаэратора (ликвидируется экономайзер низкого давления);

- паровая турбина с уплотненной поворотной диафрагмой в камере нижнего теплофикационного отбора поддерживает широкий диапазон регулирования давления в отборах и минимальный (вентиляционный) пропуск пара в конденсатор на режимах полной тепловой нагрузки ПГУ;

- отпуск части теплоты в горячей воде непосредственно от котла–утилизатора через водоводяной теплообменник, включенный в контур рециркуляции газового подогревателя конденсата КУ обеспечивает максимально глубокую утилизацию теплоты выхлопных газов ГТ независимо от температурного графика теплотребления при одновременном поддержании минимально допустимого недогрева основного конденсата на выходе из ГПК (8 ... 10 °С) до температуры насыщения в деаэраторе;

- сетевая подогревательная установка с выносным охладителем конденсата греющего пара обеспечивает минимальную температуру конденсата на всех режимах теплотребления, позволяет глубоко охладить выхлопные газы в КУ и повысить, таким образом, коэффициент использования теплоты топлива, сжигаемого в КС ГТ.

Основные показатели работы ПГУ-230 на различных режимах и при различных значениях температуры наружного воздуха приведены в табл. ПЗ.1.

Таблица ПЗ.1

Зависимость показателей ПГУ-230 от температуры наружного воздуха и нагрузки

№№ расчетных режимов п/п	1	2	3	4	5	6	7	8
Атмосферное давление, бар	0,986							
Относительная влажность наружного воздуха, %	60							
Топливо	природный газ с $Q_H^p = 33,36$ МДж/нм ³ и $\rho_T = 0,688$ нм ³ /кг							
Потери давления на всасе/выхлопе ГТ, мбар	10/30							
Температура наружного воздуха, °С	-24	-6,9	-6,2	-4,3	-2,0	+0,2	+5,5	+5,8
Нагрузка ГТ, %	100							
Температура обратной сетевой воды, °С	65,0	50,0	49,9	47,6	46,7	45,0	39,0	39,0
Расход циркуляционной воды, т/ч	8000							
Температура циркуляционной воды, °С	10,0						11,0	11,3
Тепловая нагрузка ПГУ, МВт	182,15	183,87	183,87	182,94	182,24	180,15	179,68	179,33
Мощность ГТ, МВт	172,7	165,4	164,8	163,2	161,1	159,4	154,8	154,5
Расход топлива ГТ, кг/с	10,454	10,01	9,973	9,876	9,755	9,666	9,44	9,43
Мощность ПТ, МВт	47,3	53,2	53,1	54,2	54,8	55,3	55,4	55,3
Мощность ПГУ, МВт	220,0	218,6	217,9	217,4	215,9	214,7	210,2	209,8
Коэффициент утилизации теплоты топлива, %	79,3	83,0	83,1	83,65	84,2	84,3	85,2	85,15

Продолжение таблицы ПЗ.1

№№ расчетных режимов п/п	9	10	11	12	13	14	15
Атмосферное давление, бар	0,986						
Относительная влажность наружного воздуха, %	60						
Топливо	природный газ с $Q_H^p = 33,36$ МДж/нм ³ и $\rho_T = 0,688$ нм ³ /кг						
Потери давления на всасе/выхлопе ГТ, мбар	10/30						
Температура наружного воздуха, °С	+11,6	+12,7	+15,0	+15,0	+15,0	+15,0	+15,0
Нагрузка ГТ, %	100				75	75	50
Температура обратной сетевой воды, °С	30					–	–
Расход циркуляционной воды, т/ч	8000						
Температура циркуляционной воды, °С	16,7	17,5	18,7	23,1	20,8	24,4	23,6
Тепловая нагрузка ПГУ, МВт	177,18	176,43	145,6	87,23	87,23	–	–
Мощность ГТ, МВт	149,4	148,5	146,4	146,4	109,8	109,8	73,2
Расход топлива ГТ, кг/с	9,19	9,15	9,07	9,07	7,43	7,43	5,55
Мощность ПТ, МВт	55,2	55,3	51,9	59,6	49,0	61,6	47,5
Мощность ПГУ, МВт	204,6	203,8	198,3	206,0	158,8	171,4	120,7
Коэффициент утилизации теплоты топлива, %	85,7	85,7	78,2	66,7	68,3	47,6	44,9
КПД ПГУ в конденсационном режиме, %	–					47,6	44,9

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

Б – барабан котла-утилизатора
ВВТ – водоводяной теплообменник
ВД (вд) – высокое давление
ГВП – газоводяной подогреватель
ГПК – газовый подогреватель конденсата
ГТ – газовая турбина
ГТД – газотурбинный двигатель
ГТУ – газотурбинная установка
Д – деаэратор
И – испарительная поверхность котла-утилизатора
КС – камера сгорания газотурбинной установки
Кр – конденсатор
КУ – котел-утилизатор
НД (нд) – низкое давление
ПГУ – парогазовая установка
ПЕ – пароперегревательная поверхность котла-утилизатора
ПН – питательный насос
ПСУ – паросиловая установка
ПТ – паровая турбина
ПТУ – паротурбинная установка
СД (сд) – среднее давление
СП – сетевой подогреватель
УПГУ – бинарная парогазовая установка утилизационного типа
Э – экономайзерная поверхность котла-утилизатора

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ПГУ И ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.	5
1.1. Общая характеристика ПГУ утилизационного типа.	5
1.2. Характеристика современных энергетических ГТУ	8
1.3. Выбор оптимальных параметров паровой части схемы	12
1.4. Общие рекомендации по выбору основного оборудования. . .	15
2. ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ПГУ.	17
2.1. Составление тепловой схемы.	17
2.2. Особенности расчета тепловой схемы бинарных установок. .	19
2.3. Выбор расчетного режима	21
3. УКРУПНЕННЫЙ РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА	23
4. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ	32
5. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.	50
ЛИТЕРАТУРА.	57
ПРИЛОЖЕНИЯ.	58
Приложение 1. Физические свойства газов	58
Приложение 2. Характеристики основного оборудования парогазовых установок	62
Приложение 3. Проекты ПГУ концерна «Силовые машины» с ГТЭ-160	78
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.	83