

В. Г. Злобин

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Часть 3. ГАЗОТУРБИННЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭС

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2026**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики**

В. Г. Злобин

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ
Часть 3. ГАЗОТУРБИННЫЕ
И ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭС

Учебное пособие

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2026

УДК 621.438+621.311

ББК 31.373+31.374

3680

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики
Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного
университета промышленных технологий и дизайна

Е. Н. Громова;

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры промышленной энергетики
Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С. М. Кирова

И. В. Иванова

Злобин, В. Г.

3680 Тепловые электростанции. Часть 3. Газотурбинные и парогазовые ТЭС: учебное пособие / В. Г. Злобин. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2026. — 126 с.

ISBN 978-5-91646-474-0

Учебное пособие соответствует программе и учебному плану дисциплины «Тепловые электростанции» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

В учебном пособии представлены показатели и тепловые схемы газотурбинных установок электростанций, элементы технологической схемы ГТУ, режимы работы и эксплуатация энергетических ГТУ, методика расчета принципиальной тепловой схемы ГТУ, тепловые схемы и энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ, показатели и тепловые схемы парогазовых ТЭЦ, методика расчета тепловой схемы ПГУ с КУ, расчет энергетических показателей ПГУ, приведены характеристики современных энергетических установок комбинированного цикла.

Пособие предназначено для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения. Материал может быть также полезен магистрам при изучении дисциплины «Паротурбинные установки ТЭС и АЭС», обучающимся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Технология производства электрической и тепловой энергии».

Учебное пособие также может помочь при курсовом проектировании и при выполнении выпускных квалификационных работ и магистерских диссертаций. Учебное пособие может пригодиться инженерам-теплоэнергетикам, персоналу теплоэнергетических предприятий и институтов по проектированию и эксплуатации энергетических установок тепловых электростанций

УДК 621.438+621.311

ББК 31.373+31.374

ISBN 978-5-91646-474-0

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2026

© Злобин В. Г., 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
РАЗДЕЛ 1. ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.....	11
1.1. Газотурбинные установки электростанций. Показатели, тепловые схемы	11
1.2. Элементы технологической схемы ГТУ	23
1.3. Режимы работы и эксплуатация энергетических ГТУ	30
1.4. Расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ	34
1.5. Тепловые схемы и показатели экономичности газотурбинных теплоэлектростанций.....	36
1.6. Энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ.....	43
1.7. Задачи	48
1.8. Контрольные вопросы к Разделу 1	57
РАЗДЕЛ 2. ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭЦ	58
2.1. Парогазовые установки с котлом-утилизатором	59
2.2. Парогазовые и газотурбинные ТЭЦ.....	65
2.3. Методика расчета тепловой схемы конденсационной парогазовой установки с котлом-утилизатором.....	74
2.4. Парогазовые установки с параллельной схемой работы	81
2.5. Парогазовые установки «сбросного» типа	82
2.6. Парогазовая установка с впрыском пара в камеру сгорания ГТУ	89
2.7. Парогазовая установка с «вытеснением» регенерации	93
2.8. ПГУ с внутрицикловой газификацией углей	96
2.9. Расчет энергетических показателей ПГУ	98
2.10. Экономические показатели эффективности ТЭЦ.....	103
2.11. Задачи	107
2.12. Контрольные вопросы к Разделу 2	115
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	116
ПРИЛОЖЕНИЕ	118

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$\bar{G}_{\text{пр}}$ – удельный приведенный расход воздуха через компрессор;
 $\bar{n}_{\text{макс}}$ – максимальная приведенная частота вращения ротора газотурбинной установки (ГТУ);
 $B_{\text{Г.Т1}}, B_{\text{Г.Т2}}, B_{\text{Г.Т}}^{\text{н}}$ – расходы топлива для различных условий работы ГТУ, кг/ч;
 $\underline{n}_{\text{мин}}$ – минимальная приведенная частота вращения ротора ГТУ;
 $n_{\text{пр}}$ – приведенная (аэродинамическая) частота вращения ротора компрессора ГТУ;
 $h_{\text{КТ}}, h_{\text{УХ}}$ – энтальпии соответственно отработавших газов ГТУ и отработавших газов котла-утилизатора (КУ), кДж/кг;
 $h_{\text{КУ}}$ – энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг;
 $h_{\text{н.т}}, h_{\text{к.т}}$ – энтальпия газов, при температурах на входе и выходе газовой турбины (ГТ), кДж/кг;
 $h_{\text{п}}, h_{\text{ок}}$ – энтальпии соответственно технологического пара и его обратного конденсата, кДж/кг;
 $h_{\text{пс}}, h_{\text{ос}}$ – энтальпии соответственно прямой и обратной сетевой воды, кДж/кг;
 $h_{\text{Тл}}$ – энтальпия подогретого топлива, подводимого в камеру сгорания (КС), кДж/кг.
 $A_{\text{ПГУ}}$ – энергетический коэффициент парогазовой установки (ПГУ) по производству электрической и энергии;
 $B_{\text{Г.Т}}$ – расход топлива в газовой турбине, кг/с;
 $B_{\text{Г.Т}}$ – расход топлива в КС, кг/с;
 $B_{\text{дж}}$ – количество дожигаемого перед КУ топлива, кг/с;
 C_{NO_x} – концентрация оксидов азота, млн^{-1} ;
 $C_{\text{р}}$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);
 $D_{\text{п}}$ – расход пара на охлаждение, кг/ч (т/ч);
 $D_{\text{п}}, G_{\text{с.в}}$ – количество соответственно технологического пара и сетевой воды, кг/с;
 $D_{\text{пе}}$ – относительные изменение расхода пара, кг/с;
 $G_{\text{в}}$ – расход воздуха через компрессор, кг/с;
 $G_{\text{в}}, G_1, G_{\text{охл}}, G_2$ – расход воздуха, поступающего соответственно в камеру сгорания, регистр, щели охлаждения и смеситель, кг/с;
 $G_{\text{Г}}$ – количество продуктов сгорания, поступающих в газовую турбину, кг/с;
 $G_{\text{к}}$ – массовый расход воздуха через компрессор, кг/с;
 $G_{\text{к.т}}$ – количество отработавших газов ГТУ, кг/с;
 $G_{\text{КУ}}$ – количество газов на входе в КУ, кг/с;
 $G_{\text{охл}}$ – расход воздуха на охлаждение лопаточного аппарата газовой турбины, кг/с;
 $G_{\text{ут}}$ – утечка воздуха через концевые уплотнения компрессора, кг/с;
 $H_{\text{Г.Т}}$ – удельная работа расширения газов в турбине, кДж/кг;
 $H_{\text{д.тр}}$ – высота дымовой трубы, м;
 $H_{\text{ип.т.}}$ – срабатываемый теплоперепад в паровой турбины;

L_{Γ} – длина зоны горения в КС, мм;
 $L_{\text{см}}$ – длина зоны смешения в КС, мм;
 $N_{\Gamma}^{\text{э}}$ – мощность электрогенератора, кВт;
 $N_{\text{к}}$ – мощность компрессора, кВт;
 $N_{\text{э}}$ – энергетическая мощность ГТУ, кВт;
 $N_{\text{э}}^{\text{п}}, N_{\text{э}}^{\text{г}}$ – мощности электрических генераторов паротурбинной и газотурбинной установок ПГУ, МВт;
 $N_{\text{иг.т}}$ – внутренняя мощность газовой турбины, кВт;
 Q_1 – теплота, подведенная к рабочим телам в ПГУ (без учета потерь в паровом котле), кВт;
 Q_2 – отведенная теплота от рабочих тел ПГУ, кВт;
 $Q_{\Gamma}^{\text{кт}}$ – теплоты отработавших газов ГТУ в КУ, кВт;
 $Q_{\Gamma}^{\text{с}}$ – количество теплоты, подводимое к газовой турбине, кВт;
 $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг;
 $Q_{\text{с}}^{\text{п}}, Q_{\text{с}}^{\text{г}}$ – подводится теплота со сжигаемым топливом соответственно к паровому котлу и газовой турбине, кВт;
 $Q_{\text{т}}$ – тепловая мощность КУ (газоводяного теплообменника – ГВТО), кВт;
 $R_{\text{п.к}}, R_{\text{г.т}}$ – коэффициенты, отражающие распределение теплоты топлива между паровым котлом и ГТУ;
 $T_{\text{н.в}}$ – температура наружного воздуха перед компрессором, К;
 $T_{\text{н.т}}$ – начальная температура газов перед газовой турбиной, К;
 $T_{\text{н.т}}^{\text{макс}}$ – максимальная начальная температура газа перед ГТ, К;
 $T_{\text{н.т}}^{\text{мин}}$ – минимальная начальная температура газа перед ГТ, К;
 T_{yx} – температура отработавших газов, К;
 $V_{\text{к}}$ – объемный расход воздуха через компрессор, м³/с;
 $W_{\text{ПГУ}}$ – мощность ПГУ, МВт;
 d_{Γ} – удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара паротурбинной установки (ПТУ), кг/кг;
 $d_{\text{п}}$ – добавочная доля впрыскиваемого пара в камеру сгорания ГТ;
 $l_{\text{ГТ}}$ – удельная техническая работа обратимого адиабатного процесса расширения газа в турбине, кДж/кг;
 $l_{\text{к}}$ – удельная техническая работа обратимого адиабатного процесса сжатия воздуха в компрессоре, кДж/кг;
 $l_{\text{тГТУ}}$ – работа цикла ГТУ, кДж/кг;
 $l_{\text{тк}}, l_{\text{тГТ}}$ – удельные работы компрессора и газовой турбины, кДж/кг;
 $l_{\text{тПГУ}}$ – удельная работа цикла ПГУ, кДж/кг;
 $p_{\text{к.к}}$ – давление сжатого воздуха после компрессора, МПа;
 $p_{\text{н.в}}$ – давление наружного воздуха перед компрессором, МПа;
 $p_{\text{н.т}}$ – начальное давление газа перед газовой турбиной, К;
 q_1 – удельная теплота, подведенная к рабочему телу в камере сгорания, кДж/кг;
 $q_1, q_{\text{ГТ}}$ – удельная теплота, подводимая в цикл и отдаваемая выхлопными газами в теплообменнике для нагрева сетевой воды, кДж/кг;
 q_2 – удельная теплота, отведенная от рабочего тела в окружающую среду, кДж/кг;

$q_2^Г, q_2^П$ – удельные потери теплоты в газовом и паровом контурах соответственно, кДж/кг;
 q_{yx} – удельная теплота выходных газов ГТУ, кДж/кг;
 $t_{к.т}$ – температура отработавших газов за газовой турбиной, °С;
 $\alpha_{к.с}$ – коэффициент избытка воздуха за ГТ;
 $\alpha_{ПГУ}$ – энергетический коэффициент ПГУ по производству тепловой энергии.
 $\alpha_{ТЭЦ}$ – коэффициент теплофикации;
 $\beta_{кт}$ – коэффициент потери теплоты с выхлопными газами ГТУ;
 $\beta_p^э$ – коэффициент относительного изменения теплоты, подводимой к паротурбинной установке в составе ПГУ, с учетом воздействия на систему регенерации ПТУ;
 β_t – доля теплоты на внешнего потребителя по отношению к теплоте сжигаемого топлива;
 $\beta^т, \beta_p^т$ – коэффициенты тепловой нагрузки парового котла и газовой турбины при ее воздействии на систему регенерации ПТУ.
 $\beta_{ут}$ – коэффициент эффективности утилизации теплоты в КУ;
 β_ϕ – угол раскрытия топливного факела;
 $\beta^э$ – коэффициенты относительного изменения теплоты, подводимой к паротурбинной установке в составе ПГУ;
 $\eta_{г.т}$ – КПД внутренний относительный газовой турбины;
 $\eta_{ГТУ}^э$ – КПД газотурбинной установки по производству электроэнергии;
 $\eta_{ГТУ}^{э.н}$ – КПД производства электроэнергии (нетто) ГТУ;
 η_k – КПД политропный компрессора;
 $\eta_{к.с}$ – КПД камеры сгорания;
 $\eta_{ПГУ}$ – КПД ПГУ;
 $\eta_{ПГУ}^т$ – КПД ПГУ по производству тепловой энергии;
 $\eta_{ПГУ}^э$ – КПД ПГУ по производству электроэнергии;
 $\eta_{пик}$ – КПД пиковый ПГУ;
 $\eta_{ПТУ}^э$ – КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии;
 $\eta_{tГТУ}$ – КПД термический цикла ГТУ;
 $\eta_{tПГУ}$ – внутренний абсолютный КПД ПГУ с КУ;
 $\pi_{г.т}$ – степень расширения газов в газовой турбине с учетом потерь давления воздуха в камере сгорания и на выхлопе турбины;
 π_k – степень повышения давления в компрессоре;
 $\vartheta_{пе}$ – недогрев на входе в пароперегреватель ПГУ;
 $\eta_{п.к}$ – КПД парового котла (по прямому балансу);
 $\Delta l_{ц}^{раз}$ – раздельная часть цикла *Брайтона*, кВт;
 $\Delta l_{ц}^{тф}$ – теплофикационная часть цикла *Брайтона*, кВт;
 τ – температурный коэффициент цикла;
 φ – коэффициент сохранения теплоты в КУ;
 ψ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние сжигаемого топлива на состав газов;
 ϑ – минимальный недогрев в испарителе ПГУ.

ВВЕДЕНИЕ

Двадцать первый век отмечен постоянным совершенствованием технологического процесса ТЭС. В настоящее время в конденсационном режиме они отпускают электроэнергию с КПД (нетто) до $38 \div 40 \%$. Дальнейшее улучшение их экономичности ограничивается технологическими сложностями и повышенными требованиями к конструкционным материалам при изготовлении котельного и турбинного оборудования, связанными с повышенными давлением и температурой рабочего тела, особенностями использования водяного пара. Передовые ТЭС работают с начальными параметрами 24 МПа и 550 °С при умеренной средней температуре рабочего тела при подводе теплоты в эквивалентный цикл *Карно*. Для ТЭС сравнительно просто решается задача снижения средней температуры рабочего тела при отводе теплоты из цикла при соответствующей температуре циркуляционной воды конденсатора.

Газотурбинный двигатель, самый «молодой» в череде тепловых двигателей, сочетает в себе роторный принцип работы со сжиганием топлива в самом агрегате, что роднит его как с паровой турбиной, так и с двигателем внутреннего сгорания. Это делает его компактным и позволяет легко подключать к электрогенераторам ТЭС.

Первая энергетическая газотурбинная установка была создана в 1939 г. на фирме «Браун-Бовери» (Швейцария).

Применение в ГТУ горячих газов значительно упрощает задачу повышения средней температуры рабочего тела при подводе теплоты в цикл *Брайтона*, но при этом сложнее решается задача снижения температуры рабочего тела при отводе теплоты из цикла. Последняя достигает $550 \div 600$ °С, имея тенденцию к увеличению с ростом начальной температуры газов. Лучшие энергетические ГТУ отпускают электроэнергию с КПД (нетто), равным $40 \div 42 \%$.

История теплоэнергетики характеризуется своеобразным соревнованием между паросиловыми и газотурбинными установками и их термодинамическими циклами. Отсутствие соответствующих технологий не позволяло использовать продукты сгорания органического топлива в качестве рабочего тела, а водяной пар применялся как промежуточное рабочее тело. Параллельное развитие газовых и паровых термодинамических циклов не привело к антагонизму. Удалось максимально использовать их положительные свойства, создав комбинированную парогазовую установку. В ней теплота отработавших газов ГТУ в значительной мере используется в паровой ступени объединенного термодинамического цикла *Брайтона–Ренкина*.

Перспективное направление развития энергетики связано с газотурбинными (ГТУ) и парогазовыми (ПГУ) энергетическими установками тепловых электростанций. Эти установки имеют особые конструкции основного и вспомогательного оборудования, режимы работы и управления.

В настоящее время значительное внимание уделяется прогрессивным технологиям сжигания топлива в камерах сгорания ГТУ и улучшению

экологических показателей установок. При создании газовых турбин используются новые материалы, улучшаются системы охлаждения их элементов, применяются конструктивные схемы с повышенными значениями давления воздуха после компрессоров, с его промежуточным охлаждением, промежуточным перегревом газов в газовых турбинах, используются регенеративные циклы и схемы с впрыском пара и воды в ГТУ.

Постоянно совершенствуется паровой цикл ПГУ, осуществляется переход к двухконтурным и трехконтурным котлам-утилизаторам с промежуточным перегревом пара. Для стабилизации параметров и повышения мощности установки используется дожигание топлива. Схемы применяемых ПГУ различаются как по составу, так и по технологическому процессу. В отличие от паросиловых установок ГТУ и ПГУ характеризуются значительной чувствительностью к изменению параметров наружного воздуха, что обнаруживается при анализе их показателей.

Многочисленные публикации посвящены ГТУ различного назначения, используемым в авиации, наземном и морском транспорте, на газоперекачивающих станциях. В последние годы значительно возрос интерес к энергетическим ГТУ и ПГУ, и их особенностям и работе на тепловых электростанциях.

Парогазовые установки на природном газе – единственные энергетические установки, которые в конденсационном режиме отпускают электроэнергию с КПД (нетто), составляющим 60 % и более.

Важными факторами при оценке эффективности работы отдельных энергосистем служат себестоимость отпуска электроэнергии, удельные затраты на различные виды электрогенерирующего оборудования и сроки ввода различных объектов энергетики в эксплуатацию (таблицы 1, 2, 3). Учет этих факторов осуществляется при расширении энергосистем и появлении новых генерирующих мощностей.

Таблица 1. Себестоимость отпуска электроэнергии в мире, цент/(кВт·ч) [2]

Тип тепловой электростанции	Себестоимость
Угольная	2,4 – 3,3
Парогазовая установка (ПГУ) на природном газе	1,6 – 2,55
АЭС с реакторами ВВЭР-1000	1,8 – 3,24
Когенерационные установки	1,2 – 2,8

Применение газа в газотурбинных энергетических установках (ГТУ) существенно упрощает задачу повышения средней температуры рабочего тела при подводе теплоты по циклу *Брайтона*. Вместе с тем значительно сложнее снизить температуру газа при отводе теплоты из цикла, которая имеет тенденцию к увеличению.

В парогазовых установках теплота подводится к рабочему телу (газу) при высокой температуре продуктов сгорания органического топлива, а отвод теплоты происходит в области низких температур конденсации водяного пара. В идеальном обратимом цикле *Карно* парогазовой установки изобарный

процесс отвода теплоты в газовой части максимально приближен к изобарному процессу подвода теплоты к паровой части ПГУ.

Таблица 2. Удельные затраты на различные виды электрогенерирующего оборудования в мире (2020) [1]

Технология, используемая для производства электроэнергии	Удельные капитальные вложения, \$USA/кВт
ГТУ, дизельные электростанции	325
Комбинированный цикл (ПГУ)	535
ТЭС	1150-1470
Усовершенствованные ТЭС	1350-1470
Котлы с циркулирующим кипящим слоем под давлением	1340-1370
Котлы с циркулирующим кипящим слоем при атмосферном давлении	1370-1400
Циклы с газификацией топлива (угля)	1435-1450
АЭС	1500-2500
Волновые установки берегового типа	4800
Приливные электростанции	1840-3680
ГЭС большой мощности	1840-2760
ГЭС малой мощности	1150-3450
Геотермальные ТЭС обычного типа	1150-1720
Геотермальные ТЭС бинарного типа	1440-1720
Ветровые электростанции берегового типа	1200
Солнечные электростанции (СЭС)	3220
Установки на биотопливе	1700-2760
Когенерационные установки	400-800

Таблица 3. Сроки ввода объектов энергетики в эксплуатацию

Типы установок	Продолжительность строительства, год
Паросиловые ТЭС	6-8
ПГУ	1-3
АЭС	7-10
Когенерационная установка	0,5-2

Определенный подбор количества рабочих тел и применение сверхкритического давления пара позволяют получить идеальный цикл газового и парового рабочих тел, соответствующий обратимому циклу *Карно* (рис. 1).

Термический КПД такого цикла зависит от температуры рабочего тела при подводе теплоты к газовой части ПГУ T_1 и отвода теплоты от ее паровой части T_2 :

$$\eta_t^{\text{ПГУ}} = 1 - T_2/T_1. \quad (1)$$

При температуре окружающей среды 15°C и начальной температуре газов 1000 и 1400 °C предельное значение термического КПД ПГУ составит соответственно 77,4 и 82,8 %.

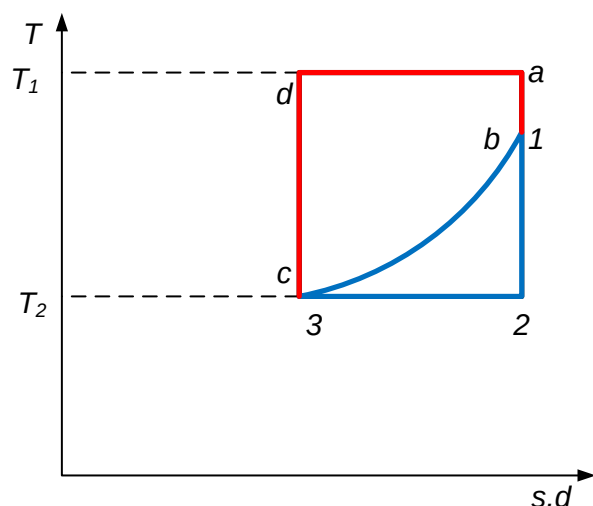


Рисунок 1. Обратимый цикл Карно в координатах $T-s, d$ двух рабочих тел
(--- газ; --- водяной пар)

Прогресс в строительстве энергетических ГТУ связан, прежде всего, с ростом начальной температуры газов перед газовой турбиной, которая за последние десятилетия увеличилась с 700 до 1500 °С. Начальное давление газа за этот период возросло с 0,6 ÷ 0,9 до 1,5 ÷ 3,0 МПа. В результате повысилась и температура выходных газов ГТУ с 350 до 630 °С, а объемная концентрация кислорода в них сократилась с 18 до 12 %. Эти обстоятельства заставили энергетиков по иному выбирать схемы применяемых ПГУ. Парогазовые установки с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ) практически вытеснили схемы ПГУ с высоконапорными парогенераторами (ПГУ с ВПГ). Шире применяются ПГУ с параллельной схемой, использование «сбросных» ПГУ сдерживается уменьшившимся содержанием окислителя и повышенной температурой выходных газов ГТУ.

РАЗДЕЛ 1. ГАЗОТУРБИННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

1.1. Газотурбинные установки электростанций. Показатели, тепловые схемы

Большинство современных ГТУ работает по схеме непрерывного сгорания топлива и выполняется по открытому (разомкнутому) или закрытому (замкнутому) циклу в зависимости от вида сжигаемого топлива. При малых капитальных затратах на сооружение они характеризуются высокой маневренностью, поэтому их используют в качестве пиковых энергоустановок. Серийные ГТУ обладают невысокой экономичностью, потребляют, как правило, высококачественное топливо (жидкое и газообразное). ГТУ имеют по сравнению с паровыми турбинами повышенные шумовые характеристики, требующие дополнительной звукоизоляции машинного отделения и воздухозаборных устройств. Воздушный компрессор потребляет значительную долю (50-60 %) внутренней энергии мощности газовой турбины. Вследствие специфического соотношения мощностей компрессора и газовой турбины диапазон изменения электрической нагрузки ГТУ невелик.

ГТУ замкнутого цикла позволяют использовать как твердое, так и высокосернистое жидкое топливо (мазут), сжигаемое в камере сгорания, где установлен подогреватель рабочего тела, обычно воздуха. Включение в схему воздухоохладителя уменьшает работу сжатия в компрессоре, а регенератора – повышает экономичность ГТУ. В качестве рабочего тела в замкнутой ГТУ могут применяться гелий и углекислый газ.

Основные преимущества ГТУ для энергосистемы заключаются в их мобильности. Время пуска ГТУ составляет $5 \div 20$ мин. ГТУ характеризуется более низкой удельной стоимостью (на 50 – 80 % меньше, чем у базовых энергоблоков), высокой степенью готовности к пуску, отсутствием потребности в охлаждающей воде, возможностью быстрого строительства ТЭС при малых габаритах электростанции и незначительном загрязнении окружающей среды. Вместе с тем ГТУ имеют невысокий КПД производства электроэнергии (28-30 %), заводское изготовление их сложнее, чем паровых турбин, они нуждаются в дорогих и дефицитных видах топлива. Эти обстоятельства определили и наиболее рациональную область использования ГТУ в энергосистеме в качестве пиковых и обычно автономно запускаемых установок с использованием установленной мощности 500 – 1000 ч/год.

Широкое применение на ТЭС получили ГТУ с разомкнутым (открытым) циклом, в которых сжигается высококачественное органическое топливо: преимущественно природный газ, реже жидкое газотурбинное топливо или высококачественный мазут. Основными элементами технологической схемы одновальной энергетической ГТУ (рис. 1.1а) являются: осевой компрессор ОК, камера сгорания КС, газовая турбина ГТ, электрогенератор ЭГ, комплексное воздухоочистительное устройство КВОУ и др. В некоторых случаях для повышения температуры и давления природного газа, сжигаемого в КС,

используют подогреватели топлива ПТл и дожимной топливный компрессор ДК.

Термодинамический цикл Брайтона ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении для теоретических и реальных процессов и баланс энергии в ГТУ изображены на рисунке 1.1б и в.

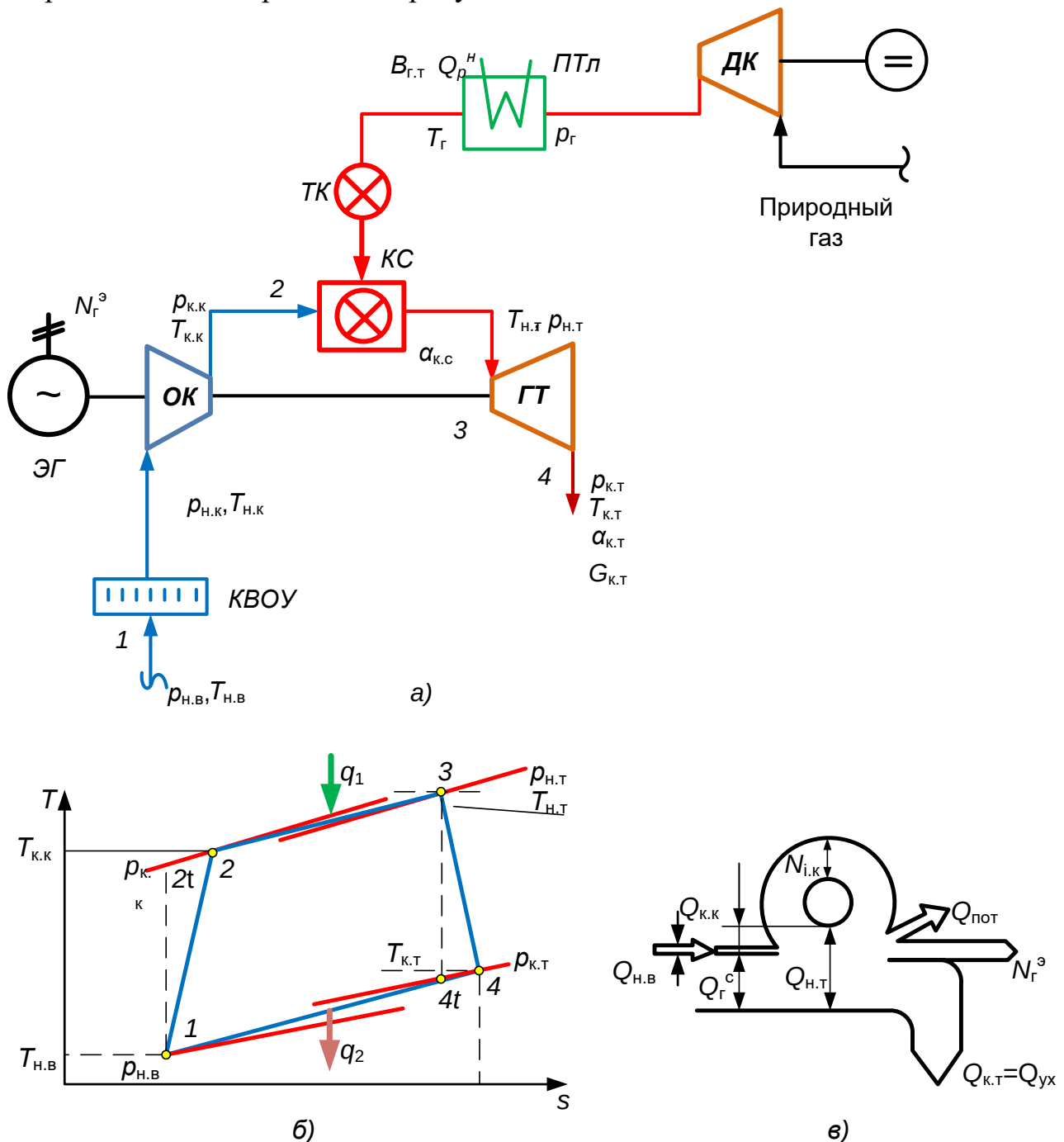


Рисунок 1.1. Принципиальная тепловая схема (а), термодинамический цикл Брайтона в T, s-диаграмме (б) и баланс энергии (в) одновальной энергетической ГТУ открытого типа:

q_1, q_2 – удельная теплота, подводимая к циклу и отводимая от него;
 $2t, 4t$ – точки состояния рабочего тела в идеальном процессе; $Q_{г}^c$ – количество теплоты, подводимой к ГТ

Преобразование химической энергии сжигаемого топлива в электрическую осуществлено в пределах одной компактной установки в отличие от более сложных и громоздких паросиловых установок.

Особенностью ГТУ является использование в качестве рабочего тела атмосферного воздуха, забираемого ОК. После сжатия воздуха в компрессоре он с определенной температурой и давлением вводится в КС. Сюда через топливные клапаны ТК подводится и сжигается в среде сжатого воздуха топливо. В КС формируется начальная температура газов перед ГТ $T_{н.т}$, с чем связан повышенный избыток воздуха в газах за ГТУ. Эта величина уменьшается с ростом $T_{н.т}$, и в различных установках составляет $\alpha_{к.с} = 2,5 \div 5$.

Начальное давление газов $p_{н.т}$ перед ГТ определяется степенью повышения давления в компрессоре $\pi_k = \frac{p_{к.к}}{p_{н.к}} = 15 \div 30$, являясь величиной переменной. В газовой турбине (тепловом двигателе) газы расширяются до конечных температуры $T_{к.т}$ и давления $p_{к.т}$ (близкого к атмосферному) и удаляются в дымовую трубу. Работа теплового двигателя ГТ расходуется в компрессоре (60 ÷ 70 %) и преобразуется в электрическую энергию в электрогенераторе (30 ÷ 40 %).

Простейшие тепловые схемы энергетических ГТУ приведены на рисунке 1.2. Применяются одновальные (см. рис. 1.2а) либо многовальные (см. рис. 1.2б) установки, а также ГТУ со свободной силовой ГТ (ТНД) (см. рис. 1.2г) в тех случаях, когда авиационный газотурбинный двигатель (ГТД) переводится в энергетическую ГТУ.

Для повышения экономичности газотурбинных установок используют ГТУ с регенерацией теплоты отработавших газов ГТ, что позволяет сэкономить топливо, но усложняет конструкцию установки (см. рис. 1.2б).

Важной особенностью ГТУ является зависимость их показателей от параметров наружного воздуха, а в первую очередь от температуры. Под ее влиянием изменяется расход воздуха через компрессор, соотношение внутренних мощностей компрессора и газовой турбины и в итоге – электрическая мощность ГТУ и ее КПД. Изменение электрического КПД в сторону его уменьшения особенно значительно при температуре наружного воздуха выше 5 – 10 °С. С повышением температуры наружного воздуха от +15 до +40 °С этот КПД уменьшается на 13-27 % в зависимости от температуры газов перед газовой турбиной и вида сжигаемого топлива.

Повышение наружной температуры воздуха увеличивает коэффициент избытка воздуха за газовой турбиной и температуру отработавших газов, что способствует ухудшению энергетических показателей ГТУ.

Повышение атмосферного давления приводит к повышению расхода воздуха через компрессор вследствие увеличения плотности воздуха.

С ростом этого давления в диапазоне $p_{н.в} = 96 \div 107$ кПа (720 ÷ 800 мм рт. ст.) при постоянном значении температуры наружного воздуха электрическая мощность ГТУ возрастает примерно на 10 %, тогда как электрический КПД установки остается практически постоянным.

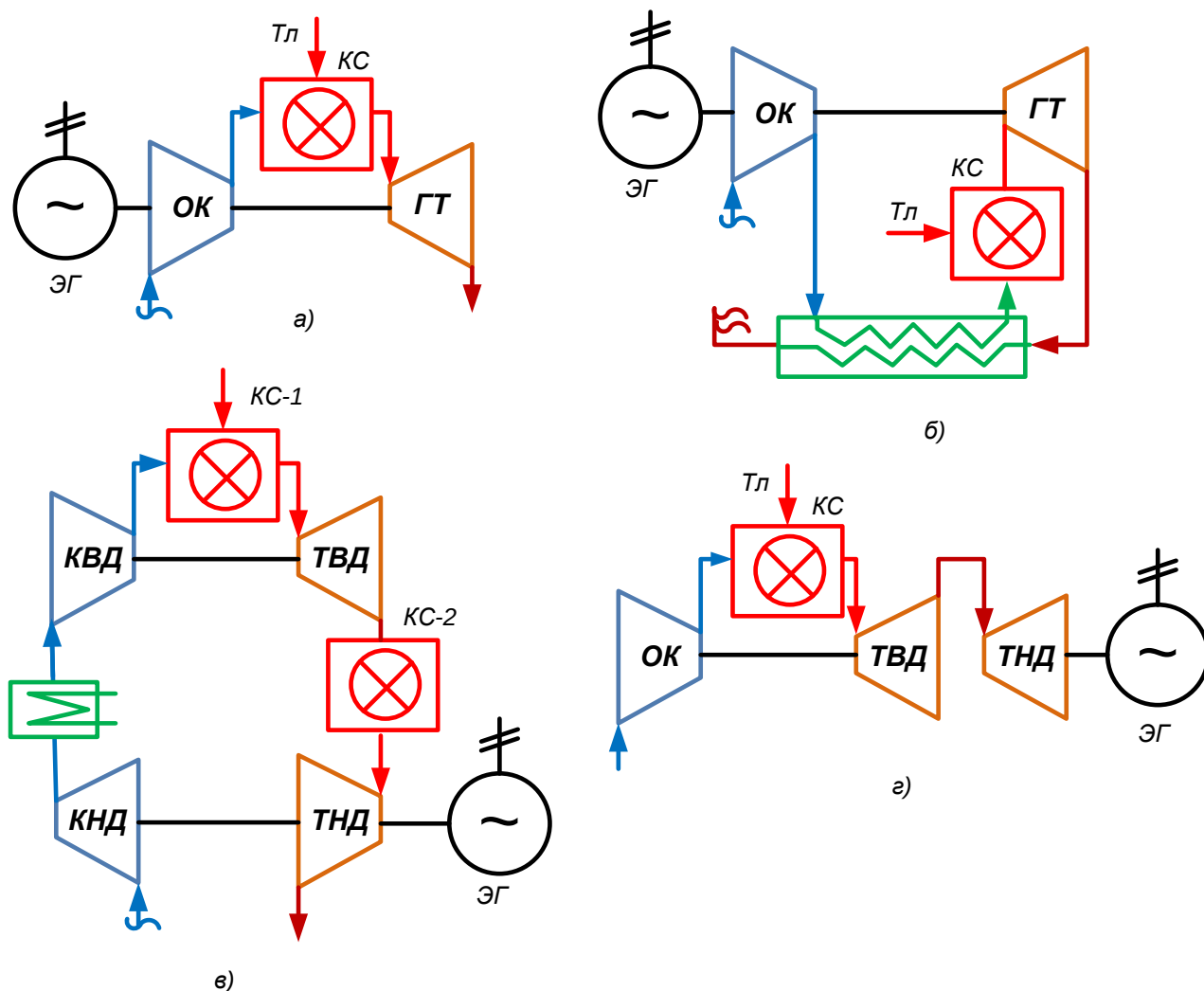


Рисунок 1.2. Простейшие тепловые схемы газотурбинных установок открытого типа:

КНД, КВД – компрессоры низкого и высокого давлений; *ТВД, ТНД* – газовые турбины высокого и низкого давлений; *КС-1, КС-2* – камеры сгорания первой и второй ступеней; *Тл* – топливо; остальные обозначения – см. рис. 1.1

Промежуточное охлаждение воздуха между ступенями компрессора уменьшает потребляемую им мощность, а двухступенчатый подвод топлива в камерах сгорания газовых турбин высокого и низкого давлений увеличивает вырабатываемую энергию. Возможны и другие технические решения, например, промежуточный перегрев газа в ступенях газовой турбины.

Предлагаемые различными российскими и зарубежными фирмами энергетические ГТУ можно условно разделить на ГТУ малой и средней мощности (до 25 ÷ 30 МВт). Они обычно создаются на базе ГТД, а их тепловые схемы представлены на рисунках 1.2в, г. Энергетические ГТУ большой мощности (70 ÷ 300 МВт) обычно выполняют одновальными, иногда используя регенерацию (см. рис. 1.2а, б).

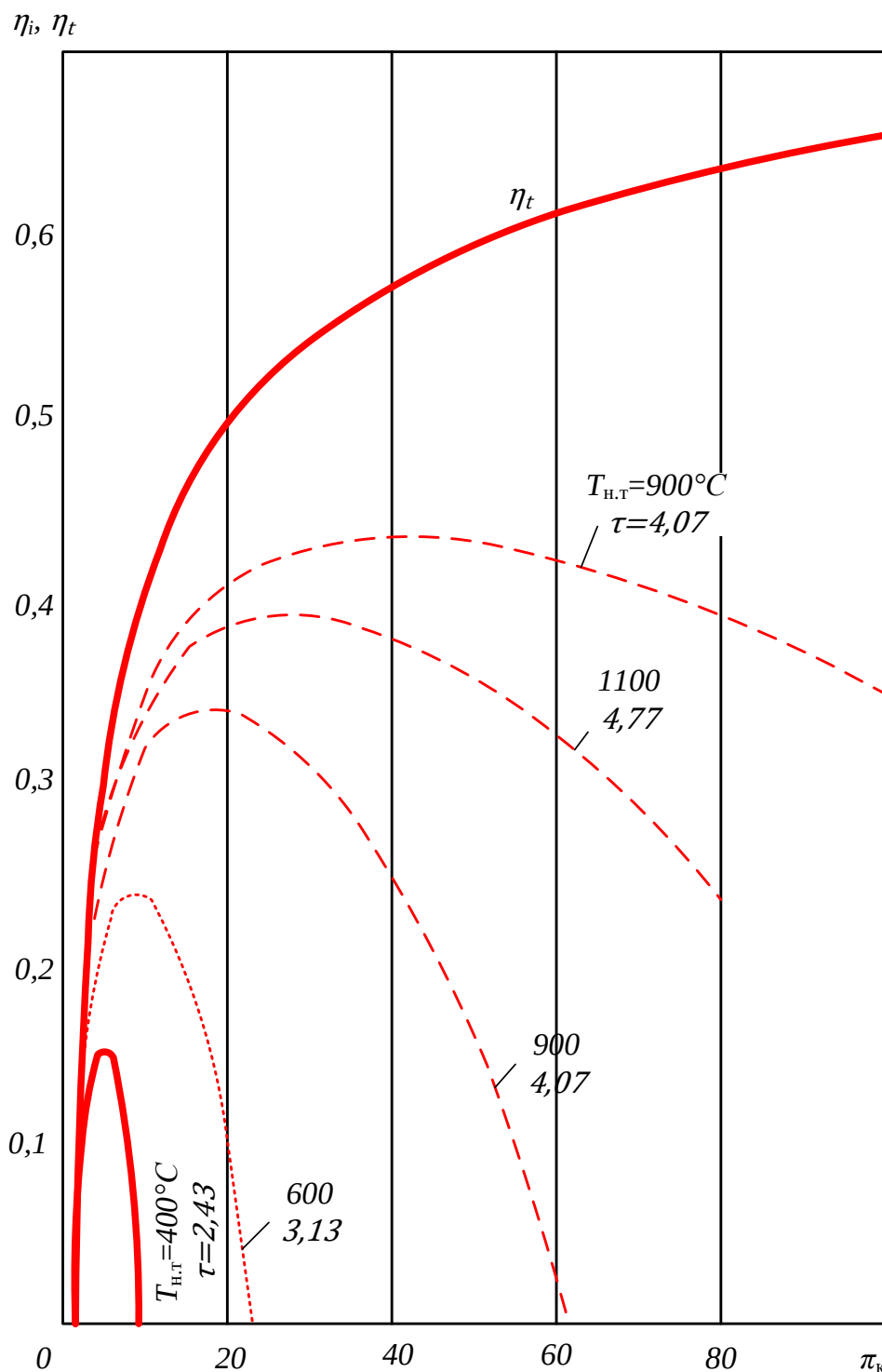


Рисунок 1.3. Зависимость внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления воздуха в компрессоре и начальной температуры газов ($T_{н.в} = 15^\circ\text{C}$)

Термический КПД цикла *Брайтона* ГТУ зависит от степени повышения давления воздуха в компрессоре установки и растет с увеличением π_k . Абсолютный внутренний КПД реального цикла учитывает соответствующие потери и имеет свой максимум в зависимости не только от значения π_k , но и от температурного коэффициента цикла $\tau = T_{н.т}/T_{н.в}$ (рис. 1.3). При проектировании энергетических ГТУ для условий работы в автономном

режиме без утилизации теплоты отработавших газов КПД производства электроэнергии (нетто) $\eta_{ГТУ}^{э.н.}$ возрастает с увеличением начальных параметров газов (рис. 1.4а).

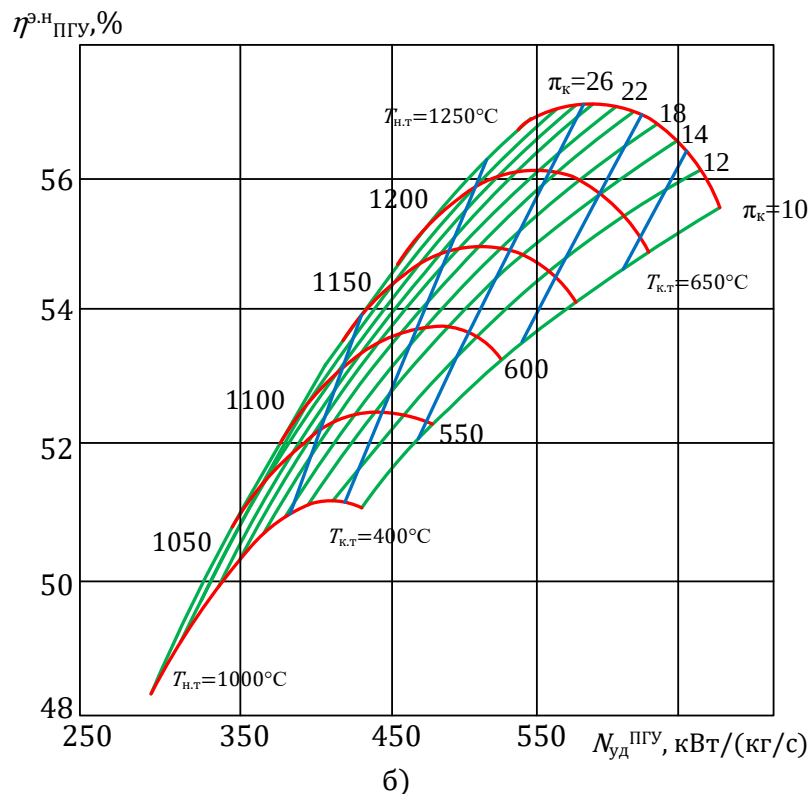
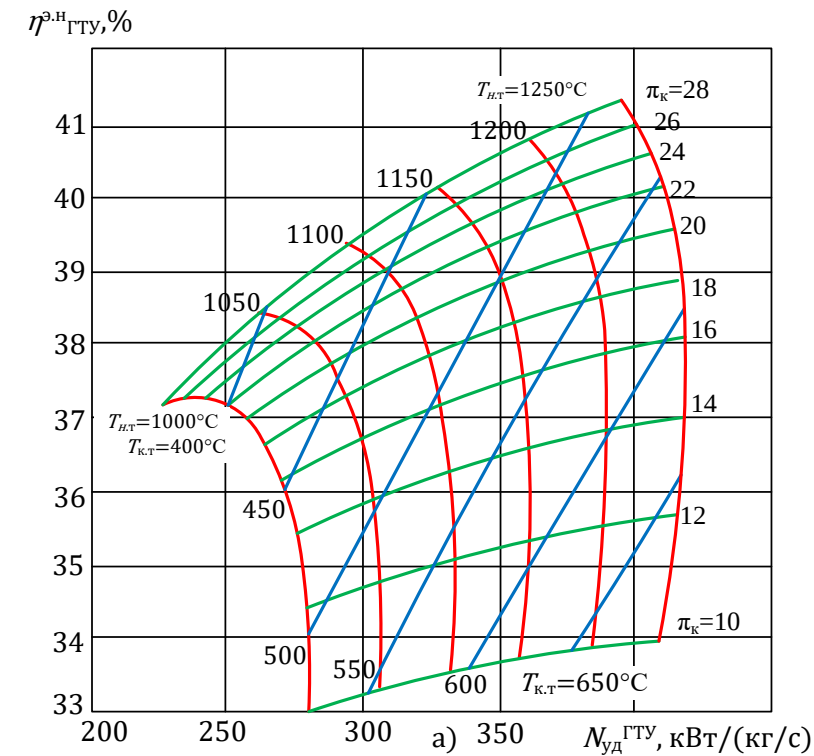


Рисунок 1.4. Зависимости электрических КПД (нетто) ГТУ $\eta_{ГТУ}^{э.н.}$ простой схемы открытого цикла (а) и ПГУ $\eta_{ПГУ}^{э.н.}$ с котлом-утилизатором двух давлений (8 и 0,6 МПа) (б) от их удельной мощности, начальной температуры газов $T_{н.т}$ и степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k

Методика расчета тепловой экономичности обратимого цикла ГТУ

Удельная техническая работа обратимого адиабатного процесса сжатия воздуха в компрессоре 1-2 (см. рис. 1.1) соответствует разности энтальпий этого процесса, а для воздуха со свойствами идеального газа – разности температур, умноженной на изобарную теплоемкость воздуха:

$$l_k = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1). \quad (1.1)$$

В p,v -диаграмме работа компрессора может быть представлена площадью под процессом 1-2 в проекции на ось давлений 1 – 2 – a – b .

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу в камере сгорания, соответствует изобарному процессу 2-3 и рассчитывается как:

$$q_1 = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2). \quad (1.2)$$

В T,s -диаграмме q_1 соответствует площадь под процессом 2-3.

Удельной технической работе обратимого адиабатного процесса расширения газа в турбине 3-4 соответствует разность энтальпий этого процесса, а для продуктов сгорания топлива со свойствами идеального газа – разности температур, умноженную на изобарную теплоемкость воздуха:

$$l_{ГТ} = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4). \quad (1.3)$$

Удельной теплоте, отведенной от рабочего тела в окружающую среду, соответствует изобарный процесс 4-1 и рассчитывается как:

$$q_2 = h_4 - h_1 = C_p(T_4 - T_1). \quad (1.4)$$

В T,s -диаграмме q_2 соответствует площадь под процессом 4-1.

Удельная работа цикла ГТУ может определяться как разность работ турбины и компрессора или как разность подведенной к рабочему телу и отведенной от рабочего тела теплоты:

$$l_{tГТУ} = l_{ГТ} - l_k = q_1 - q_2. \quad (1.5)$$

Необходимо обратить внимание на то, что в ГТУ работа компрессора может составлять до 50 % от работы газовой турбины.

Термический КПД цикла ГТУ определяется выражением:

$$\begin{aligned} \eta_{tГТУ} &= \frac{l_{tГТУ}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \\ &= 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}, \end{aligned} \quad (1.6)$$

Современные ГТУ в большинстве случаев ориентированы на применение в парогазовых установках. Высокая начальная температура газов и умеренное значение π_k позволяют получить максимальный КПД ПГУ $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э.н}}$ (рис. 1.4б). Для ГТУ характерны следующие параметры рабочего тела:

$$\pi_k = 15 \div 20; T_{\text{н.т}} = 1250 \div 1500 \text{ }^{\circ}\text{C}; T_{\text{к.т}} = 540 \div 630 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для ГТУ КПД по производству электроэнергии определяется по выражению

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{B_{\text{Г.Т}} \cdot (Q_{\text{н}}^{\text{р}} + h_{\text{тл}})}, \quad (1.7)$$

где $N_{\text{Г}}^{\text{э}}$ – мощность электрогенератора, кВт;

$B_{\text{Г.Т}}$ – расход топлива в газовой турбине, кг/с;

$h_{\text{тл}}$ – энтальпия подогретого топлива, подводимого в КС, кДж/кг.

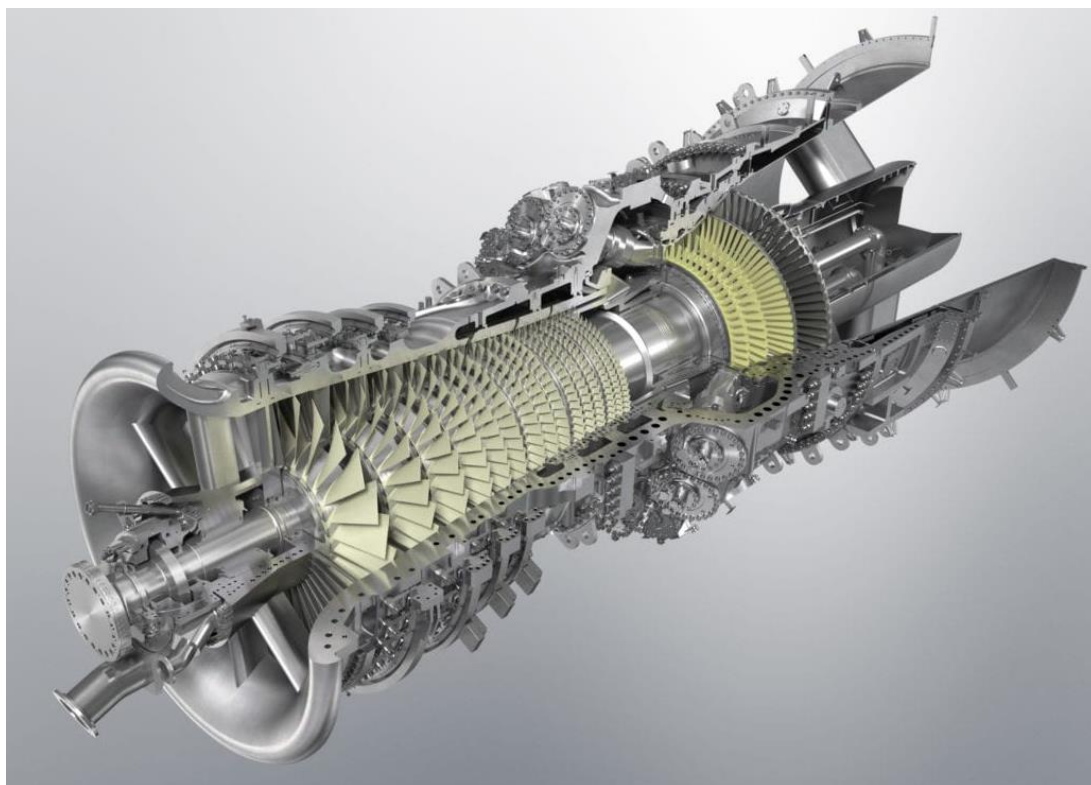


Рисунок 1.5. Общий вид энергетической ГТУ типа V94.3A (фирмы «Siemens»)

Таблица 1.1. Газотурбинные установки фирмы «Siemens»

Тип газотурбинной установки	Мощность (брутто), МВт	КПД (брутто), %	Расход отработавших газов, кг/с	Температура отработавших газов, $^{\circ}\text{C}$
V64.3A	67	36,8	191	589
V94.2A	130	35,2	520	585
V94.3A	265	38,5	656	584

Энергетическая ГТУ – это компактная, высокотехнологическая система, работающая в автоматическом режиме (см. рис. 1.5 и 1.6, а также табл. 1.2–1.4).

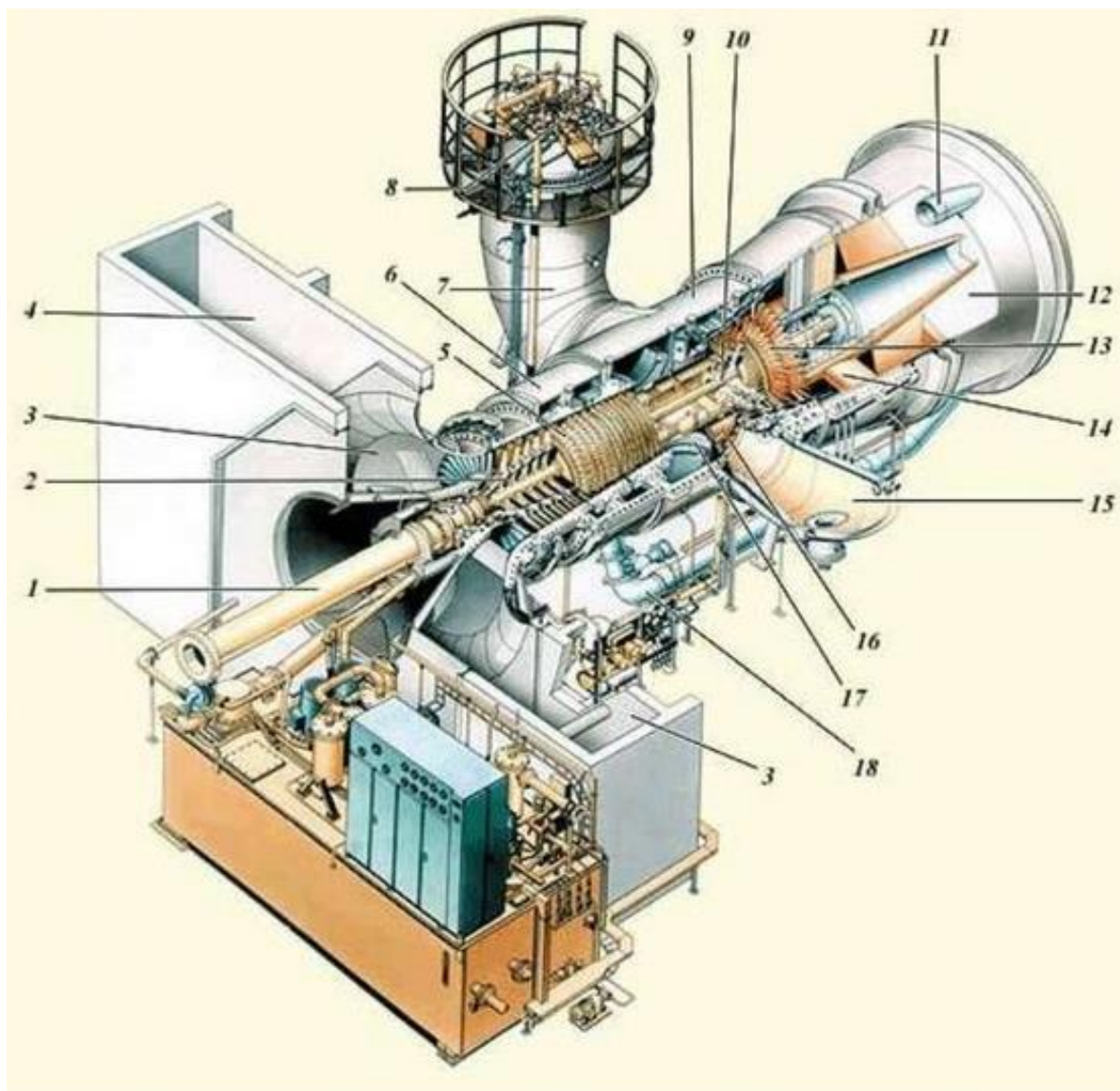


Рисунок 1.6. Устройство ГТУ V94.2 фирмы «Siemens»:

1 – вал-проставка между роторами; 2 – диск воздушного компрессора; 3 – входной конфузор воздушного компрессора; 4 – шахта подвода воздуха от комплексного воздухоочистительного устройства; 5 – проточная часть воздушного компрессора; 6 – корпус компрессора с подвешенными обоймами; 7 – камера сгорания; 8 – площадка обслуживания топливоподающих устройств камеры сгорания; 9 – средняя силовая часть корпуса; 10 – стяжной болт ротора ГТУ; 11 – обводные трубопроводы; 12 – выходной патрубок ГТУ (диффузор); 13 – проточная часть газовой турбины; 14 – силовые стойки, крепящие корпус подшипника к корпусу диффузора; 15 – переходной патрубок от зоны горения камеры сгорания к первой ступени газовой турбины; 16 – сопловой аппарат первой ступени газовой турбины; 17 – выходной патрубок воздушного компрессора; 18 – обводная линия с антипомпажным клапаном

Таблица 1.2. Характеристики ГТУ и соответствующих им ПГУ-КУ мощностью более 70 МВт

Показатель	Фирма-изготовитель (разработчик), тип ГТУ и год выпуска												
	«Альстом»		«Дженерал Электрик»				«Мицубиси»			«Сиенс»			
	GT13E2	GT26	PG6101FA	PG9171E	PG923EC	PG351FA	MW701DA	MW701F	MW701G	V64.3A	V94.2	V94.2A	V94.3A
	1993	1994	1993	1987	1994	1996	1992	1997	1998	1996	1987	1997	1995
Мощность, МВт	168,0	265	70,1	123,4	169,2	255,6	144,1	270,3	334,0	70,0	159,0	190,0	255,0
КПД, %	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
Мощность пиковая, МВт	176,9	-	73,6	133,0	184,7	-	-	-	-	-	167,0	-	-
Отношение давлений компрессора	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
Расход воздуха, кг/с										190,2	513,9	527,0	641,0
Частота вращения, мин-1	532,5	562,0	205,2	404,1	499,0	645,6	445,4	652,4	737,8	5400	3000	3000	3000
Температура газов в турбине, °С:	3000	3000	5254	3000	3000	3000	3000	3000	3000				
на входе										1315	1100	-	1315
на выходе	1180	1290	1290	1124	1204	1290	1180	1350	1410	571	538	570	577
Возможная выработка теплоты, МВт	524	640	589	538	558	609	536	586	587	94	237	260	313
Масса ГТУ, т	237	300	105	186	240	345	204	328	360	ПО	295	320	330
Габаритные размеры, м:	330	335	-	863	772	1090	200	340	420				
Длина										11,0	14,0	12,0	12,5
Ширина	10,8	12,3	36,6	35,1	41,2	34,2	12,5	17,3	18,2	4,0	12,5	6,0	6,1
Высота	6,4	5,0	6,1	23,5	16,2	7,6	5,2	5,8	6,2	4,8	8,4	7,4	7,5
Мощность ПГУ с одной ГТУ, МВт	5,4	5,5	10,4	11,9	13,7	15,2	5,2	5,8	6,2				
КПД ПГУ с одной ГТУ, %	168,0	396	107,4	189,2	259,3	390,8	21,5	399	484,4	101	238	285	380
Мощность, МВт: ГТУ	49,7	58,5	53,2	52,0	54,0	56,7	51,4	56,9	58,0	53,7	52,1	56	58
паровой турбины	-	257	69,1	121,6	166,6	254,1	142,1	266,1	328,9	67,5	154	-	-
Наибольшее число ГТУ	-	140	40,1	70,4	96,6	141,8	70,4	132,9	155,5	32,0	88	-	-
Мощность ПГУ с ними, МВт	3	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	2
КПД ПГУ с ними, %										203	478	558	760
Мощность, МВт: всех ГТУ	727,5	750	218,7	383,7	522,6	786,9	642,3	804,7	972,1	54,0	52,3	54,4	58
паровой турбины	53,5	58,2	54,1	52,7	54,4	57,1	51,8	57,4	58,2	135	308	364	510
	477,9	465,2	138,2	243,2	333,2	508,2	423,6	532,2	657,8	70	177	205	260
	249,6	260	84,0	146,1	197,6	289,2	218,7	272,5	314,3				

Таблица 1.3. Параметры транспортных газотурбинных двигателей

Тип ГТД	T_3 , К	$\pi_{расчет}$	$\pi_{оптим}^l$	$\pi_{оптим}^n$
M62	1128	11,36	7,01	13,27
M8E	1113	12,5	6,84	12,81
M8EФ	1145	12,85	7,53	15,12
M10	1093	11,6	6,90	13,33
ДИ59	1148	13,6	7,56	15,23
ДТ59	1223	13,8	8,50	18,09
ДТ4Б	1173	12,8	7,87	16,15
МТ70	1315	17,2	9,72	22,03
M80	1573	26,2	13,55	35,87
M75	1281	17,27	9,06	19,76
M70Ф	1523	18,0	12,76	32,85
ДМ77	1436	16,8	11,44	27,99

Таблица 1.4. Основные характеристики отечественных газотурбинных установок для стационарной энергетики

Наименование	Фирма, город	Начало эксплуатации, год	Основные параметры			
			КПД, %	N_e , МВт	t_3 , °С	P_3 , МПа
ГТ-25-700-2	ЛМЗ	1970	25,0	25	700	1,00
ГТ-100	ЛМЗ	1970	28,0	100	750	2,50
ГТЭ-150	ЛМЗ	1990-1998	30,5	122,15	950	1,21
ГТ-35	ХТЗ	1971	25,0	35	770	0,67
ГТ-45	ХТЗ	1985	28,0	54,3	900	0,78
ГТГ-110	РМ-Машпроект	1999	36,0	114,5	1240	1,47
НК-37	Самара	1997	36,4	25	1147	2,30
НК-39	Самара	1998	38,0	16	1203	2,59
ГТЭР-12,5	НЗЛ	1992	32,0	12,5	850	0,48
ГТЭ-30	НЗЛ	1992	27,0	31	922	1,30
ГТЭ-60	ЛМЗ	1998	36,5	64	1250	1,56
ГТЭ-350	ЛМЗ	1999	38,5	345	1500	2,00
ГТЭ-220	ЛМЗ	2000	34,5	204	1250	1,50
ГТЭ-170	ПМ-ЛМЗ	1997	37,0	181	1345	1,50
ГТЭ-60	ПМ-ЛМЗ	1997	37,4	68,6	-	1,65
ГТЭ-25	УТМЗ	-	32,5	32,5	1060	-
ГТЭ-45	УТМЗ	-	35,0	42,5	1230	1,35
ГТЭ-115	ХТЗ	-	34,2	119	1170	1,23
ГТЭ-45	НЗЛ	1985	30,3	43	950	1,38

Примечание: ЛМЗ – Ленинградский металлический завод; ХТЗ – Харьковский турбинный завод; РМ – Объединение «Сатурн»; НЗЛ – Невский завод им. В. И. Ленина; ПМ – Объединение «Пермские моторы»; УТМЗ – Уральский турбомоторный завод.

Популярность энергетических ГТУ объясняется следующими их преимуществами:

- низкой удельной стоимостью (350 ÷ 400 долл/кВт);
- меньшими выбросами вредных веществ с выхлопными газами по сравнению с паросиловыми ТЭС;

- высоким КПД по производству электроэнергии, аналогичным КПД паросиловых ТЭС ($36 \div 42 \%$);
- возможностью быстрого пуска и набора нагрузки;
- минимальным потреблением технической воды;
- возможностью ввода в эксплуатацию в течение короткого срока (большая часть оборудования изготовлена на заводе).

В РФ работает ряд газотурбинных ТЭС: ГРЭС им. Классона ОАО «Мосэнерго», Краснодарская ТЭС, Якутская ГРЭС (см. рис. 1.7) и др. В США (данные 2003 г.) эксплуатируются 130 ГТУ-ТЭС мощностью 300 МВт и более, где установлено до 800 газотурбинных установок с простым циклом. Суммарная электрическая мощность этих ТЭС достигает 70 ГВт.



Рисунок 1.7. Якутская ГРЭС-2

По конструкции Якутская ГРЭС-2 представляет собой тепловую газотурбинную электростанцию с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии (ГТУ-ТЭЦ). Установленная мощность электростанции – 164,032 МВт, установленная тепловая мощность – 469 Гкал/час. В качестве топлива используется природный газ. Сооружения станции размещаются на двух изолированных площадках. Между собой площадки соединены технологической эстакадой. На основной площадке находятся главный корпус электростанции, здание электротехнических устройств, вспомогательные здания. На вторичной площадке возведен объединенный корпус под центральный тепловой пункт (ЦТП), водоподготовительные установки (ВПУ), насосная станция хозяйственно-питьевого водоснабжения с баками запаса воды. В ЦТП размещается теплообменное и насосное оборудование для подачи сетевой воды в городские сети теплоснабжения и установка для обеспечения теплосетей подпиточной

водой. Сооружения станции располагаются в зоне вечной мерзлоты. В главном корпусе электростанции расположены:

- четыре энергоблока мощностью 40,634 МВт, 40,441 МВт, 41,085 МВт и 41,872 МВт, каждый из которых включает в себя газовую турбину LM6000-PF/DF (рис. 1.8), генератор BDAX 7-290 ERJT и котел-утилизатор КУВ 38,1-185;
- три пиковых водогрейных котла КВ-ГМ-116,3-185.

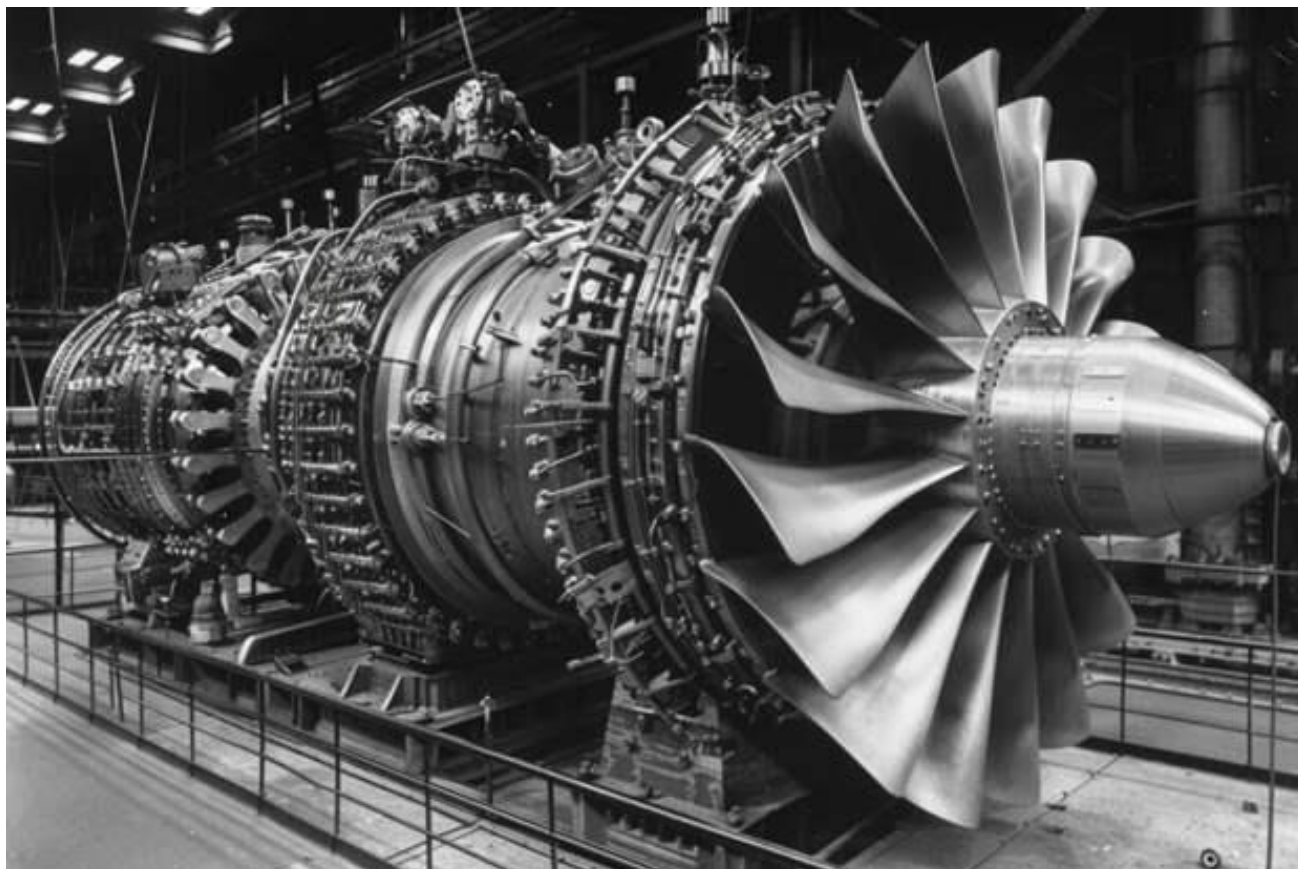


Рисунок 1.8. Газовая турбина LM6000-PF/DF

1.2. Элементы технологической схемы ГТУ

Осевой компрессор – важнейший элемент ГТУ. Его проточная часть состоит из ротора с лопаточным аппаратом, включающим в себя рабочие и направляющие лопатки, входного направляющего аппарата (ВНА), лопатки которого могут поворачиваться с помощью привода и изменять площадь сечения для прохода воздуха в компрессор и его подачу. Число ступеней в ОК достигает 15÷20 шт. (рис. 1.9).

Компрессор засасывает с помощью вращающихся рабочих лопаток через конфузор 2 предварительно очищенный в КВОУ (см. рис. 1.1) воздух и сжимает его в проточной части. Повышение давления воздуха происходит в обоих элементах ступеней и составляет $\pi_{ст} \approx 1,2$. Поэтому современные осевые

компрессоры многоступенчатые. После компрессора при давлении $p_{к.к} = 1,5 \div 3,0$ МПа сжатый воздух, выходящий через диффузор, разделяют на отдельные потоки и направляют в камеры сгорания установки. Для совершения работы сжатия компрессор потребляет до 2/3 мощности на валу теплового двигателя – газовой турбины.

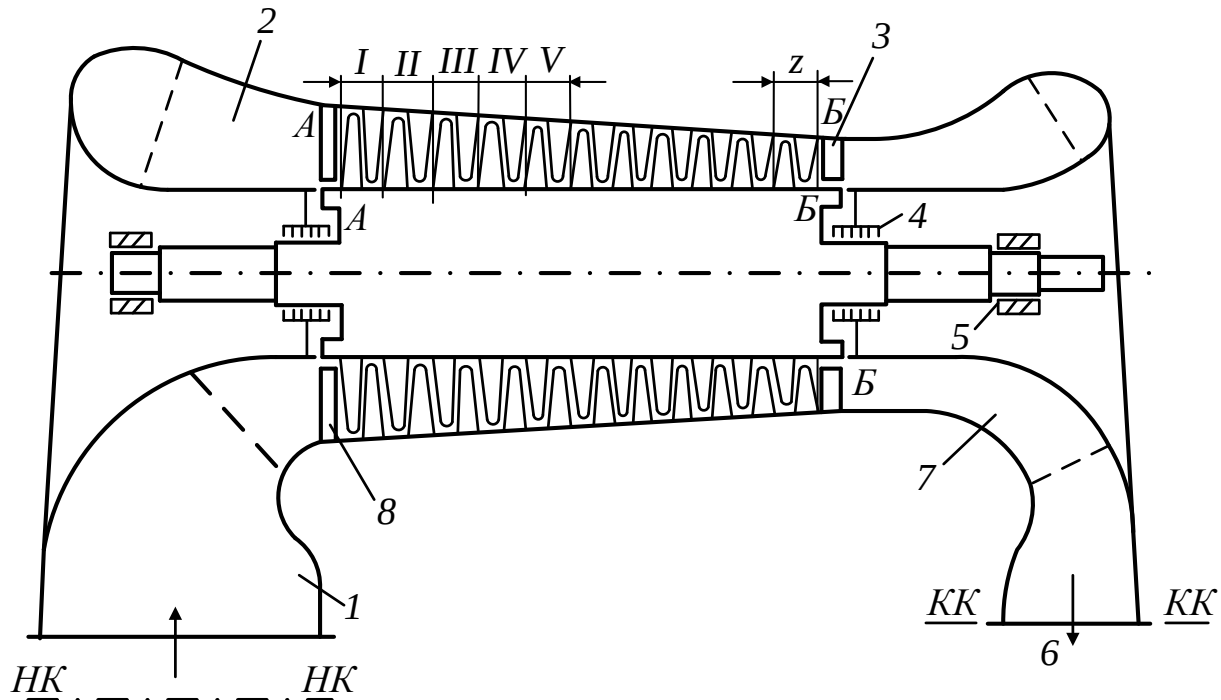


Рисунок 1.9. Конструктивная схема осевого компрессора ГТУ:

НК–НК и КК–КК – сечения на входе в компрессор и выходе из него;
 А–А и Б–Б – сечения на входе в проточную часть компрессора и выходе из нее;
 1 – вход воздуха; 2 – конфузор; 3 – спрямляющий аппарат; 4 – вал компрессора с системой уплотнений; 5 – подшипник; 6 – выход воздуха из компрессора;
 7 – диффузор; 8 – входной направляющий аппарат (ВНА)

Важное значение в работе ОК имеет зависимость массового расхода от параметров наружного (атмосферного) воздуха и прежде всего от его температуры $T_{н.в}$. Энергетические и другие типы ГТУ проектируют для базового (расчетного) режима работы, условия которого определяются Международной организацией стандартов (ISO): $T_{н.в} = 288$ К (+15°C); $p_{н.в} = 0,1013$ МПа. Расчет параметров работы компрессора в переменных (нерасчетных) режимах осуществляется с использованием его универсальной характеристики (рис. 1.10).

Линии изотерм для различных значений приведенной (аэродинамической) частоты вращения ротора компрессора (ГТУ) $\bar{n}_{пр}$ определяются отношением температур наружного воздуха в базовом и переменном режимах:

$$\bar{n}_{пр} = \sqrt{T_{н.в 0} / T_{н.в}} \quad (1.8)$$

С понижением $T_{н.в}$ значения $\bar{n}_{пр}$ возрастают и наоборот, что отражается на удельном приведенном расходе $\bar{G}_{пр}$ и на КПД компрессора $\eta_{к}$.

При определенных условиях работы ОК может оказаться в зоне *помпажа* – явления, связанного с нарушением устойчивости перемещения сжатого воздуха через проточную часть. При этом возникают сильнейшие вибрации конструкции, приводящие к ее разрушению.

Во избежание подобных режимов все ОК спроектированы для работы вне зон возникновения помпажа и снабжаются антипомпажной защитной системой.

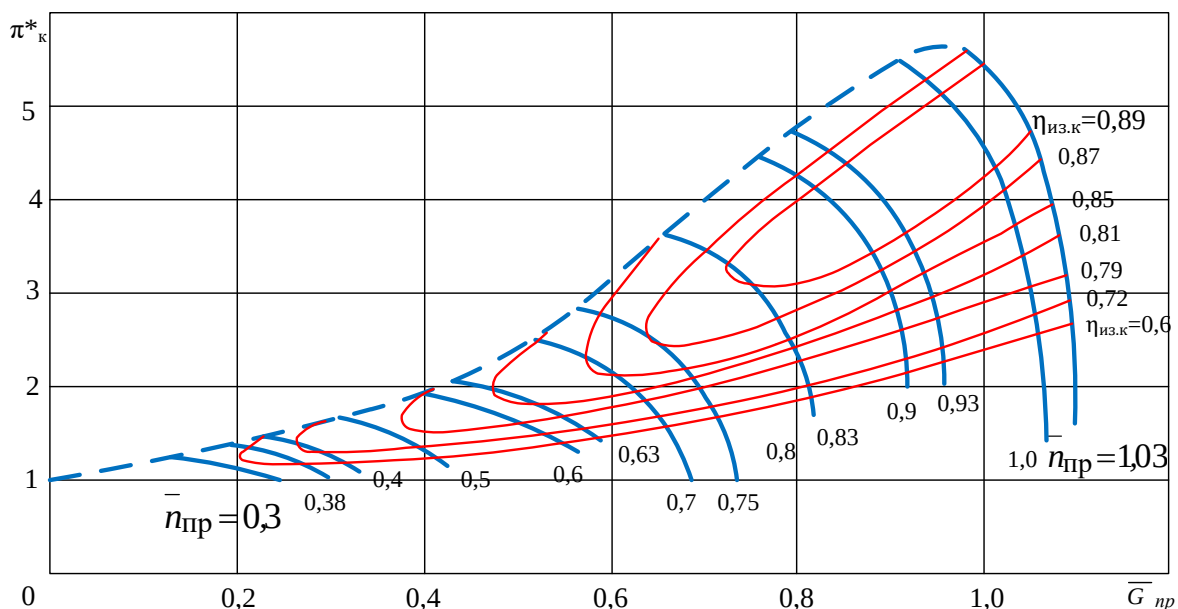


Рисунок 1.10. Универсальная характеристика осевого компрессора энергетической ГТУ, построенная по приведенным параметрам:

— — — — — граница помпажа

Камера сгорания энергетической ГТУ отличается от топки парового котла компактностью, условиями сжигания топлива, назначением. Кроме высокоэффективного сжигания топлива ($\eta_{\text{к.с}} = 0,985 \div 0,99$) она обеспечивает формирование начальной температуры газов перед ГТ и высокие экологические показатели по выбросам вредных веществ. На рисунке 1.11 представлены принципиальная схема и конструкция КС, работающей в диффузионном режиме, показана работа одной из жаровых (пламенных) труб КС. Их число зависит от типа КС и конструкции установки (см. рис. 1.5).

Камеры сгорания ГТУ могут быть вынесены за пределы корпуса газовой турбины (выносные КС) либо смонтированы в этом корпусе (встроенные кольцевые КС). Последние широко используются в настоящее время во всех современных ГТУ. Камера сгорания рассчитана на сжигание основного (обычно природного газа) и резервного (жидкого газотурбинного) топлива. Переход от одного вида топлива к другому осуществляется в автоматическом режиме.

Работа КС ГТУ происходит при значительном избытке воздуха ($\alpha_{\text{к.с}} = 2,5 \div 5$), снижающемся с ростом начальной температуры газов. Это требует разделения воздуха после компрессора перед каждой КС на три

самостоятельных потока: основной, обеспечивающий сжигание топлива; поток воздуха, формирующего начальную температуру газов $T_{н.т}$ путем разбавления их после зоны горения, и охлаждающий корпус КС поток воздуха.

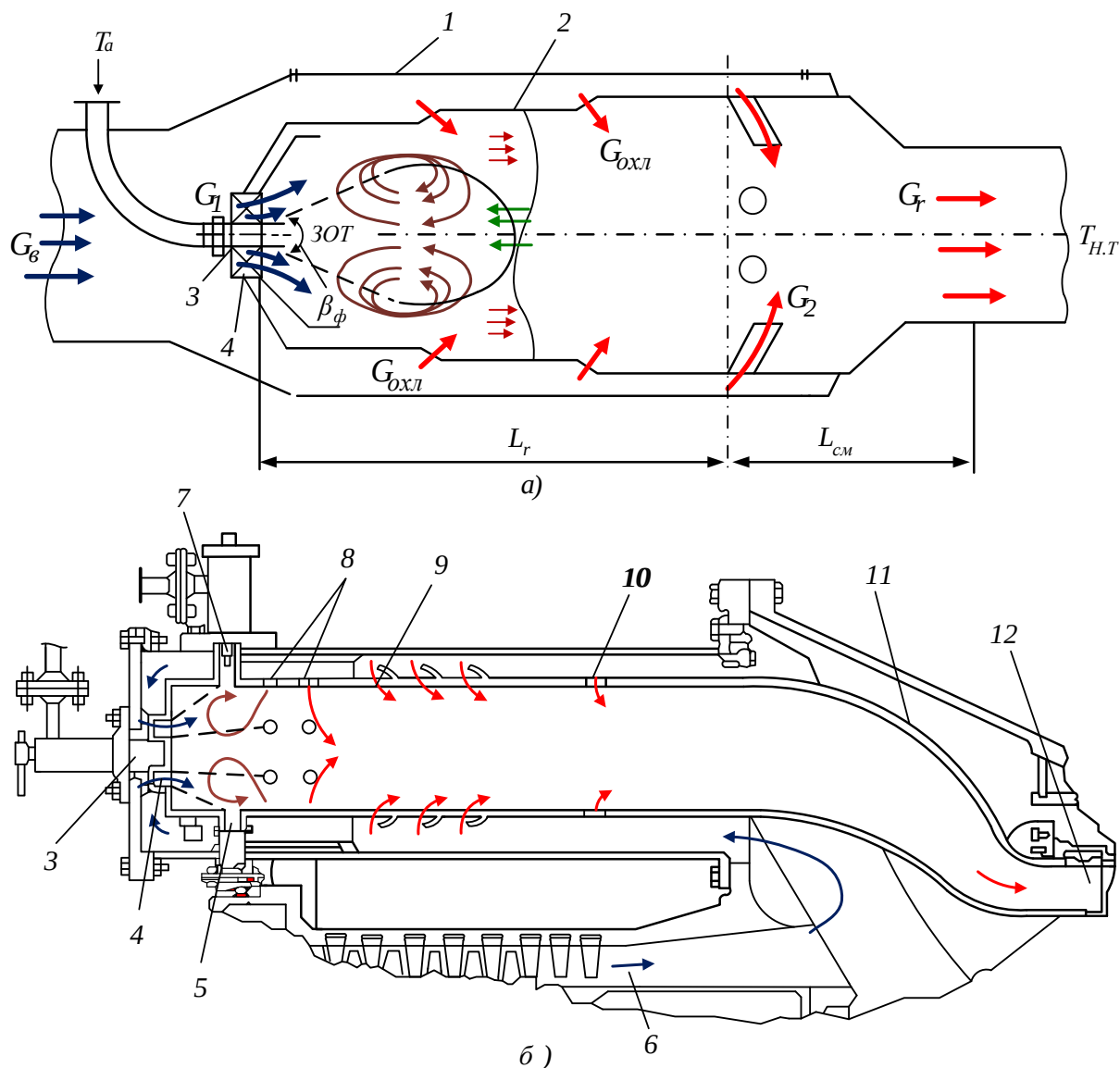


Рисунок 1.11. Одноступенчатая камера сгорания энергетической ГТУ:
а – принципиальная схема; *б* – конструкция; 1 – корпус; 2 – пламенная труба; 3 – форсунка; 4 – завихритель воздуха (регистр); 5 – трубка; 6 – сжатый воздух после компрессора; 7 – выдвигаемое запальное устройство (свеча); 8 – воздух для сжигания топлива; 9 – охлаждающий воздух; 10 – воздух формирования температуры газов перед газовой турбиной; 11 – переходной патрубков; 12 – вход в газовую турбину (направляющие лопатки первой ступени); G_b, G_1, G_{oxl}, G_2 – расход воздуха, поступающего соответственно в камеру сгорания, регистр, щели охлаждения и смеситель; G_r – количество продуктов сгорания, поступающих в газовую турбину; T_d – топливо, поступающее в форсунку; β_ϕ – угол раскрытия топливного факела; ЗОТ – зона обратных токов; L_r – длина зоны горения; $L_{см}$ – длина зоны смешения

Наибольшие проблемы возникают при стремлении снизить выбросы вредных веществ ГТУ: оксидов азота, СО и др. Требования к их объемным, ppm, и массовым, мг/м³, концентрациям в дымовых газах постоянно ужесточаются. В современных ГТУ при сжигании природного газа достигнута концентрация оксидов азота $C_{NO_x} = 9 \div 20 \text{ ppm (млн}^{-1}\text{)}$, определяемая по нормам ISO для условия $O_2 = 15\%$ х ($\alpha_{к.с} = 3,5$). Решение этой проблемы основывается на ряде технических приемов.

Важным условием является сокращение времени пребывания топлива в зоне горения КС, достигаемое увеличением числа пламенных (жаровых) труб в КС до нескольких десятков. Скорость генерации оксидов азота снижается, если в КС поступает предварительно перемешанная обедненная смесь топлива и воздуха ($\alpha > 1$), процесс горения которой происходит при пониженной температуре.

В отдельных случаях применяется «влажная» технология сжигания топлива. При этом в КС впрыскивают воду или пар для снижения температуры пламени ($G_B/B_{г.т} \approx 0,5 \div 1,5$).

Газовая турбина в схеме ГТУ преобразует энергию горячих газов в крутящий момент на валу установки. Проточная часть ГТ состоит из ротора с сопловыми и рабочими лопатками, число ступеней здесь не превышает пяти (рис. 1.12).

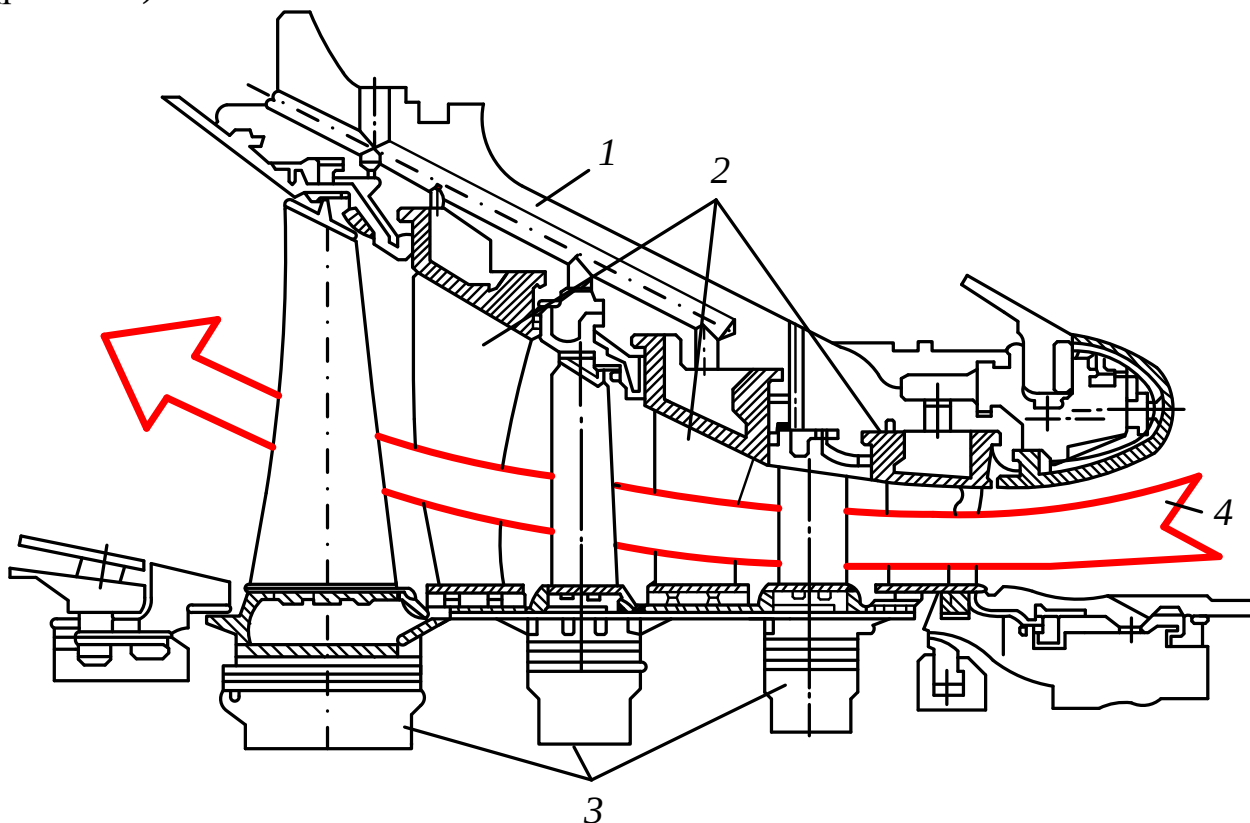


Рисунок 1.12. Пример конструктивной схемы проточной части газовой турбины (ГТУ типа GT8C фирмы ABB):

- 1 — несущая часть корпуса с каналами для подвода охлаждающего воздуха;
2 — сопловые лопатки; 3 — рабочие лопатки; 4 — поток газов

Для изготовления лопаток используют высококачественные материалы и специальные термобарьерные защитные покрытия, что обусловлено высокой температурой газов.

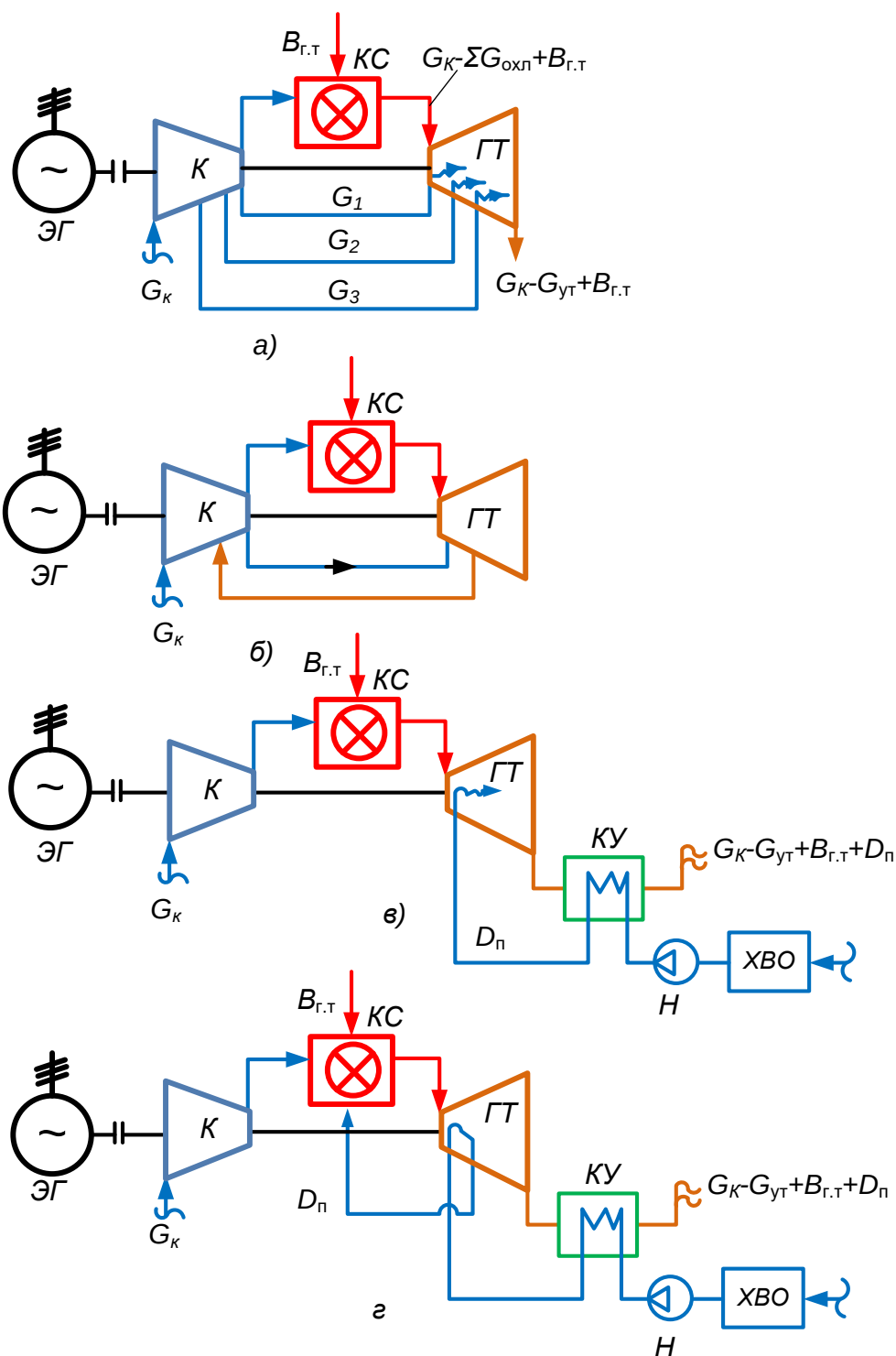


Рисунок 1.13. Системы охлаждения газовых турбин ГТУ:

а, б – открытая и закрытая системы воздушного охлаждения; в, г – открытая и закрытая системы парового охлаждения; К – компрессор; КУ – котел-утилизатор; ХВО – химводоочистка; Н – насос; $G_{ут}$ – потери воздуха с утечками; $D_{п}$ – расход пара на охлаждение; остальные обозначения те же, что на рисунке 1.1

Современные сплавы, применяемые для первых ступеней сопловых и рабочих лопаток ГТ, надежно работают при температуре стенок, не превышающей 900 °С. Возникает существенная разница между температурой газа и температурой металла лопаток (450 ÷ 600 °С), которую компенсируют применением специальных систем охлаждения лопаточного аппарата ГТ.

Используется внутрицикловогой воздух компрессора, небольшое количество которого отбирается за отдельными его ступенями (рис. 1.13). С повышением начальной температуры газов перед ГТ переходят к более эффективному паровому охлаждению лопаток первой ступени.

Начальными параметрами газов ГТУ называют их температуру и давление на входе в проточную часть газовой турбины. Необходимая температура газов обычно поддерживается постоянным воздействием на топливные клапаны установки. Давление газов – величина переменная, зависящая от характеристик осевого компрессора и давления воздуха $p_{к.к}$ на выходе из него. Чем ниже температура наружного воздуха $T_{н.в}$, тем выше это давление. В итоге изменяются характер процесса расширения газов в ГТ, срабатываемый теплоперепад и внутренняя мощность турбины.

Особенностью конструкции ГТ является большая удельная мощность турбинной ступени. При равных внутренних мощностях паровой и газовой турбин нагрузка на каждую ступень последней на порядок выше. Следует помнить, что электрическая мощность ГТУ примерно в 3 раза меньше, чем внутренняя мощность собственно ГТ. Газовые турбины характеризуются высокими газодинамическими нагрузками и большими окружными скоростями, достигающими 450 м/с.

На выходе газов из проточной части ГТ устанавливается диффузор. Он обеспечивает снижение скорости газов с 200 до 50 м/с и восстановление давления потока газов, т. е. преобразование кинетической энергии в потенциальную.

Лопаточный аппарат проточной части ГТ также имеет свои особенности. Характерно наличие у лопаток ножек, отделяющих крепление хвостовика от тела лопатки, что обеспечивает облегченный температурный режим несущих дисков ротора ГТ. Лопатки имеют полые каналы, отверстия и систему охлаждения воздухом. При этом многое зависит от способа охлаждения самих лопаток. Применяются конвективное охлаждение перемещением воздуха по внутренним каналам и более эффективный пленочный способ охлаждения, когда охлаждающий воздух через множество отверстий в теле лопатки покидает ее, прикрывая воздушной пленкой внешнюю поверхность этой лопатки. Во всех случаях охлаждающий воздух выпускается в газовый поток, смешиваясь с газами, и покидает газовую турбину.

Охлаждающий воздух забирается за отдельными ступенями осевого компрессора. Поток, охлаждающий рабочие лопатки, проходит по каналам, просверленным в роторе ГТ, проникает через несущие диски и хвостовые крепления, направляясь к рабочим лопаткам. Сопловые лопатки и корпус ГТ получают охлаждающий воздух по наружным трубопроводам.

1.3. Режимы работы и эксплуатация энергетических ГТУ

Энергетические ГТУ отличаются от паровых установок с паровыми турбинами тем, что они редко работают в расчетном режиме по условиям ISO.

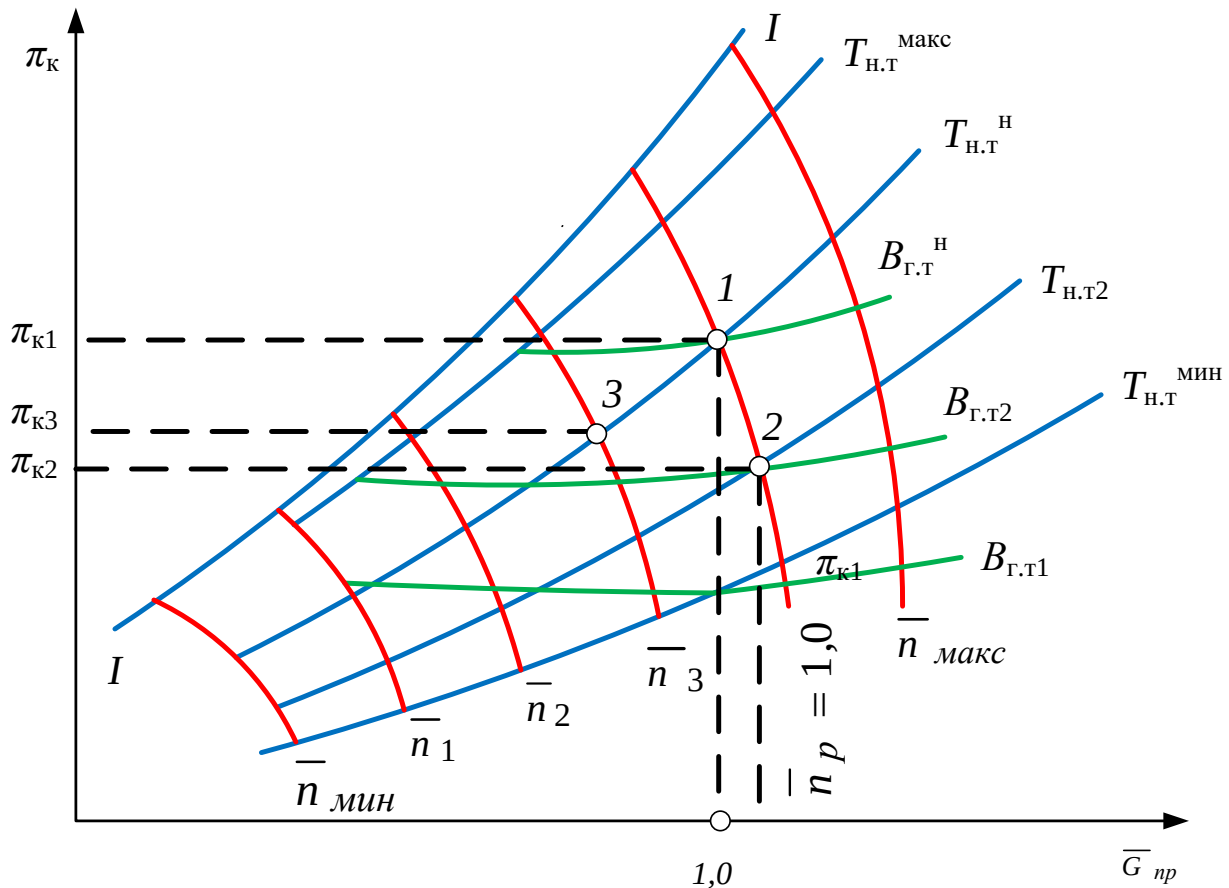


Рисунок 1.14. Совмещенные характеристики осевого компрессора и газовой турбины одновальной энергетической ГТУ:

$I - I$ — граница помпажного режима осевого компрессора;
 $T_{н.т}^{макс}$ — максимальная начальная температура газа перед ГТ; $T_{н.т}^{мин}$ — то же минимальная; $\bar{n}_{мин}$ — минимальная приведенная частота вращения ротора ГТУ; $\bar{n}_{макс}$ — то же максимальная; $B_{г.т}^H, B_{г.т}^H, B_{г.т}^H$ — расходы топлива для различных условий работы ГТУ; индекс «н» соответствует расчетной начальной температуре газа перед ГТ

В процессе их эксплуатации почти непрерывно изменяются не только параметры наружного воздуха, но и качество топлива, сопротивление газоздушного тракта, нагрузка установки и др. В результате меняются основные характеристики ГТУ — мощность, КПД по производству электроэнергии, расход топлива, параметры отработавших газов и др. Большую часть времени энергетические ГТУ работают в нерасчетном (переменном) режиме.

На рисунке 1.14 приведены совмещенные характеристики осевого компрессора и газовой турбины одновальной энергетической ГТУ. Работа установки в нерасчетном режиме характеризуется определенным сочетанием параметров и описывается *статической характеристикой ГТУ*. Через точки отдельных равновесных режимов, нанесенные на характеристику осевого компрессора, проведены соответствующие режимные линии. Каждая точка режимной линии отвечает балансовым уравнениям расхода рабочего тела, мощности, отношений давлений.

Балансовые уравнения позволяют нанести на характеристику осевого компрессора линии начальной температуры газов перед ГТ $T_{н.т}$ и соответствующего расхода топлива $B_{г.т}$. Каждая режимная линия должна удовлетворять балансу мощности. Режимные линии (изодромы) характеризуются условием $\bar{n} = const$ (энергетическая ГТУ).

На диаграмме рисунок 1.14 можно выделить ряд *граничных режимов работы таких ГТУ*:

- линия $I-I$ – *граница помпажа*. В условиях эксплуатации рабочие режимы отодвинуты от этой границы, оцениваемые *коэффициентом запаса устойчивости* $K_y = 1,1 \div 1,15$;

- линия, соответствующая $T_{н.т}^{мин}$, до пересечения с изодромой $\bar{n}_{мин}$ – *граница устойчивой работы компрессора и всей ГТУ*;

- изодромы $\bar{n}$ – *режимы изменяющейся удельной приведенной (аэродинамической) частоты вращения*. Изодрома $\bar{n}_{мин}$ определяет границу надежной работы КС и динамическую устойчивость режима работы всей ГТУ. Изодрома $\bar{n}_{макс}$ связана с требованиями к прочности ротора и лопаточного аппарата;

- кривые для $T_{н.т}$ – *режимы изменения начальной температуры газа перед ГТ*.

Минимальная температура $T_{н.т}^{мин}$ определяет устойчивость и эффективность сжигания топлива в КС, а максимальная $T_{н.т}^{макс}$ зависит от допустимой прочности лопаточного аппарата при повышенных температурах газа (превышение $\Delta T = T_{н.т}^{макс} - T_{н.т}^н = 20 \div 40$ °С), принятой системы охлаждения.

При изменении температуры $T_{н.в}$ (для условия $T_{н.т} = const$) режим точки 1 (расчетный) может переместиться, например, в точку 3. Такое изменение режима работы ГТУ с ростом $T_{н.в}$ приводит к уменьшению значений $\pi_k, p_{к.к}, \bar{G}_{пр}$, т. е. к снижению как давления, так и расхода газа перед ГТ. Обратное влияние имеет место при понижении температуры наружного воздуха. Если предположить, что она остается неизменной ($T_{н.в} = const$), установка с базового режима точки 1 при снижении начальной температуры газа $T_{н.т}$ переходит в режим точки 2. Происходят уменьшение значений $\pi_k, p_{к.к}$, снижение давления газа перед ГТ при небольшом увеличении его расхода. Повышение начальной температуры $T_{н.т}$ до максимального значения приводит к росту электрической мощности установки.

Имеют место нерасчетные режимы работы ГТУ, когда изменяются одновременно значения $T_{н.в}$ и $T_{н.т}$.

Фирмы-производители ГТУ приводят их характеристики для конкретных оговоренных условий (по ISO). Они справедливы, пока эти условия действуют. Любое отклонение параметров окружающей среды (прежде всего $T_{н.в}$), характеристик топлива (вид, состав, теплота сгорания), показателей работы энергетической системы ($\cos\varphi$), значений потерь при подводе воздуха ($\Delta p_{вх}$) к компрессору и отводе отработавших газов ($\Delta p_{вых}$) приводит к изменению показателей базового режима.

Наряду с указанными факторами на характеристики ГТУ оказывают влияние нагрузка, задаваемая системой, и одновременно изменение значения электрической мощности при изменении регулируемых параметров в допустимых пределах: начальной температуры газов $T_{н.т}$, массового расхода на всасывание компрессора G_k , количества впрыскиваемого пара или воды при его применении. При этих обстоятельствах режим работы ГТУ может выйти за пределы области базового режима (см. рис. 1.14).

Ряд фирм приводят характеристики энергетической ГТУ при $\Delta p_{вх} = \Delta p_{вых} = 0$, а в качестве топлива принимают: для природного газа – чистый метан ($CH_4 = 100\%$, $Q_H^p = 50056$ кДж/кг), для жидкого топлива – мазут марки М-2 с $Q_H^p = 41000$ кДж/кг. Максимальную нагрузку, при которой ГТУ может работать в заданных условиях окружающей среды в течение нормального срока эксплуатации, называют *номинальной (базовой)*, а нагрузки ниже номинальной считаются *частичными*. Временно по требованию энергосистемы ГТУ может нести *пиковую* нагрузку обычно с повышением $T_{н.т}$, что сокращает срок эксплуатации установки.

Работа ГТУ в энергосистеме (после синхронизации $n = const$) оказывает решающее влияние на ее рабочие характеристики и на регулирование ее нагрузки. При $n = const$ объемный расход воздуха через компрессор V_k , м³/с, практически постоянен, а массовый расход G_k , кг/с, изменяется в широких пределах и не зависит от степени повышения давления при сжатии (большая крутизна изодром на рис. 1.14). Из этого следует, что:

- массовый расход воздуха G_k зависит от параметров наружного воздуха и определяется режимом эксплуатации осевого компрессора;
- G_k может влиять на нагрузку при регулировании площади проходного сечения компрессора.

Многоступенчатая (три-пять ступеней) газовая турбина при работе с компрессором действует как сопло критического истечения с постоянным массовым расходом. Если этот расход зависит от эксплуатационной характеристики компрессора и начальной температуры газа перед ГТ, устанавливаемой особенностями ее конструкции, то в качестве свободного параметра процесса остается начальное давление газа $p_{н.т}$ перед ГТ. Следовательно, при эксплуатации осевого компрессора степень повышения давления воздуха в нем π_k определяется пропускной способностью газовой турбины.

При очень низкой температуре наружного воздуха, т. е. при высокой приведенной (аэродинамической) частоте вращения $\bar{n}_{пр}$, предусматривают ограничение мощности ГТУ и перевод ее на частичную нагрузку («срезка» характеристики по мощности и расходу воздуха через компрессор), что достигается за счет ограничения максимальных количества всасываемого воздуха и расхода топлива в КС. При очень высокой температуре $T_{н.в}$ (низких значениях $\bar{n}_{пр}$) возможно снижение начальной температура $T_{н.т}$ в целях ограничения максимальной температуры отработавших газов ГТ для защиты от перегрева последнего ряда лопаток, диффузора и отводящих газопроводов. В этих условиях может иметь место увеличение температуры воздуха на выходе из компрессора, значение которой ограничивается условиями расчета. При достижении предельно допустимой температуры $T_{к.к}$ (см. рис. 1.1) приходится прикрывать входной направляющий аппарат компрессора. Чтобы избежать срыва вращающегося потока воздуха в первых ступенях компрессора при высоких значениях $T_{н.в}$, прибегают к снижению начальной температуры газов $T_{н.т}$. Это приводит к уменьшению π_k .

Регулирование электрической нагрузки ГТУ. Внутренняя мощность газовой турбины, расходуемая на привод компрессора и электрогенератора ГТУ, зависит от расхода рабочего тела G_T и удельной работы расширения газов $H_{г.т}$ т.е. $N_{г.т} = G_T \cdot H_{г.т}$. Из этого следует, что изменить электрическую нагрузку установки можно, применив количественный или качественный способ регулирования. В энергетической ГТУ с разомкнутым (открытым) циклом при регулировании нагрузки происходит *качественно-количественное регулирование мощности*.

При неизменных геометрических характеристиках проточной части осевого компрессора его объемный расход V_k постоянен. Чтобы осуществить количественное регулирование и изменить этот расход, используют лопаточный аппарат компрессора. Для этой цели невозможно применить рабочие лопатки, поэтому изменяют угол установки ВНА (см. рис. 1.9). При этом достигается снижение нагрузки до 70 % номинальной (в расчетном режиме). Уменьшение нагрузки до 50 % номинальной возможно при использовании поворотных направляющих аппаратов (ПНА) первых рядов ступеней (до четырех).

Снизить электрическую нагрузку ГТУ можно за счет уменьшения расхода топлива и начальной температуры газов (качественное регулирование). Это приводит к снижению сопротивления газового тракта и давления газов перед ГТ, а также к некоторому увеличению расхода газов. Работа сжатия в компрессоре уменьшается, но в большей мере снижаются работа расширения газов в ГТ и экономичность всей ГТУ.

1.4. Расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ

Расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ производят, последовательно рассчитывая показатели работы компрессора и газовой турбины. Для определения энергетических показателей одноступенчатой простой ГТУ (см. рис. 1.15) с достаточной точностью можно использовать следующие зависимости:

- мощность, кВт, привода компрессора:

$$N_K = C_p \cdot T_{H.B} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{G_B}{\eta_K}, \quad (1.9)$$

где C_p – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

$T_{H.B}$ – температура наружного воздуха, К;

π_K – степень сжатия воздуха в компрессоре;

$k = c_p/c_v$ – показатель изобэнтропы;

$\eta_K = 0,84 \div 0,88$ – политропный КПД компрессора;

G_B – расход воздуха через компрессор, кг/с.

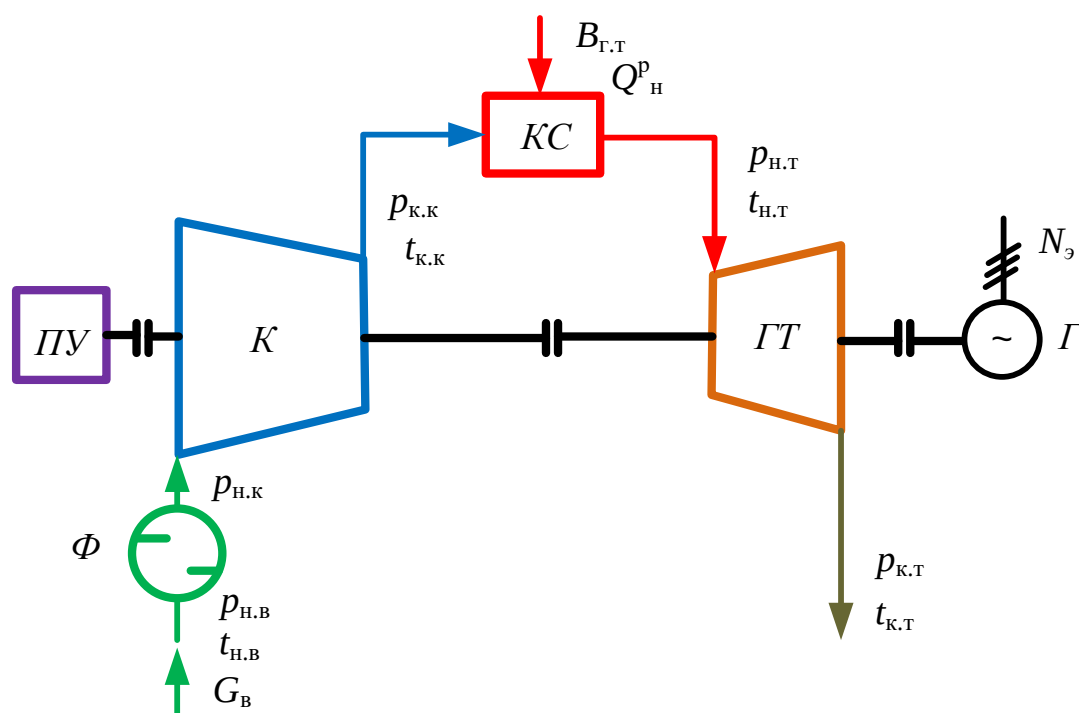


Рисунок 1.15. Принципиальная тепловая схема ГТУ:

Γ – электрогенератор; $\Pi У$ – пусковое устройство; Φ – воздушный фильтр;

$КС$ – камера сгорания топлива

- расход топлива в камере сгорания ($КС$), кг/с:

$$B_{Г.Т} = \frac{(C_p^{H.T} \cdot t_{H.T} - C_p^{K.K} \cdot t_{K.K})(G_B - G_{УТ} - G_{ОХЛ})}{Q_H^p \cdot \eta_{K.C}}, \quad (1.10)$$

где $t_{к.к}$ – температура воздуха за компрессором, °C;

$G_{ут} \approx 0,005 \cdot G_B$ – утечка воздуха через концевые уплотнения компрессора, кг/с;

$G_{охл} \approx 2,2 \cdot 10^{-4} \cdot (t_{н.л} - 750) \cdot G_B$ – расход воздуха на охлаждение лопаточного аппарата газовой турбины, кг/с;

$\eta_{к.с} \approx 0,98$ – КПД камеры сгорания.

- внутренняя мощность газовой турбины, кВт:

$$N_{i \text{ Г.Т}} = (h_{н.Т} - h_{к.Т}) \cdot \psi (G_B - G_{ут} - G_{охл} + B_{Г.Т}). \quad (1.11)$$

- энтальпию газов $h_{н.Т}$, $h_{к.Т}$, кДж/кг, при температурах на входе и выходе газовой турбины приближенно можно определить по выражению:

$$h_B = 579 + 1,12(t_B - 300). \quad (1.12)$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние сжигаемого топлива на состав газов, можно оценить приближенно: $\psi = 1,025$ при сжигании жидкого топлива, $\psi = 1,027 \div 1,030$ при сжигании природного газа.

- температура газов за газовой турбиной, °C:

$$t_{к.Т} = t_{н.Т} - T_{н.Т} \left(1 - \frac{1}{\pi_{Г.Т}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{Г.Т} \quad (1.13)$$

Определяют, принимая сначала $k = 1,35 \div 1,36$; внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{Г.Т} = 0,86 \div 0,89$; $\pi_{Г.Т} = p_{н.Т}/p_{к.Т}$ – степень расширения газов в газовой турбине с учетом потерь давления воздуха в камере сгорания и на выхлопе турбины. По полученному значению $t_{к.Т}$ определяют значение $k_{к.Т}$, а затем рассчитывают истинное значение температуры $t_{к.Т}$, подставляя в (1.13) значения $k = 0,5(k_{н.Т} - k_{к.Т})$.

- энергетическая мощность ГТУ, кВт:

$$N_э = (N_{i \text{ Г.Т}} - N_к) \eta_m \cdot \eta_r, \quad (1.14)$$

где $\eta_m \cdot \eta_r \approx 0,98$.

- электрический КПД ГТУ:

$$\eta_{э}^{ГТУ} = N_э / (B_{Г.Т} \cdot Q_H^p). \quad (1.15)$$

1.5. Тепловые схемы и показатели экономичности газотурбинных теплоэлектроцентралей

Газотурбинная теплоэлектроцентраль (ГТУ-ТЭЦ) – это частный случай парогазовой ТЭЦ, в которой теплота отработавших газов ГТУ используется в КУ только для отпуска теплоты внешним потребителям. Мощность ГТУ-ТЭЦ определяется прежде всего типом применяемых в тепловой схеме ГТУ и количеством потребляемой теплоты. В отличие от паросиловых ТЭЦ производство электроэнергии на ГТУ-ТЭЦ не связано с отпуском теплоты потребителям и утилизацией теплоты отработавших газов ГТУ. Теплота отработавших газов зависит от начальных и конечных параметров газов, характеристик наружного воздуха и др. Максимально возможное использование теплоты отработавших газов ГТУ на ГТУ-ТЭЦ происходит при соответствующей организации ее тепловой схемы с учетом графика отопительной нагрузки.

В зависимости от характера тепловой нагрузки ГТУ-ТЭЦ могут быть:

- отопительного типа;
- промышленного типа;
- с комбинированной тепловой схемой.

На рисунке 1.16 приведен термодинамический цикл ГТУ-ТЭЦ, в котором можно выделить теплофикационную $\Delta l_{\text{ц}}^{\text{тф}}$ и раздельную $\Delta l_{\text{ц}}^{\text{раз}}$ части цикла *Брайтона*, а также часть теплоты выходных газов ГТУ q_{yx} , которая теряется с уходящими газами КУ.

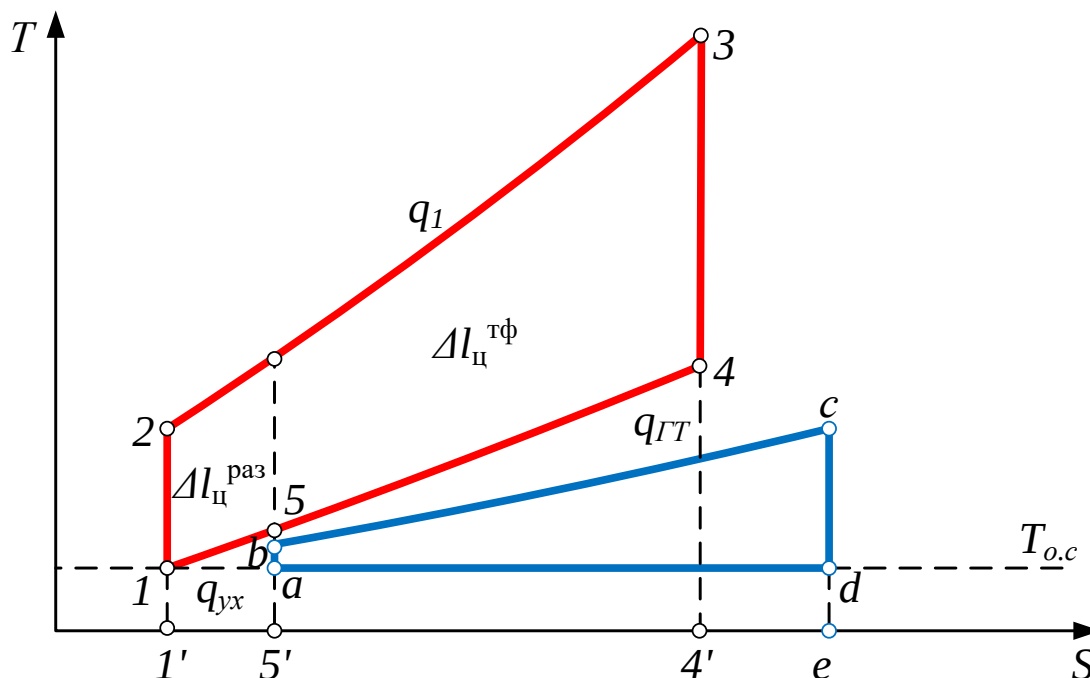


Рисунок 1.16. Термодинамический цикл ГТУ-ТЭЦ:

1-2-3-4 – цикл *Брайтона*; $q_1, q_{\text{ГТ}}$ – удельная теплота, подводимая в цикл и отдаваемая выхлопными газами в теплообменнике для нагрева сетевой воды (процесс *a-b-c-d*); q_{yx} – потери теплоты с уходящими газами после теплообменника (КУ)

Отопительные ГТУ-ТЭЦ предназначены для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты при нагреве в КУ (газоводяном теплообменнике – ГВТО) сетевой воды системы теплоснабжения выходными газами ГТУ. Возможны тепловые схемы с непосредственной подачей этой воды с ГВТО либо с использованием промежуточного теплообменника для защиты поверхностей нагрева от загрязнений (рис. 1.17а и 1.17б).

Из-за значительных суточных и сезонных колебаний отопительной нагрузки приходится устанавливать на ГТУ-ТЭЦ несколько ГТУ и пиковых источников теплоты. Для этой цели на ГТУ могут быть использованы пиковые водогрейные котлы ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$). Другое решение показано на рисунке 17в: регулирование потребления теплоты осуществлено дожиганием топлива в среде отработавших газов ГТУ и байпасирование части этих газов мимо КУ. В каждом отдельном случае необходимо обосновать принимаемые технологические схемы с учетом используемого оборудования и характера изменения отопительной нагрузки.

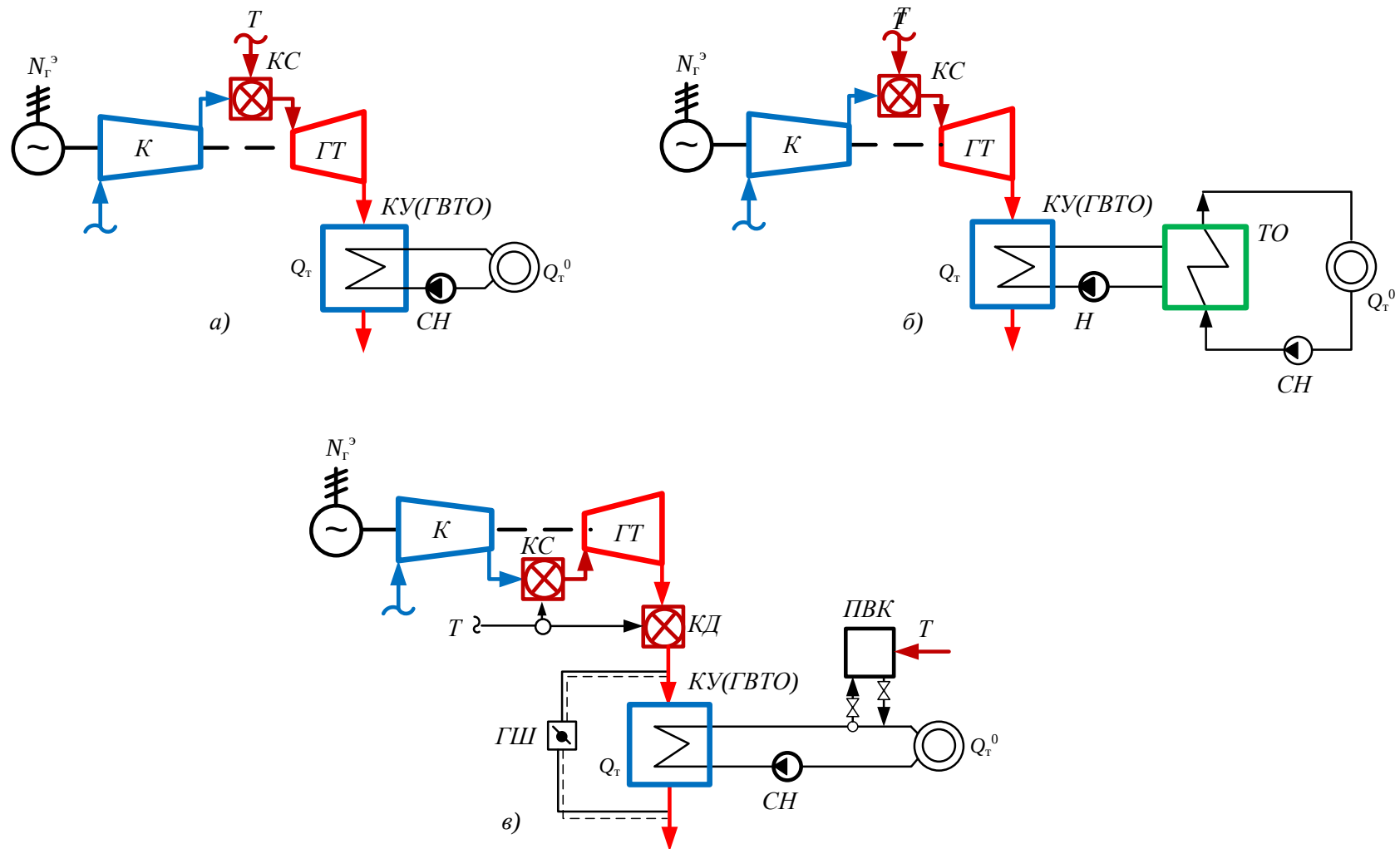


Рисунок 1.17. Варианты тепловых схем отопительных ГТУ-ТЭЦ:

а – без промежуточного теплообменника; б – с промежуточным теплообменником ($ТО$); в – с различными способами регулирования отпуска теплоты потребителям; CH – сетевые насосы; H – насос теплообменника; $ГШ$ – газовый шибер (заслонка); $КД$ – камера дожигания топлива; $ПВК$ – пиковый водогрейный котел

The diagram illustrates a steam heating system. It starts with a boiler (K) connected to a steam generator (ГТ) via a pipe (ГТУ). The steam generator is connected to a steam distribution network (KV-1) which includes a pump (ПН) and a tank (ТН). The network is connected to a steam distribution network (KV-2 и KV-3) which includes a pump (ПН) and a tank (ТН). The system is connected to a steam distribution network (KV-2 и KV-3) which includes a pump (ПН) and a tank (ТН). The system is connected to a steam distribution network (KV-2 и KV-3) which includes a pump (ПН) and a tank (ТН).

ГТ – газовая турбина; *КУ* – котел-утилизатор; *ПЕ* – перегреватель пара; *И* – испаритель; *ГСП* – газовый сетевой подогреватель; *ПН* – питательный насос; *СН* – сетевой насос; *ТП* – тепловой потребитель

Котлы утилизаторы промышленных ГТУ-ТЭЦ обычно выполняют одноконтурными. Для дополнительного понижения температуры отработавших газов иногда в их хвостовой части устанавливают газовые сетевые подогреватели (ГСП) для покрытия имеющейся отопительной нагрузки. Такие ГТУ-ТЭЦ называют комбинированными.

39

Таблица 1.5. Технические данные действующих ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Наименование электростанции						
	ГТЭС Нефтяные камни	Уренгойская ГТЭС	Казымская ГТЭС	Ямбургская ГТЭС	Мирнинская ГТЭС	Якутская ГРЭС*	
Установленная мощность: Электрическая, МВт Тепловая, Гкал/ч	48	72	72	72	120	240	
	16	48	24	48	80	272	
Тип ГТУ, изготовитель	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТТУ-12, НПО «Машпроект»	ГТ-25, ЛМЗ	ГТ-35 ХТЗ «Турбоатом»
Электрическая мощность, МВт	12	12	12	12	12	25	35
Число ГТУ, шт.	4	6	6	6	10	4	4
Тип КУ, изготовитель	УТО-4, УЭМЗ	УТО-8, УЭМЗ	УТО-4, УЭМЗ	УТО-8, УЭМЗ	УТО-8, УЭМЗ	ПСВ с БДУ, ЛМЗ	
Тепловая мощность, Гкал/ч	4	8	4	8	8	34**	
Число КУ, шт.	4	6	6	6	10	8	
Вид топлива	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	
Место расположения	Платформа в Каспийском море на нефтяном месторождении	г. Новый Уренгой, газовое месторождение	п. Белоярский, магистральный газопровод	п. Ямбург, газовое месторождение	г. Мирный, Якутия, Якутэнерго	г. Якутск, Якутия, Якутэнерго	
Год начала эксплуатации	1986	1981	1984	1992	1986	1973	1980

*Только газотурбинная часть; **С дополнительным сжиганием топлива

Таблица 1.6. Технические данные вновь сооружаемых ГТУ-ТЭЦ

Показатель	Наименование электростанции				
	Безымянская ТЭЦ	Шахтинская ТЭЦ	Каменская ТЭЦ*	Ингушская ТЭЦ	Радужнинская ТЭЦ
Установленная мощность: Электрическая, МВт Тепловая, (Гкал/ч)/(т/ч)	50 -/120	64 98,8/-	64 -/240	64 49,2/-	60 102,6/-
Тип ГТУ, изготовитель	НК-37, «Двигатели НК»	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТЭ-16, ТМЗ	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТУ55СТ-20, «Энергоавиа»
Электрическая мощность, МВт	25	15	15	15	20
Число ГТУ, шт.	2	4	4	4	4
Тип КУ, изготовитель	ТКУ-1 ТКЗ	ГПСВ ЗИО	ТКУ-1 ТКЗ	УТО УЭМЗ	УТО УЭМЗ
Тепловая мощность, Гкал/ч	-	24,7	-	12,3	34,2
Паропроизводительность, т/ч	60	-	60	-	-
Число КУ, шт.	2	4	4	4	4
Вид топлива	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ	Природный газ
Место расположения	г. Самара, Самарская обл., «Самарэнерго»	г. Шахтинск, Ростовская обл. «Ростовэнерго»	г. Каменск, Ростовская обл. «Ростовэнерго»	г. Карабулак, Республика Ингушетия, «Ингушэнерго»	п. Радужный, Тюменская обл., нефтяное месторождение

Продолжение табл. 1.6

Показатель	Наименование электростанции				
	Электростальская ГТУ-ТЭЦ	ГТУ-ТЭЦ в г.Ишимбай	КГТУ «Нафтан»	КГТУ «Ахтюбинскнефть»	КГТУ КС «Гразовец»
Установленная мощность: Электрическая, МВт Тепловая , (Гкал/ч)/(т/ч)	48,8 72/-	10 18/-	40 -80	15 -22	25 -57
Тип ГТУ, изготовитель	GT35, ABB	ГТУ-25У, ТМЗ	ГТУ-25У, «Мотор»	ГТУ-15, НПО «Машпроект»	ГТН-25, ТМЗ
Электрическая мощность, МВт	16,8	32,0	10,0	20	25
Число ГТУ, шт.	1	2	1	2	1
Тип КУ, изготовитель	ГПСВ, ABB	ГПСВ, ЗИО	-	П92, ЗИО	КГТ-50/14, БЗЭМ
Тепловая мощность, Гкал/ч	24	24	18	-	-
Паропроизводительность, т/ч	-	-	-	40	22
Число КУ, шт.	1	2	1	2	1
Вид топлива	Природный газ		Природный газ	Природный газ	Природный газ
Место расположения	г. Электросталь, Московская обл.	г. Ишимбай, Башкортостан, районная котельная	г. Новополюк, Республика Беларусь, нефтеперерабатывающий завод	г. Ахтюбинск, Республика Казахстан, нефтеперерабатывающий завод	Волгоградская обл. компрессорная станция

*Только газотурбинная часть.

1.6. Энергетические показатели ГТУ-ТЭЦ

Простейшая тепловая схема ГТУ-ТЭЦ и соответствующая ей схема тепловых потоков приведены на рисунке 1.19. Утилизация теплоты отработавших газов ГТУ в КУ $Q_{\Gamma}^{\text{КТ}}$ связана с некоторым повышением сопротивления выходного тракта, что приводит к снижению, прежде всего, электрической нагрузки. Это снижение было предложено учитывать коэффициентом $K_N = N_{\Gamma}^{\text{э}}/N_{\Gamma}^{\text{э авт}}$.

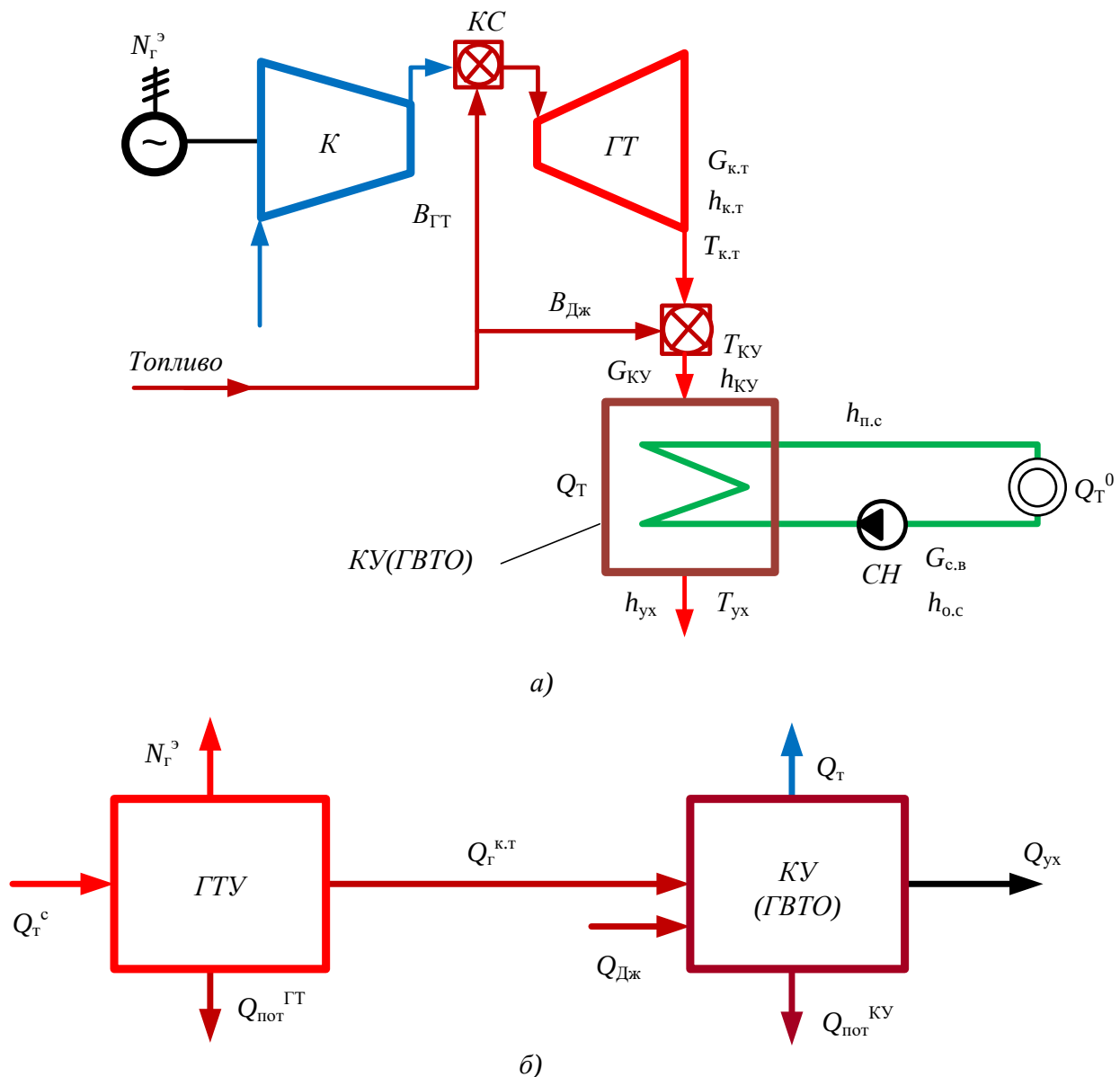


Рисунок 1.19. Простейшая тепловая схема (а) и схема тепловых потоков (б)
ГТУ-ТЭЦ

Возможны режимы работы ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива в среде отработавших газов для повышения тепловой нагрузки ТЭЦ, стабилизации параметров генерируемого технологического пара и др.

Тепловая мощность КУ (ГВТО), кВт, в зависимости от типа тепловой нагрузки определится из соотношений:

1) в режиме без дожигания топлива:

$$Q_T = G_{\text{КТ}}(h_{\text{КТ}} - h_{\text{УХ}})\varphi = D_{\text{П}}(h_{\text{П}} - h_{\text{ОК}}) = G_{\text{С.В}}(h_{\text{ПС}} - h_{\text{ОС}}), \quad (1.16)$$

где $G_{\text{КТ}}$ – количество отработавших газов ГТУ, кг/с;

$D_{\text{П}}, G_{\text{С.В}}$ – количество соответственно технологического пара и сетевой воды, кг/с;

$h_{\text{КТ}}, h_{\text{УХ}}$ – энтальпии соответственно отработавших газов ГТУ и отработавших газов КУ, кДж/кг;

$h_{\text{П}}, h_{\text{ОК}}$ – энтальпии соответственно технологического пара и его обратного конденсата, кДж/кг;

$h_{\text{ПС}}, h_{\text{ОС}}$ – энтальпии соответственно прямой и обратной сетевой воды, кДж/кг;

φ – коэффициент сохранения теплоты в КУ.

2) в режиме с дожиганием топлива:

$$Q_T = (G_{\text{КТ}} + B_{\text{ДЖ}})(h_{\text{КУ}} - h_{\text{УХ}})\varphi = G_{\text{КУ}}(h_{\text{КУ}} - h_{\text{УХ}})\varphi, \quad (1.17)$$

где $B_{\text{ДЖ}}$ – количество дожигаемого перед КУ топлива, кг/с;

$G_{\text{КУ}}$ – количество газов на входе в КУ, кг/с;

$h_{\text{КУ}}$ – энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг.

Величина Q_T связана с теплотой отработавших газов ГТУ зависимостью (режим без дожигания):

$$Q_T = Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} - Q_{\text{УХ}} = G_{\text{КТ}}(h_{\text{КТ}} - h_{\text{УХ}})\varphi = Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}} - G_{\text{КТ}}h_{\text{УХ}}. \quad (1.18)$$

При проектировании ГТУ-ТЭЦ стремятся получить возможно самую низкую температуру отработавших газов КУ $t_{\text{УХ}} = 80 \div 100^\circ\text{C}$ с учетом точки росы. Полная утилизация теплоты $Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}}$ технически неосуществима.

Коэффициент эффективности утилизации теплоты в КУ (режим без дожигания):

$$\beta_{\text{УТ}} = \frac{Q_T}{Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}}} = \frac{G_{\text{КТ}}(h_{\text{КТ}} - h_{\text{УХ}})}{G_{\text{КТ}}h_{\text{КТ}}} = 1 - \frac{h_{\text{УХ}}}{h_{\text{КТ}}}. \quad (1.19)$$

Зависимость этого показателя от температуры отработавших газов $t_{\text{УХ}}$ КУ приведены на рисунке 1.20. Как и следовало ожидать, он увеличивается при повышении температуры $T_{\text{КТ}}$ и снижении $T_{\text{УХ}}$, изменяясь в границах $0,7 \div 0,9$.

При анализе показателей ГТУ-ТЭЦ может быть использован также *коэффициент потери теплоты с выхлопными газами ГТУ*:

$$\beta_{\text{КТ}} = \frac{Q_{\text{Г}}^{\text{КТ}}}{Q_{\text{Г}}^{\text{С}}}. \quad (1.20)$$

На $\beta_{\text{кт}}$ мало влияют начальные параметры газов перед газовыми турбинами. Он практически не зависит от типа ГТУ. Он увеличивается, прежде всего, когда температура наружного воздуха становится выше 0°C .

По аналогии с ПТУ введено понятие доли теплоты на внешнего потребителя по отношению к теплоте сжигаемого топлива. Величину $\beta_{\text{т}}$ можно оценить с помощью коэффициентов $\beta_{\text{ут}}$ и $\beta_{\text{кт}}$ и представить в усредненном виде соотношением (погрешность в пределах $1 \div 3\%$):

$$\beta_{\text{т}} = \frac{q_{\text{т}}}{Q_{\text{г}}^{\text{с}}} = \beta_{\text{ут}} \cdot \beta_{\text{кт}} = \frac{1}{1,538 - 0,00321 \cdot T_{\text{н.в}}} \left(1 - \frac{h_{\text{yx}}}{h_{\text{кт}}} \right). \quad (1.21)$$

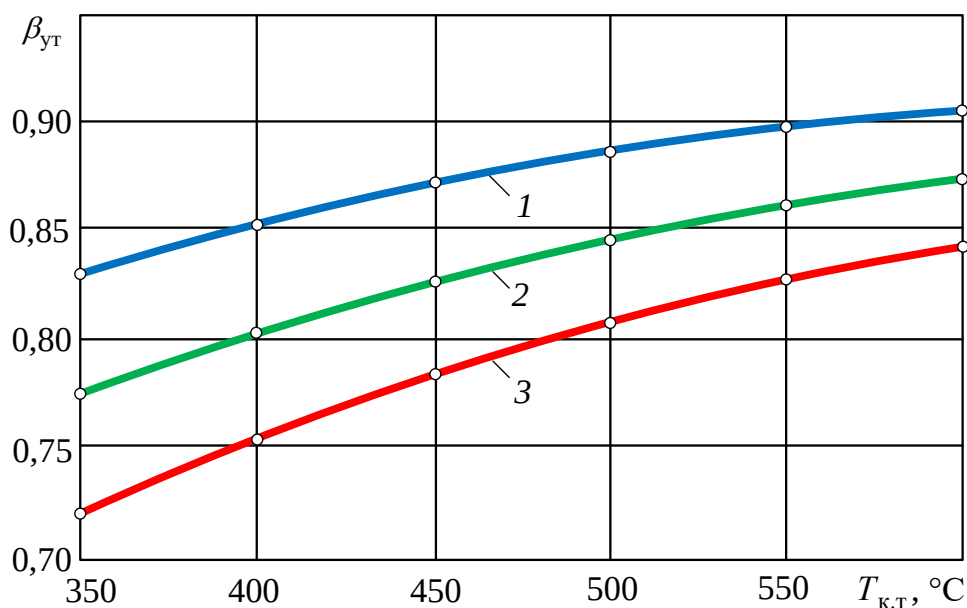


Рисунок 1.20. Зависимость степени утилизации газов на выходе ГТУ от температуры газов за ГТ при различных значениях температуры за газоводяным теплообменником:

$$1 - t_{\text{yx}} = 60^\circ\text{C}; 2 - t_{\text{yx}} = 80^\circ\text{C}; 3 - t_{\text{yx}} = 100^\circ\text{C}$$

Таким образом, наряду с параметрами газов на входе и выходе КУ (ГВТО) ГТУ-ТЭЦ основным параметром, оказывающим влияние на величину $\beta_{\text{т}}$, является и температура наружного воздуха $T_{\text{н.в}}$. Большие значения $\beta_{\text{т}}$ связаны как с повышением $T_{\text{н.в}}$, так и с ростом температуры отработавших газов ГТУ в соответствии их конструктивной схемой и начальными параметрами газов.

Как было отмечено, ГТУ-ТЭЦ – это частный случай более общей схемы парогазовой ТЭЦ. На ГТУ-ТЭЦ отсутствует выработка электроэнергии на базе утилизации теплоты отработавших газов ГТУ. Вместе с тем в данном случае также актуален вопрос о методе разделения общего расхода топлива на ТЭЦ между видами отпускаемой энергии (электричество и теплота).

Общий расход топлива на ГТУ-ТЭЦ определяется с учетом его дожигания в среде отработавших газов ГТУ перед КУ. Долю расходов топлива для производства собственно электрической энергии и теплоты по

«пропорциональному» методу их разделения (метод ОРГРЭС), определим из соотношений [21, 22] $\frac{B_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \bar{\eta} Q_{\text{т}}} = \frac{k_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}}}{k_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}} + K_{\text{ПГУ}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\text{т}}}$ и $\frac{B_{\text{ПГУ}}^{\text{т}}}{B_{\text{ПГУ}}} = \frac{\bar{\eta} \cdot Q_{\text{т}}}{N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} + \bar{\eta} \cdot Q_{\text{т}}} =$
 $= \frac{K_{\text{ПГУ}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\text{т}}}{k_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}} + K_{\text{ПГУ}} \cdot \bar{\eta} \cdot \beta_{\text{т}}}$, приняв для ГТУ-ТЭЦ $N_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = N_{\text{Г}}^{\text{э}}$ и $K_{\text{ПГУ}} = 1$:

$$\frac{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{э}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}} = \frac{K_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}}}{K_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}} + \beta_{\text{т}} \cdot \bar{\eta}}; \quad (1.22)$$

$$\frac{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{т}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}} = \frac{\beta_{\text{т}} \cdot \bar{\eta}}{K_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}} + \beta_{\text{т}} \cdot \bar{\eta}}; \quad (1.23)$$

Основными показателями тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ с учетом дожига служат:

1. КПД производства электроэнергии:

$$\eta_{\text{Г}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{Г}}^{\text{э}}}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^{\text{э}} \cdot Q_{\text{Г}}^{\text{Г}}} = \frac{K_N \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}} + \beta_{\text{т}} \cdot \bar{\eta}}{1 + \beta_{\text{дж}}}. \quad (1.24)$$

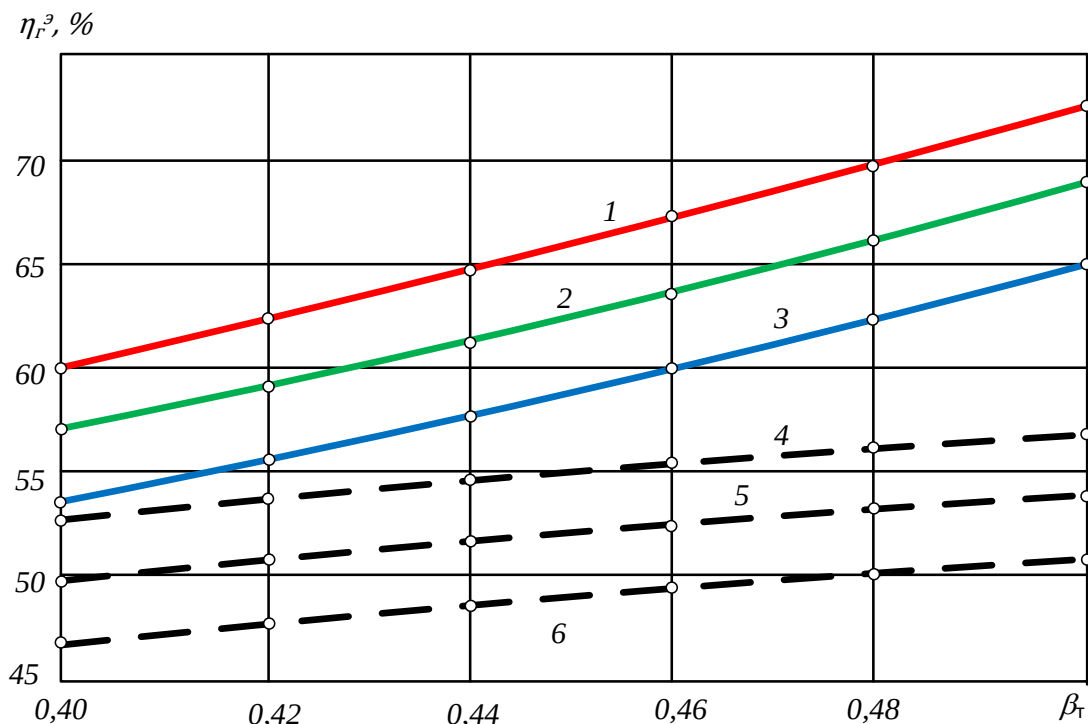


Рисунок 1.21. Зависимость КПД производства электрической энергии ГТУ-ТЭЦ от доли теплоты, затраченной на внешнего потребителя, при различных методах разделения топлива и разных значениях КПД $\eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}}$:
 1 – 0,37; 2 – 0,35; 3 – 0,33; 4 – 0,37; 5 – 0,35; 6 – 0,33

Зависимость этого КПД от доли теплоты $\beta_{\text{т}}$ и метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ для нескольких значений КПД $\eta_{\text{Г}}^{\text{э авт}}$ (0,33; 0,35; 0,37) представлена на рисунке 1.21. Сплошные линии соответствуют распределению топлива по «физическому» методу, а пунктирные – по «пропорциональному»

методу [21, 22]. По сравнению с КПД производства электроэнергии ГТУ в автономном режиме аналогичный КПД для ГТУ-ТЭЦ возрастает при «пропорциональном» методе разделения топлива на 30-50 % в зависимости от значения β_T ;

2. *Расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, г/(кВт·ч):*

$$b_{\Gamma}^3 = 122,8/. \quad (1.25)$$

3. *КПД производства теплоты:*

$$\eta_{\Gamma}^T = \frac{Q_T}{B_{\text{ГТУ-ТЭЦ}}^T \cdot Q_i^T} = \frac{K_N \cdot \eta_{\Gamma}^3 \text{авт} + \beta_T \cdot \bar{\eta}}{\bar{\eta} \cdot (1 + \beta_{\text{дж}})}. \quad (1.26)$$

С увеличением доли теплоты β_T КПД производства теплоты на ГТУ-ТЭЦ может превысить 100 %, что является следствием принятой ОРГРЭС методики разделения топлива [22]. Этим показателем следует пользоваться для сравнения различных вариантов схем отпуска теплоты потребителям.

4. *Расход условного топлива на единицу производимой теплоты, кг/ГДж:*

$$b_{\Gamma}^T = 34,121/\eta_{\Gamma}^T. \quad (1.27)$$

При сравнительном анализе вариантов тепловых схем ГТУ-ТЭЦ применяют показатели, не зависящие от метода разделения общего расхода топлива на ТЭЦ;

5. *Коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива:*

$$\eta_{\Gamma}^{\text{и.т}} = \frac{N_{\Gamma}^3 + Q_T}{Q_{\Gamma}^c + Q_{\text{дж}}} = \frac{K_N \cdot \eta_{\Gamma}^3 \text{авт} + \beta_T}{1 + \beta_{\text{дж}}}. \quad (1.28)$$

Эта величина представляет собой показатель суммарной тепловой эффективности ГТУ-ТЭЦ при выработке как электрической энергии, так и теплоты. При $\beta_{\text{дж}} = 0$ получаем: $\eta_{\Gamma}^{\text{и.т}} = K_N \cdot \eta_{\Gamma}^3 \text{авт} + \beta_T$.

6. *Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:*

$$\mathfrak{Z}_{\Gamma}^T = \frac{N_{\Gamma}^3}{Q_T} = \frac{\eta_{\Gamma}^{\text{и.т}}(1 + \beta_{\text{дж}}) - \beta_T}{\beta_T}. \quad (1.29)$$

Расчет тепловой схемы ГТУ-ТЭЦ имеет некоторые особенности и менее сложен по сравнению с расчетом аналогичных схем ПСУ и ПГУ. Базовыми элементами схемы служит энергетическая ГТУ и КУ, который на отопительных ГТУ-ТЭЦ является газоводяным теплообменником.

1.7. Задачи

1.1. Определить термический и внутренний абсолютный КПД простого разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$, для которого заданы: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 20$ °С температура газов на выходе из камеры сгорания $t_3 = 1000$ °С, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_k = 9$, коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,85$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{ГТ} = 0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Решение:

Для идеального цикла ГТУ КПД определяется только величиной π_k :

$$\eta_{tГТУ} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,466.$$

Для реального цикла ГТУ определяются температуры газа за компрессором и газовой турбиной на основании этих же температур в конце обратимых адиабатных процессов и коэффициентов $\eta_k, \eta_{ГТ}$:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \pi_k^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 548,9 \text{ К}; \\ T_{2i} &= T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} = 293 + \frac{548,9 - 293}{0,85} = 594 \text{ К}; \\ T_4 &= \frac{T_3}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1273}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 679,5 \text{ К}. \end{aligned}$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{ГТ}(T_3 - T_4) = 1273 - 0,9(1273 - 679,5) = 738,9 \text{ К}.$$

Внутренний абсолютный КПД цикла ГТУ:

$$\eta_{iГТУ} = \frac{l_i}{q_{1i}} = 1 - \frac{q_{2i}}{q_{1i}} = 1 - \frac{c_p(T_{4i} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{738,9 - 293}{1273 - 594} = 0,343$$

Ответ: $\eta_{tГТУ} = 0,466$; $\eta_{iГТУ} = 0,343$.

1.2. Для простого разомкнутого идеального цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$ заданы: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 10$ °С, давление и температура газов на выходе из камеры сгорания $p_3 = 10$ бар, $t_3 = 1000$ °С. Расход воздуха через компрессор $G = 60$ кг/с. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

- 1) мощности: компрессора $W_{ик}$, газовой турбины $W_{iГТ}$, всей ГТУ $W_{tГТУ}$;
- 2) термический КПД цикла и коэффициент работы φ_t ;
- 3) термический КПД и коэффициент работы φ_t^p регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p = 0,6$.

Изобразить циклы в T,s -диаграмме.

Ответ:

- 1) $W_{ик} = 15,8$ МВт, $W_{iГТ} = 36,8$ МВт, $W_{tГТУ} = 21$ МВт;
- 2) $\eta_t = 0,482$, $\varphi_t = 0,57$;
- 3) $\eta_t^p = 0,532$, $\varphi_t^p = 0,57$.

1.3. Для исходных данных задачи 1.2 *определить* аналогичные величины для действительного цикла ГТУ, имеющего коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,85$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт} = 0,88$.

Изобразить циклы в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ик} = 18,6$ МВт, $W_{игт} = 32,4$ МВт, $W_{гту} = 13,8$ МВт;

2) $\eta_i = 0,338$, $\varphi_i = 0,426$;

3) $\eta_i^p = 0,386$, $\varphi_i^p = 0,426$.

1.4. Для идеального цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу (рис. 1.22 и 1.23) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17$ °С, максимальное давление $p_4 = 16$ бар, температура газов на выходе из камер сгорания $t_6 = t_8 = 800$ °С. Расход воздуха через компрессор $G = 100$ кг/с.

Принять повышение давления в ступенях компрессора и расширение в ступенях турбины одинаковыми: $\pi_{к1} = \pi_{к2} = p_6/p_7 = p_8/p_9$, а температуру воздуха за охладителем $t_3 = t_1$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изobarными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

1) мощности: компрессора $W_{ик}$, газовой турбины $W_{игт}$, всей ГТУ $W_{гту}$;

2) термический КПД цикла и коэффициент работы φ_t ;

3) термический КПД и коэффициент работы φ_t^p регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p = 0,6$;

Изобразить циклы в T,s -диаграмме.

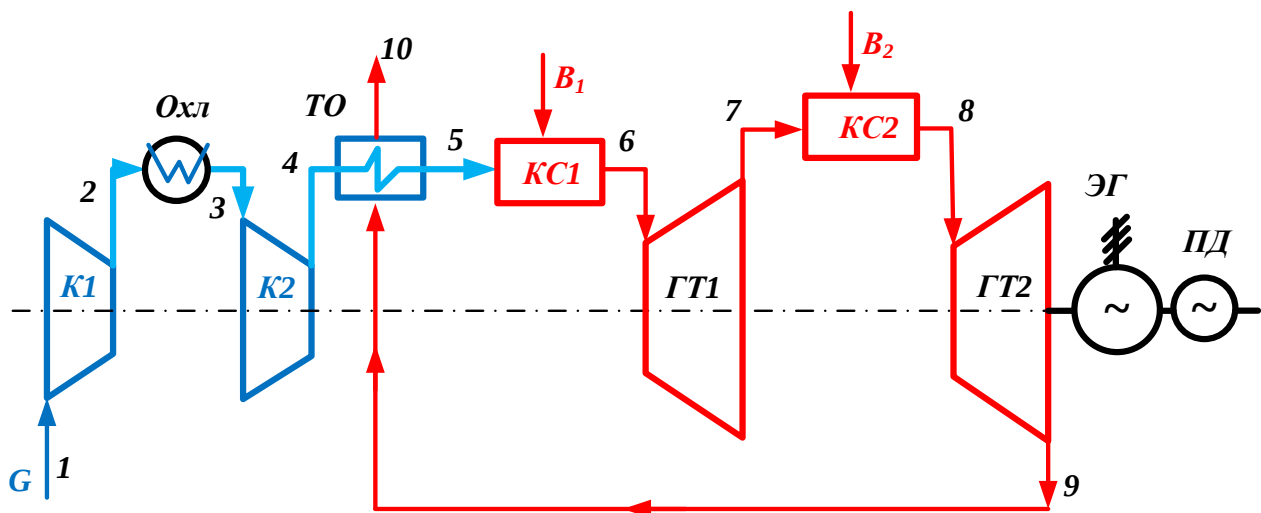


Рисунок 1.22. Схема регенеративной двухступенчатой ГТУ:

$K1, K2$ – компрессор 1-й и 2-й ступеней; $ТО$ – теплообменник;

$ГТ1, ГТ2$ – газовая турбина 1-й и 2-й ступеней; $КС1, КС2$ – камеры сгорания,

$ЭГ$ – электрический генератор; $ПД$ – пусковой двигатель; $Охл$ – охладитель

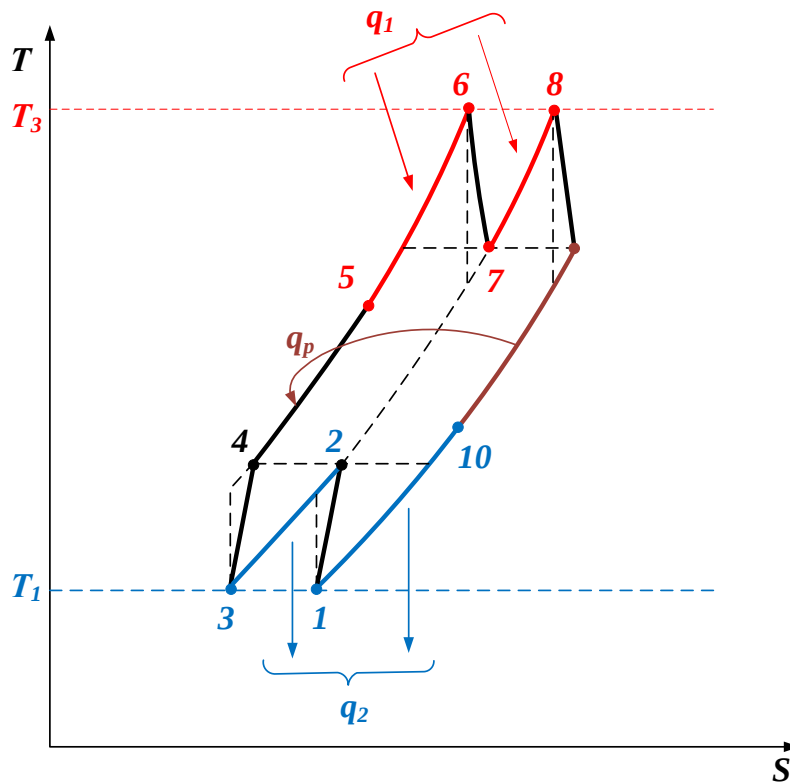


Рисунок 1.23. Регенеративный цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением рабочего тела в T,s -диаграмме

Ответ: 1) $W_{ик} = 28,2$ МВт, $W_{игт} = 70,2$ МВт, $W_{тгту} = 42$ МВт ;
 2) $\eta_t = 0,423$, $\varphi_t = 0,598$;
 3) $\eta_t^p = 0,513$, $\varphi_t^p = 0,598$.

1.5. Для исходных данных задачи 1.4 *определить* аналогичные величины для действительного цикла ГТУ, имеющего коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,86$ и внутренние относительные КПД газовой турбины $\eta_{гт1} = \eta_{гт2} = 0,9$.

Изобразить циклы в T,s -диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ик} = 32,8$ МВт, $W_{игт} = 63,2$ МВт, $W_{тгту} = 30,4$ МВт;
 2) $\eta_i = 0,325$, $\varphi_i = 0,481$;
 3) $\eta_i^p = 0,404$, $\varphi_i^p = 0,481$.

1.6. Для простого замкнутого цикла ГТУ с подводом и отводом теплоты при $p = const$, использующего в качестве рабочего тела гелий ($\mu_{He} = 4$ кг/кмоль), задано: давление и температура гелия перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 27$ °С, давление и температура газов на входе в турбину $p_3 = 6$ бар, $t_3 = 1200$ °С. Расход гелия в цикле $G = 10$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,87$, внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт} = 0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального газа с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

- 1) мощности: компрессора $W_{ик}$, газовой турбины $W_{игт}$, всей ГТУ $W_{тгту}$;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы φ_i ;
- 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы φ_i^p регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p = 0,6$.

Изобразить схему замкнутого цикла ГТУ и ее цикл в T,s -диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ик} = 18,8$ МВт, $W_{игт} = 35,2$ МВт, $W_{тгту} = 16,4$ МВт ;

2) $\eta_i = 0,3904$, $\varphi_i = 0,466$;

3) $\eta_i^p = 0,433$, $\varphi_i^p = 0,466$.

1.7. Для простого разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$ заданы: температура воздуха перед компрессором $t_1 = 17$ °С, температура газов на выходе из камеры сгорания $t_3 = 900$ °С, внутренняя удельная работа газовой турбины $l_{игт} = 450$ кДж/кг. Расход воздуха через компрессор $G = 60$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,87$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт} = 0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

1) мощность ГТУ $W_{тгту}$;

2) внутренний абсолютный КПД цикла.

Изобразить цикл в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_{тгту} = 12,14$ МВт;

2) $\eta_{игту} = 0,318$.

1.8. Для разомкнутого регенеративного цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$ (рис. 1.24) заданы: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17$ °С, давление и температура газов на входе в турбину $p_3 = 7$ бар, $t_3 = 900$ °С, удельная теплота $q_{1i} = 540$ кДж/кг. Расход воздуха через компрессор $G = 100$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,87$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт} = 0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

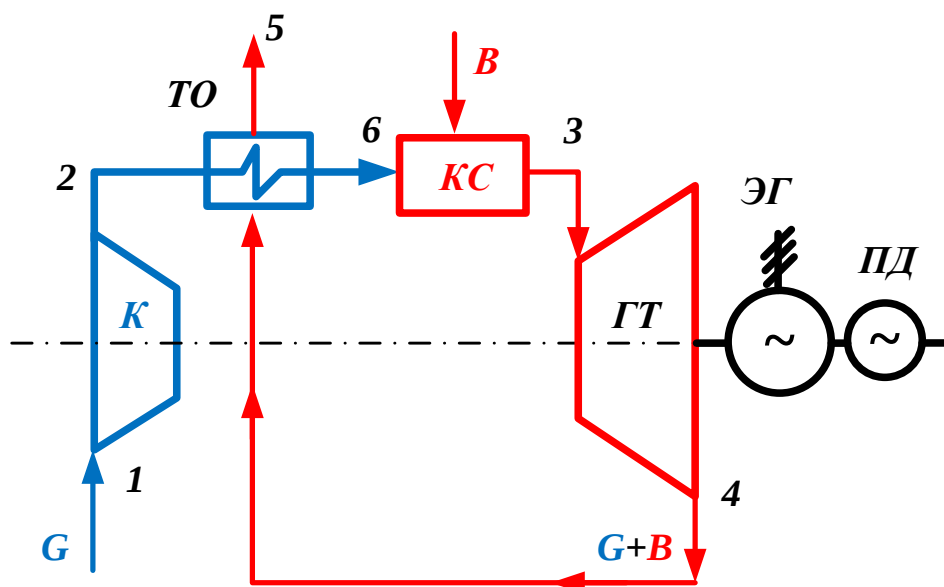


Рисунок 1.24. Схема регенеративной ГТУ разомкнутого цикла:
 K – компрессор; $ТО$ – теплообменник; $КС$ – камера сгорания; $ГТ$ – газовая турбина; $ЭГ$ – электрический генератор; $ПД$ – пусковой двигатель; G – расход воздуха; B – расход топлива

Определить:

- 1) степень регенерации цикла σ_p ;
- 2) мощность ГТУ $W_{tГТУ}$;
- 3) внутренний абсолютный КПД цикла.

Изобразить цикл в T,s -диаграмме.

Ответ: 1) $\sigma_p = 0,529$;

2) $W_{tГТУ} = 20,25$ МВт;

3) $\eta_{iГТУ} = 0,375$.

1.9. Для разомкнутого цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением (рис. 1.25) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17$ °С, максимальное давление $p_4 = 16$ бар, температура газов на выходе из камеры сгорания $t_5 = 1200$ °С. Расход воздуха через компрессор $G = 100$ кг/с. Принять повышения давления в ступенях компрессора одинаковыми: $\pi_{к1} = \pi_{к2}$, а температуру воздуха за охладителем $t_3 = t_1$. Коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,87$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{ГТ} = 0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

- 1) мощности компрессоров $W_{ик}$, газовой турбины $W_{iГТ}$, всей ГТУ $W_{tГТУ}$;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы φ_i ;
- 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы $\varphi_{i_{1ст}}$ аналогичного цикла с одноступенчатым сжатием до $p_2 = 16$ бар и $\eta_{к} = 0,87$.

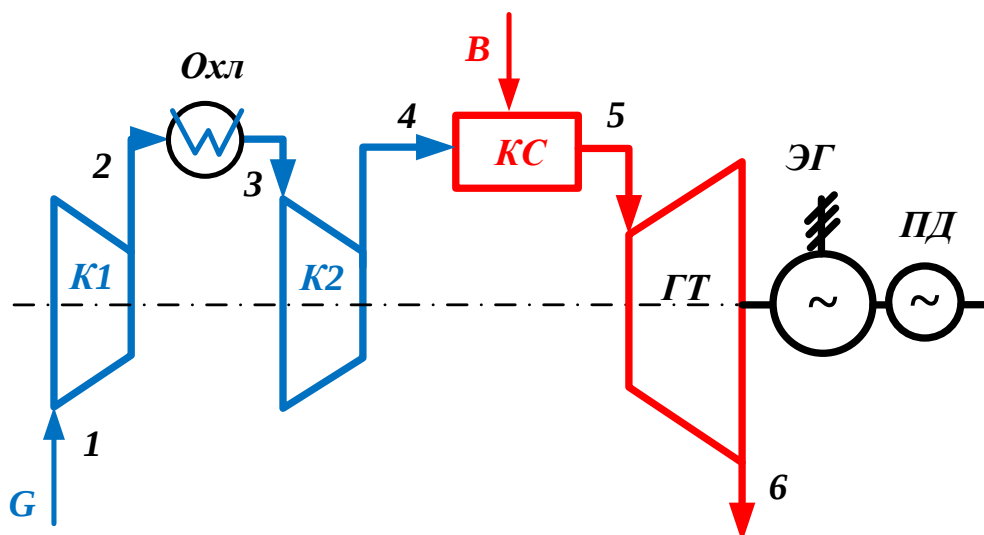


Рисунок 1.25. Схема ГТУ с двухступенчатым сжатием:
 $K1$, $K2$ – компрессоры 1-й и 2-й ступеней; $ГТ$ – газовая турбина; $КС$ – камера сгорания, $ЭГ$ – электрический генератор; $ПД$ – пусковой двигатель; $ОХЛ$ – охладитель

Оценить целесообразность использования многоступенчатого сжатия в ГТУ.

Изобразить циклы в T,s -диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ик} = 32,4$ МВт, $W_{ГТ} = 73,5$ МВт, $W_{ГТУ} = 38,8$ МВт ;

2) $\eta_i = 0,390$, $\varphi_i = 0,528$;

3) $\eta_{i1ст} = 0,410$, $\varphi_{i1ст} = 0,452$;

($W_{ик1ст} = 40,3$ МВт, $W_{ГТ1ст} = 73,5$ МВт, $W_{ГТУ1ст} = 33,2$ МВт).

Вывод. За счет введения двухступенчатого сжатия снижается мощность компрессора и увеличивается полезная мощность ГТУ, при этом КПД ГТУ снижается незначительно.

1.10. Для цикла ГТУ с двухступенчатым расширением и подводом теплоты к рабочему телу (рис. 1.26) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17$ °С, давление за компрессором $p_2 = 16$ бар, температура газов на выходе из камер сгорания $t_3 = t_5 = 800$ °С. Расход воздуха через компрессор $G = 100$ кг/с. Принять в ступенях турбины одинаковые отношения давлений $p_3/p_4 = p_5/p_6$, коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,87$, внутренние относительные КПД газовых турбин $\eta_{ГТ1} = \eta_{ГТ2} = 0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

1) мощности компрессоров $W_{ик}$, газовой турбины $W_{ГТ}$, всей ГТУ $W_{ГТУ}$;

2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы φ_i ;

3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы $\varphi_{i1ст}$ аналогичного цикла с одноступенчатым расширением и $\eta_{ГТ} = 0,9$.

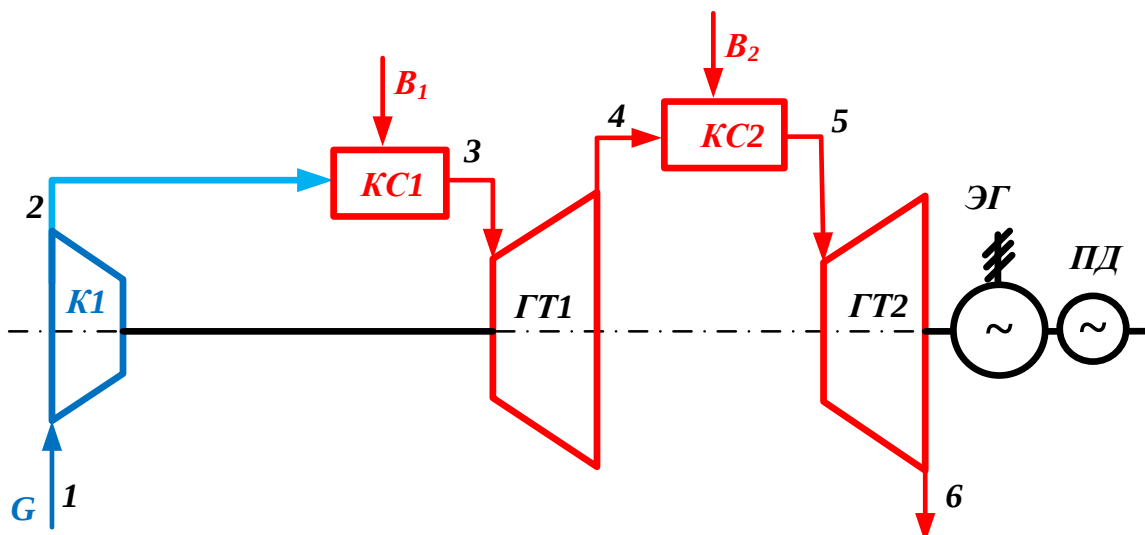


Рисунок 1.26. Схема ГТУ с двухступенчатым расширением:
 K – компрессор; $ГТ1$, $ГТ2$ – газовые турбины 1-й и 2-й ступеней;
 $KC1$, $KC2$ – камеры сгорания; $ЭГ$ – электрический генератор; $ПД$ – пусковой двигатель

Оценить целесообразность использования *гт* многоступенчатого расширения в ГТУ.

Изобразить циклы в T,s -диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ик} = 40,2 \text{ МВт}$, $W_{гт} = 63,2 \text{ МВт}$, $W_{гту} = 23 \text{ МВт}$;
 2) $\eta_i = 0,33$, $\varphi_i = 0,364$;
 3) $\eta_{i1ст} = 0,3305$, $\varphi_{i1ст} = 0,238$ ($W_{ик1ст} = 40,2 \text{ МВт}$, ;
 $W_{гт1ст} = 52,8 \text{ МВт}$, $W_{гту1ст} = 12,6 \text{ МВт}$)

Вывод. За счет введения двухступенчатого расширения увеличивается мощность турбины и увеличивается полезная мощность ГТУ, при этом КПД ГТУ снижается незначительно.

1.11. Для цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу (рис. 1.27) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1 \text{ бар}$, $t_1 = 17^\circ \text{C}$, максимальное давление $p_4 = 8 \text{ бар}$, температура газов на выходе из камер сгорания $t_5 = t_7 = 750^\circ \text{C}$. Расход воздуха через компрессор $G = 300 \text{ кг/с}$. Принять повышение давлений в ступенях компрессора и расширения в ступенях турбины одинаковыми: $\pi_{к1} = \pi_{к2} = p_5/p_6 = p_7/p_8$, температуру воздуха за охладителем $t_3 = t_1$. Коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах $\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,88$, внутренние относительные КПД газовых турбин $\eta_{гт1} = \eta_{гт2} = 0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

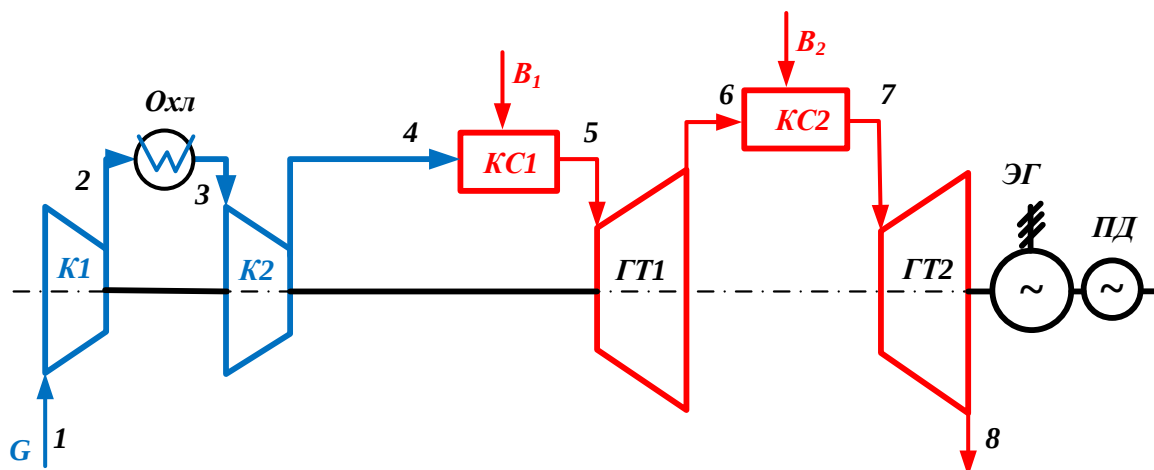


Рисунок 1.27. Схема двухступенчатой ГТУ:

$K1, K2$ – компрессор 1-й и 2-й ступеней; $ГТ1, ГТ2$ – газовая турбина 1-й и 2-й ступеней; $КС1, КС2$ – камеры сгорания; $ЭГ$ – электрический генератор; $ПД$ – пусковой двигатель; $ОХЛ$ – охладитель

Определить:

- 1) мощности компрессоров $W_{ик}$, газовой турбины $W_{игт}$, всей ГТУ $W_{тгту}$;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы φ_i ;
- 3) внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p = 0,6$;
- 4) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы аналогичного цикла с одноступенчатым сжатием и расширением;
- 5) внутренний абсолютный КПД аналогичного регенеративного цикла с одноступенчатым сжатием, расширением и степенью регенерации $\sigma_p = 0,6$.

Оценить целесообразность использования многоступенчатого сжатия и расширения в ГТУ.

Изобразить циклы в T,s -диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ик} = 68,4$ МВт, $W_{игт} = 142$ МВт, $W_{тгту} = 73,6$ МВт;

2) $\eta_i = 0,287$, $\varphi_i = 0,518$;

3) $\eta_i^p = 0,392$;

4) $\eta_i = 0,298$, $\varphi_i = 0,329$ ($W_{ик} = 83$ МВт, $W_{игт} = 124$ МВт, $W_{тгту} = 41$ МВт);

5) $\eta_i^p = 0,316$.

Вывод. За счет введения двухступенчатого сжатия и расширения увеличивается мощность турбины и уменьшается мощность компрессора, что приводит к увеличению мощности ГТУ и ее КПД при введении регенерации. При отсутствии регенерации простая схема имеет больший КПД.

1.12. Для разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при $p = const$ задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 0$ °С, давление и температура газов на входе в турбину $p_3 = 14$ бар, $t_3 = 1100$ °С. Расход воздуха через компрессор $G = 400$ кг/с. Коэффициент

адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k = 0,88$, внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{ГТ} = 0,9$.

Определить:

- 1) мощности компрессора $W_{ик}$, газовой турбины $W_{iГТ}$, всей ГТУ $W_{tГТУ}$;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла;
- 3) внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p = 0,6$;

Расчеты выполнить двумя способами:

А. Используя таблицы термодинамических свойств идеального воздуха [18];

В. Считая воздух идеальным газом с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Сделать выводы о целесообразности использования таблиц термодинамических свойств идеального воздуха при расчете ГТУ.

Ответ: А: 1) $W_{ик} = 139,9$ МВт, $W_{iГТ} = 275,2$ МВт, $W_{tГТУ} = 135,3$ МВт;

2) $\eta_i = 0,393$;

3) $\eta_i^p = 0,447$.

В: 1) $W_{ик} = 139,7$ МВт, $W_{iГТ} = 261,7$ МВт, $W_{tГТУ} = 122,0$ МВт;

2) $\eta_i = 0,406$;

3) $\eta_i^p = 0,440$.

Выводы. Погрешность по мощности достигает 9,6 % (13,3 МВт), по КПД – 3,2 % (относительных), что указывает на необходимость использования таблиц термодинамических свойств идеального воздуха при расчете ГТУ.

1.8. Контрольные вопросы к Разделу 1

1. Объясните особенности термодинамических циклов ГТУ и ПГУ.
2. Назовите основные показатели энергетических ГТУ, влияющие на их экономичность.
3. Какой режим работы осевого компрессора и всей ГТУ называют расчетным (базовым)?
4. Какие причины приводят к возникновению помпажа в осевом компрессоре при работе ГТУ?
5. Перечислите основные требования, предъявляемые к камерам сгорания энергетических ГТУ. Сравните их с топочными камерами паровых котлов паросиловых энергоблоков.
6. Какие избытки воздуха имеют газы за камерами сгорания ГТУ и как они изменяются при различных режимах работы?
7. Поясните характер изменения начальных параметров рабочего тела в ГТУ ($p_{н.т}$, $T_{н.т}$) в зависимости от режима работы и параметров наружного воздуха.
8. Перечислите основные этапы пуска энергетических ГТУ и их особенности.
9. Назовите основные способы регулирования электрической нагрузки энергетической ГТУ, их преимущества и недостатки.
10. Из каких соотношений определяется тепловая мощность КУ (ГВТО)?
11. Какие коэффициенты могут быть использованы для анализа показателей ГТУ-ТЭЦ?
12. Какие показатели являются основными для оценки тепловой экономичности ГТУ-ТЭЦ?
13. Какая величина представляет собой показатель суммарной тепловой эффективности ГТУ-ТЭЦ при выработке как электрической энергии, так и теплоты?

РАЗДЕЛ 2. ПАРОГАЗОВЫЕ ТЭЦ

В середине XX в. в России и за рубежом началось практическое внедрение в энергетику различных типов парогазовых установок (ПГУ), использующих в своих тепловых схемах энергетические ГТУ. Использование паровых и газовых турбин в едином парогазовом цикле позволяет взаимно компенсировать недостатки ПТУ и ГТУ и сохранить их достоинства. Это позволило снизить потерю теплоты с уходящими газами ГТУ или парового котла, использовать газы за газовыми турбинами в качестве подогретого окислителя при сжигании топлива, получить дополнительную мощность за счет частичного вытеснения регенерации паротурбинных установок и в конечном итоге повысить КПД парогазовой электростанции по сравнению с паротурбинной и газотурбинной электростанциями.

Применение ПГУ для современной энергетики – наиболее эффективное средство значительного повышения тепловой и общей экономичности электростанций на органическом топливе. Впервые удалось увеличить КПД (нетто) в конденсационном режиме более $48 \div 50 \%$ и постоянно повышать это значение.

По назначению ПГУ подразделяют на *конденсационные и теплофикационные*. Первые из них вырабатывают только электроэнергию, вторые служат и для нагрева сетевой воды в подогревателях, подключаемых к паровой турбине. По количеству рабочих тел, используемых в ПГУ, их делят на *бинарные и монарные*.

В *бинарных установках* рабочие тела газотурбинного цикла (воздух и продукты горения топлива) и паротурбинной установки (вода и водяной пар) разделены. В ПГУ теплота подводится к рабочему телу (газу) при высокой температуре продуктов сгорания органического топлива, а отводится в конденсаторе в области низких температур конденсации водяных паров.

В *монарных установках* рабочим телом турбины является смесь продуктов сгорания и водяного пара. Выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, в который подается вода питательным насосом. Получаемый на выходе пар поступает в камеру сгорания, смешивается с продуктами сгорания и образуемая однородная смесь направляется в газовую (правильнее сказать – в парогазовую) турбину. Смысл этого понятен: часть воздуха, идущего из воздушного компрессора и служащая для уменьшения температуры рабочих газов до допустимой по условиям прочности деталей газовой турбины, замещается паром, на повышение давления которого питательным насосом в состоянии воды затрачивается меньше энергии, чем на повышение давления воздуха в компрессоре. Вместе с тем, поскольку газопаровая смесь покидает котел-утилизатор в виде пара, то тепло конденсации водяного пара, полученное им в котле и составляющее значительную величину, уходит в дымовую трубу.

Техническая трудность организации конденсации пара из парогазовой смеси и связанная с этим необходимость постоянной работы мощной водоподготовительной установки является главным недостатком ПГУ

монарного типа. Отмеченные выше недостатки не привели к широкому распространению монарных ПГУ, по крайней мере, для целей производства электроэнергии на мощных ТЭС.

Схем ПГУ много, поэтому остановимся на рассмотрении только основных циклов ПГУ, имеющих свои особенности и различия в технологическом процессе. Наибольшее распространение получили ПГУ с котлом-утилизатором, работающие в конденсационном или теплофикационном режиме. В этих установках тепло отработавших газов ГТУ утилизируется в котлах-утилизаторах с получением пара высоких параметров, используемого в паротурбинном цикле. Главными преимуществами утилизационных ПГУ по сравнению с ПТУ являются высокая экономичность (в ближайшие годы их КПД превысит 60 %), существенно меньшие капиталовложения, меньшая потребность в охлаждающей воде, малые вредные выбросы, высокая маневренность. Как показано выше, утилизационные ПГУ требуют высокоэкономичных высокотемпературных газовых турбин с высокой температурой отработавших газов для генерирования пара высоких параметров для паротурбинной установки (ПТУ). Современные ГТУ, отвечающие этим требованиям, пока могут работать либо на природном газе, либо на легких сортах жидкого топлива.

При модернизации и реконструкции действующих ТЭС применяют несколько разновидностей ПГУ, уступающих по экономичности ПГУ с КУ, но позволяющих внедрить парогазовую технологию на пылеугольных и газомазутных электростанциях:

- ПГУ с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ);
- ПГУ с параллельной схемой работы;
- ПГУ со сбросом газов газовой турбины в топку парового котла (ПГУ с НПГ);
- ПГУ с утилизационным паровым котлом (ПГУ с УПК);
- ПГУ с полузависимой схемой работы;
- ПГУ с внутрицикловой газификацией углей и др.

2.1. Парогазовые установки с котлом-утилизатором

В ПГУ с котлом-утилизатором (рис. 2.1а) выхлопные газы ГТУ поступают в КУ, где бóльшая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу и генерируется пар. Последний направляется в паротурбинную установку ПГУ для производства электроэнергии, которая вырабатывается без дополнительных затрат топлива, что значительно повышает экономичность всей установки. В ПГУ с КУ КПД по производству электроэнергии возрастает с 33 ÷ 38 % (для ГТУ) до 52 ÷ 60 %.

Термодинамический цикл *Брайтона–Ренкина* (рис. 2.1б) отражает технологический процесс ПГУ с КУ. В верхней ступени комбинированной установки (цикл *Брайтона*) происходят сжатие в компрессоре забираемого им

из атмосферы воздуха (процесс 1–2) и подвод теплоты q_1 при постоянном давлении в камере сгорания ГТУ (процесс 2–3). Образовавшиеся горячие газы с высокими давлением и температурой поступают в газовую турбину (процесс 3–4), где расширяются, совершая работу, передаваемую на вал ГТУ. Большая часть этой работы используется в компрессоре для сжатия воздуха, а остальная ее часть (30 ÷ 40 %) преобразуется в электрогенераторе в электроэнергию, направляемую потребителям. Газы после газовой турбины поступают в КУ. Процесс 4–1 условно замыкает цикл *Брайтона*.

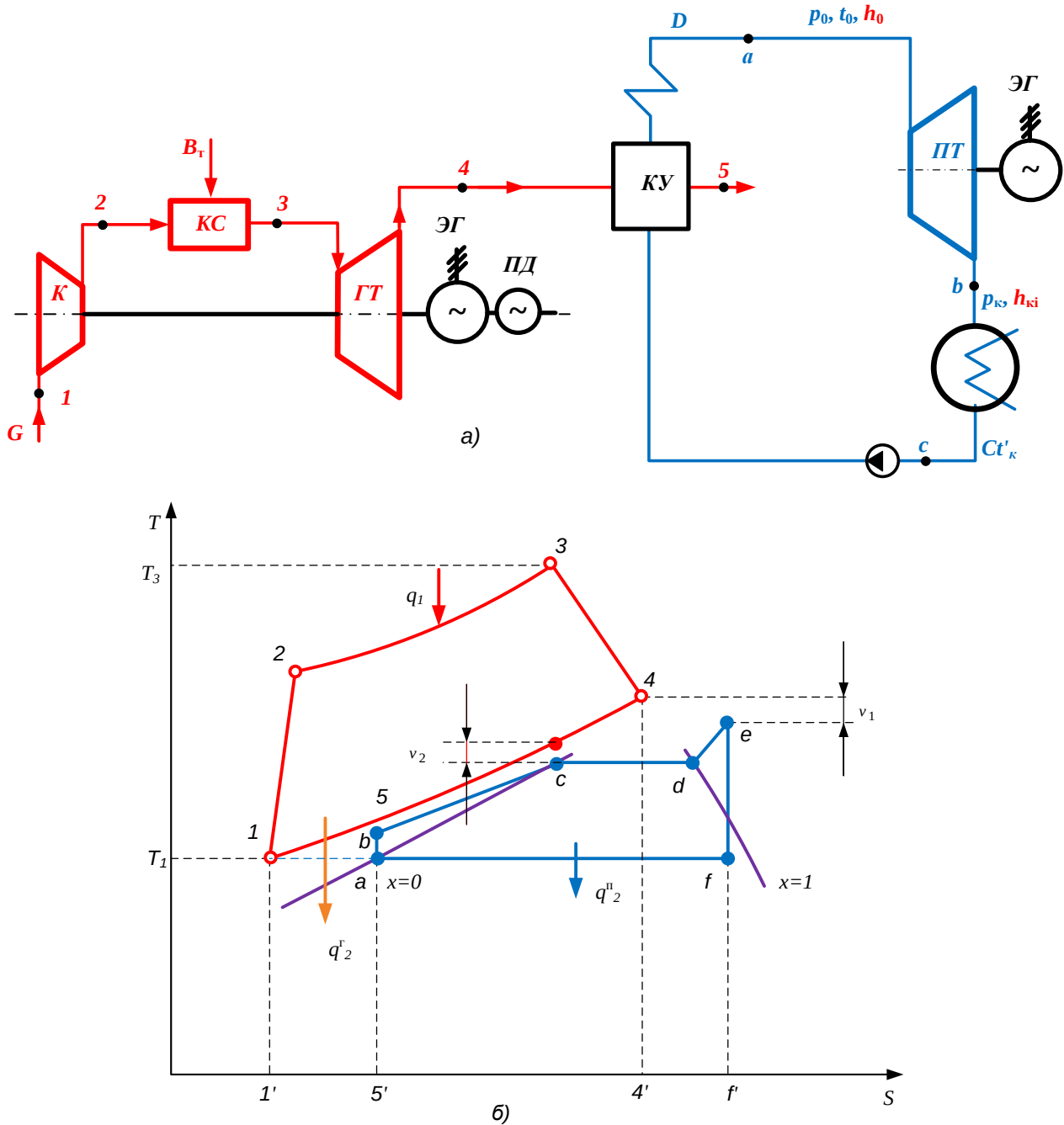


Рисунок 2.1. Простейшая тепловая схема (а) и цикл *Брайтона–Ренкина* в T, s -диаграмме (б) парогазовой установки с котлом-утилизатором:
 $q_2^{\text{г}}, q_2^{\text{п}}$ – удельная теплота газа и пара, отводимая из цикла

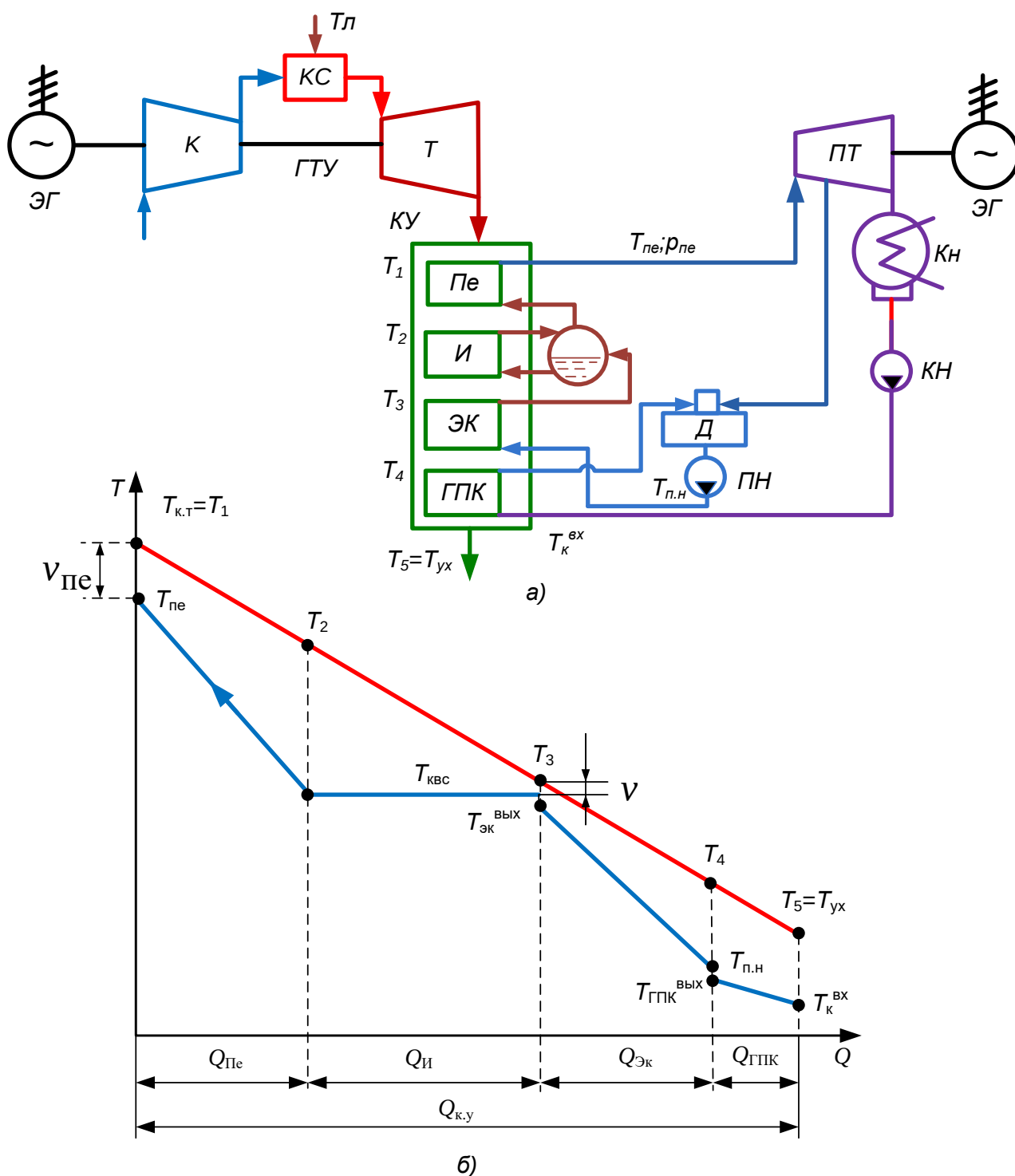


Рисунок 2.2. Тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ (а) и процесс теплообмена в котле в Q, T -диаграмме (б):

$Пе$ – пароперегреватель; $И$ – испаритель; $ЭК$ – экономайзер; $ГПК$ – газовый подогреватель конденсата; $T_{к,т} - T_{yx}$ – охлаждение газов в КУ;

$T_{к}^{вх} - T_{пе}$ – повышение температуры пароводяного рабочего тела; $\vartheta_{пе}$ – недогрев на входе в пароперегреватель; ϑ – минимальный недогрев в испарителе

Охлаждение газов в котле-утилизаторе (процесс 4–5) связано с передачей бóльшей части их теплоты пароводяному рабочему телу в цикле Ренкина. При

этом происходят: нагрев воды в экономайзере КУ (процесс $b—c$), испарение воды в испарителе (процесс $c—d$), перегрев пара в пароперегревателе (процесс $d—e$). Расширение пара в турбине и его конденсация в конденсаторе представлены процессами $e—f$ и $f—a$ с последующим повышением давления конденсата в конденсатном насосе (процесс $a—b$).

Тепловая схема ПГУ с одноконтурным котлом-утилизатором и процесс теплообмена в котле в Q, T -диаграмме изображены на рисунке 2.2.

Такие ПГУ проектируют, используя ГТУ малой и средней мощности (до $30 \div 40$ МВт) при умеренных начальных параметрах газов, а их КПД $\eta_{\text{ПГУ}}^3 \leq 50\%$. Данные решения оправданы, так как связаны с небольшими капиталовложениями, простой технологической схемой и малыми сроками строительства. Температура отработавших газов КУ не опускается ниже 150°C .

Для более глубокого охлаждения газов число контуров генерации пара увеличивают до двух-трех, применяют промежуточный перегрев пара. Такое решение характерно для ПГУ с современными энергетическими ГТУ мощностью $150 \div 300$ МВт, выполненными по одновальной моноблочной схеме. В конденсационном режиме при работе на природном газе они отпускают электроэнергию с КПД (нетто), равным $58 \div 60\%$.

Основные элементы технологической схемы ПГУ с КУ. Энергетическая ГТУ – основной элемент тепловой схемы установки, определяющий режим ее работы, – соединена с установленным за ней КУ переходным газоходом, являющимся продолжением диффузора ГТ. В зависимости от компоновки в этом газоходе может устанавливаться автоматическая управляемая система быстрозапорных газоздушных шиберов (заслонок) большого диаметра для отключения того или иного элемента установки. Заслонка, позволяет направлять газы ГТ либо в КУ, либо в байпасную дымовую трубу. Наличие в этом случае двух дымовых труб (высотой $H_{\text{д.тр}} = 110 \div 120$ м) усложняет схему, удорожает установку и снижает ее надежность, но позволяет энергетической ГТУ работать в автономном режиме.

В п. 1.4 было показано, что выхлопные газы ГТУ изменяют массовый расход и свою температуру, прежде всего с изменением температуры наружного воздуха, что оказывает существенное влияние на характеристики ПГУ.

Теплота отработавших газов ГТУ используется в котле-утилизаторе ПГУ для генерации пара. Эти котлы различаются по компоновке, тепловым схемам и параметрам. Они выполняются горизонтальными или вертикальными преимущественно барабанного типа с естественной или принудительной циркуляцией среды в контуре испарителей.

Поверхности теплообмена изготавливаются из труб с наружным спиральным оребрением, что позволяет уменьшить эту поверхность и ее металлоемкость в 1,5 раза. Эти поверхности скомпонованы в зависимости от конструктивной схемы котла: в виде секций, собранных в общие блоки и подвешенных к потолку поперек движения газов в КУ горизонтальной

компоновки, и в виде отдельных блоков, устанавливаемых в шахте вертикального КУ.

Конструкторский тепловой расчет котла выполняется при принятой температуре наружного воздуха и номинальной нагрузке ГТУ в зависимости от типа ПГУ:

- для конденсационных установок при среднегодовой температуре воздуха;
- для теплофикационных ПГУ при средней температуре воздуха за отопительный период.

При других температурах воздуха и нагрузках ГТУ выполняют поверочные тепловые расчеты КУ, в процессе которых при определенной его конструкции находят показатели работы.

Особенностью котлов-утилизаторов ПГУ является связь между паропроизводительностью и начальными параметрами пара. Это обнаруживается при анализе процесса теплообмена в одноконтурном КУ в Q, T -диаграмме (рис. 2.2б). Увеличение расчетного давления пара уменьшает его массовый расход, оказывая влияние на теплоперепад, срабатываемый паром в паровой турбине. На примере КУ одного давления получено условие для оптимальных значений начальных параметров:

$$\partial D_{\text{пе}}/D_{\text{пе}} = - \partial H_{\text{ип.т}}/H_{\text{ип.т}}. \quad (2.1)$$

Следовательно, максимальная тепловая экономичность ПГУ имеет место при равенстве относительных изменений расхода пара $D_{\text{пе}}$ и срабатываемого теплоперепада $H_{\text{ип.т}}$.

Основным параметром, влияющим на характер изменения тепловой экономичности ПГУ-КЭС с КУ одного давления, является температура отработавших газов ГТУ $T_{\text{к.т}}$.

Оптимальные начальные параметры пара двухконтурных КУ ПТУ составляют:

$$p_{\text{пе}}^{\text{в.д}} = 6 \div 10 \text{ МПа}; \quad T_{\text{пе}}^{\text{в.д}} = f(T_{\text{к.т}}, \vartheta_{\text{пе}}); \quad p_{\text{пе}}^{\text{н.д}} = 0,5 \div 0,7 \text{ МПа}; \quad T_{\text{пе}}^{\text{н.д}} = 180 \div 200 \text{ }^{\circ}\text{С}.$$

Паротурбинные установки в тепловой схеме ПГУ отличаются от ПТУ паросиловых ТЭС рядом особенностей. В них может подаваться до трех потоков пара с разными начальными параметрами, что максимально загружает последние ступени ПТ, не предусмотрены регенеративные отборы пара, а конденсат после конденсатора направляется непосредственно в хвостовую поверхность нагрева КУ. При этом обеспечивается минимально возможная температура его отработавших газов – в КУ двух-трех давлений пара $T_{\text{ух}} = 90 \div 100 \text{ }^{\circ}\text{С}$. Происходит предельно возможная утилизация их теплоты.

Паровые турбины ПГУ с КУ по сравнению с паросиловыми ТЭС работают на пониженных параметрах пара и с меньшей экономичностью.

Следует при этом иметь в виду, что вырабатываемая ими электроэнергия получена без дополнительного расхода топлива в установке.

Выхлопные газы энергетических ГТУ имеют достаточно высокую температуру, а объемная концентрация O_2 в них составляет $13 \div 16 \%$. Их можно рассматривать в качестве малоактивного окислителя процесса горения. В ряде случаев в ПГУ можно организовать дополнительное сжигание (дожигание) некоторого количества природного газа в среде отработавших газов ГТУ. Это позволяет повысить их температуру, стабилизировать параметры генерируемого в КУ пара, увеличить мощность ПГУ.

Показатели тепловой экономичности ПГУ с КУ определяют, используя схему потоков теплоты и энергии.

Соотношение расходов газов, выходящих из ГТУ (G), и водяного пара в ПТУ (D) в данной схеме (см. рис. 2.1б) находится в строгом соответствии, определяемом тепловым балансом котла-утилизатора (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$G \cdot C_p(T_4 - T_5) = D(h_0 - C t_k'). \quad (2.2)$$

В выражении (2.2) повышение энтальпии в насосе ПТУ не учитывается.

Для расчета таких схем в удельных величинах вводится удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ:

$$d_r = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - C t_k'}{C_p(T_4 - T_5)}. \quad (2.3)$$

В соответствии с величиной G_r , т. е. для 1 кг водяного рабочего тела и d_r , кг газового рабочего тела, строится цикл ПГУ в T,s -диаграмме и выполняется его расчет в удельных величинах.

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с КУ соответствует процессу 2-3 и рассчитывается как:

$$q_1 = d_r C_p(T_3 - T_2). \quad (2.4)$$

Удельная теплота, отведенная от рабочих тел, в данном цикле соответствует процессам: 5-1 (для газа) и $f-a$ (для водяного пара). Она рассчитывается как сумма:

$$q_2 = q_2^r + q_2^u = d_r C_p(T_5 - T_1) + (h_k - C t_k'), \quad (2.5)$$

где q_2^r и q_2^u – удельные потери теплоты в газовом и паровом контурах соответственно.

Удельная работа газового цикла:

$$l_{tGT} = d_r(l_{tk} - l_{tGT}) = d_r[C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)], \quad (2.6)$$

где l_{tk} и l_{tGT} – удельные работы компрессора и газовой турбины.

Удельная работа парового цикла (без учета работы насоса):

$$l_{t\text{ПГУ}} = h_0 - h_k. \quad (2.7)$$

Удельная работа цикла ПГУ определяется как сумма работ ГТУ и ПТУ:

$$l_{t\text{ПГУ}} = l_{t\text{ГТ}} + l_{t\text{ПТУ}} = d_{\text{г}} [C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)] + (h_0 - h_k). \quad (2.8)$$

Внутренний абсолютный КПД ПГУ с КУ определяется обычным образом:

$$\eta_{t\text{ПГУ}} = \frac{l_{t\text{ПГУ}}}{q_1}. \quad (2.9)$$

Пуск ПГУ с КУ начинают с пуска ГТУ, использование теплоты отработавших газов которой позволяет поднять в паровом котле параметры пара и сократить количество теплоты, расходуемого на пуск паротурбинного оборудования.

2.2. Парогазовые и газотурбинные ТЭЦ

Идеальные термодинамические циклы парогазовых теплофикационных установок приведены на рисунках 2.3а и б. На них отражено принципиальное отличие этих циклов от аналогичных для паросиловых ТЭЦ. Применение теплофикации в схемах ПГУ не изменяет работу газовой ступени цикла, но заметно уменьшает полезную работу в паровой ступени. Теплота отработавшего пара не теряется в конденсаторе, а передается тепловым потребителям, что позволяет экономить топливо в энергосистеме. Образцовые циклы теплофикационных ПГУ изображены на рисунках 2.3в и г. Они отражают объективность процессов, в которых (в отличие от идеальных) невозможно осуществить изотермический подвод теплоты при определенной начальной температуре.

Реальные циклы ПГУ отличаются от идеальных рядом особенностей, среди которых можно отметить возрастание энтропии в процессах сжатия и расширения рабочих тел, возможность теплообмена лишь при наличии температурного напора, ограниченное число ступеней подвода теплоты к газовой части и др.

Термодинамическую эффективность теплофикационных циклов невозможно оценить их термодинамическим КПД. Для этой цели используют удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении $\mathcal{E}_T$ [6]:

$$\mathcal{E}_T = (\mathcal{E} - \Delta\mathcal{E}_{\text{с.н}}) / \sum Q_T, \quad (2.10)$$

где $\mathcal{E}$ – выработка электроэнергии на тепловом потреблении;

$\Delta\mathcal{E}_{\text{с.н}}$ – потребление электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ;

$\sum Q_T$ – количество отпускаемой на ТЭЦ теплоты внешним потребителям.

Величина $\mathcal{E}_T$ – величина относительная. Чтобы выразить ее в единицах теплоты (калория или джоуль), нужно умножить относительное значение $\mathcal{E}_T$ на 1163 кВт·ч/Гкал или 278 кВт·ч/ГДж соответственно. Если теплота отработавших газов ГТУ полностью используется в паровой ступени ПГУ, то вся электроэнергия в этой установке вырабатывается комбинированным способом.

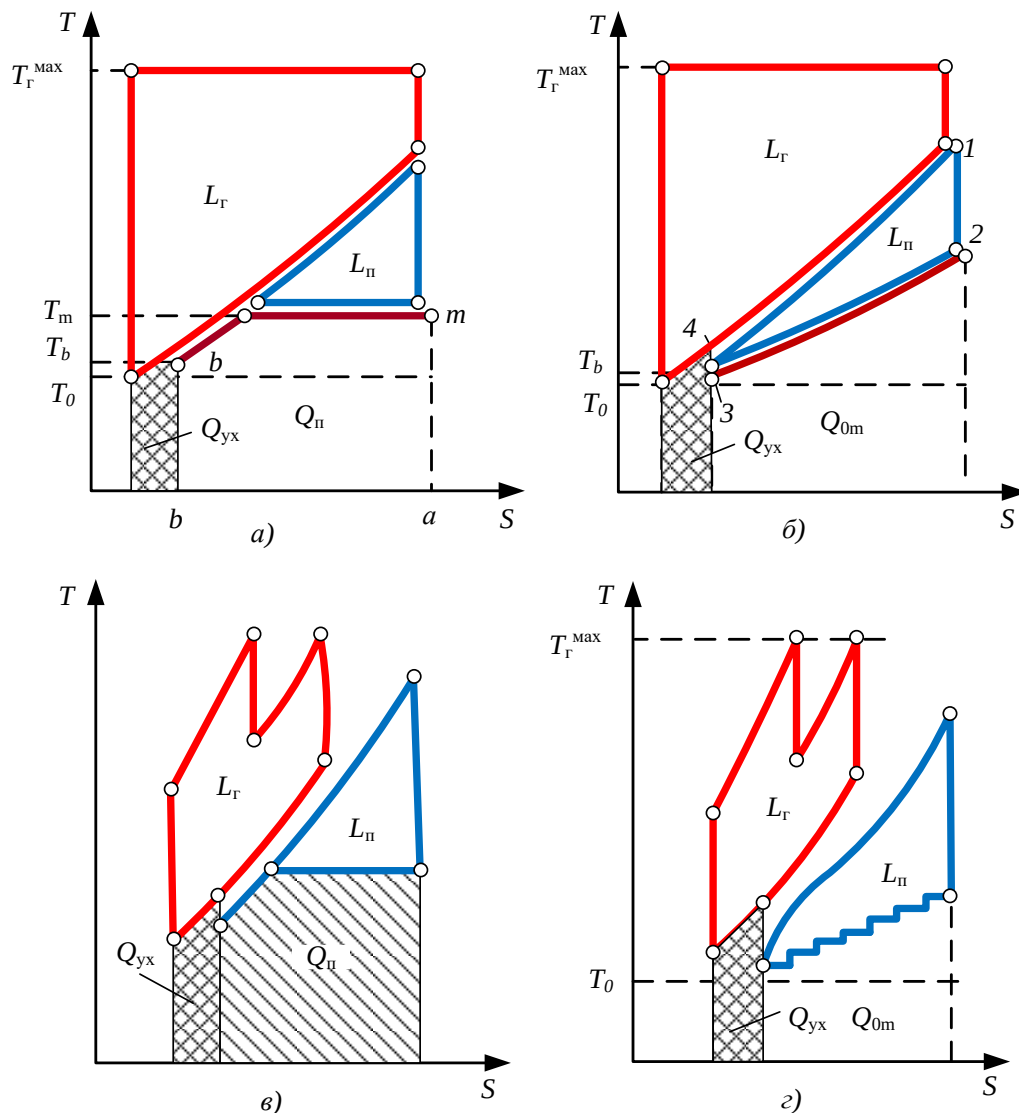


Рисунок 2.3. Идеальные парогазовые циклы теплофикационных установок (а и б) и образцовые циклы теплофикационных парогазовых установок (в и г): а – с отдачей теплоты на технологические нужды; б – с отдачей теплоты для подогрева сетевой воды; в – с отдачей теплоты на технологические нужды; г – с многоступенчатым отводом теплоты для подогрева сетевой воды; L_r , $L_п$ – полезная работа газовой и паровой ступеней ПГУ; $Q_п$, $Q_{от}$ – отпуск теплоты с технологическим паром и на отопительные нужды; Q_{yx} – потери теплоты с уходящими газами ГТУ

Обычно применяют два типа парогазовых теплофикационных установок с КУ: парогазовые ТЭЦ и газотурбинные ТЭЦ (Приложение 1).

В ПГУ с утилизационными паровыми котлами (УК) можно осуществить комбинированную выработку электроэнергии и теплоты. Энергию в виде теплоты отпускают как сетевая подогревательная установка ПТУ, так и газовые сетевые подогреватели (ГСП) УК. Если дополнительно предусмотреть дожигание топлива в котле-утилизаторе, то возможны тепловые схемы и режимы работы, когда вся теплота, необходимая потребителям, отпускается на ТЭЦ и коэффициент теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$. В отличие от паросиловых установок, где эта величина отражает отношение количества теплоты, отпускаемой в цикле *Ренкина*, к полному ее количеству, в теплофикационных ПГУ с УПК это уже отношение количества теплоты, отпускаемой в комбинированном цикле *Брайтона–Ренкина*, ко всей теплоте, получаемой потребителями. Остальное ее количество обеспечивают пиковые водогрейные котлы (ПВК). Использование дожигания топлива в УПК или пиковых сетевых подогревателях позволяет покрыть весь годовой график отпуска теплоты и иметь $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$.

На рисунке 2.4 представлены различные варианты тепловых схем *парогазовых теплоэлектроцентралей (ПГУ-ТЭЦ)* с одноконтурными и двухконтурными УПК, различными типами теплофикационных ПТ при $\alpha_{\text{ТЭЦ}} \leq 1$.

При использовании УК двух давлений пара теплота может отпускаться полностью на ПГУ-ТЭЦ ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$) от сетевой установки с применением пикового сетевого подогревателя и с использованием части пара, генерируемого в УК (рис. 2.4а). Для режимов с $\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$ применяют ПВК (рис. 2.4б).

В схемах ПГУ-ТЭЦ с УК одного давления пара используют газовые сетевые подогреватели и дожигание топлива, обеспечивая $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ (рис. 2.4в), либо отпускают только часть потребляемой теплоты при $\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$ (рис. 2.4г).

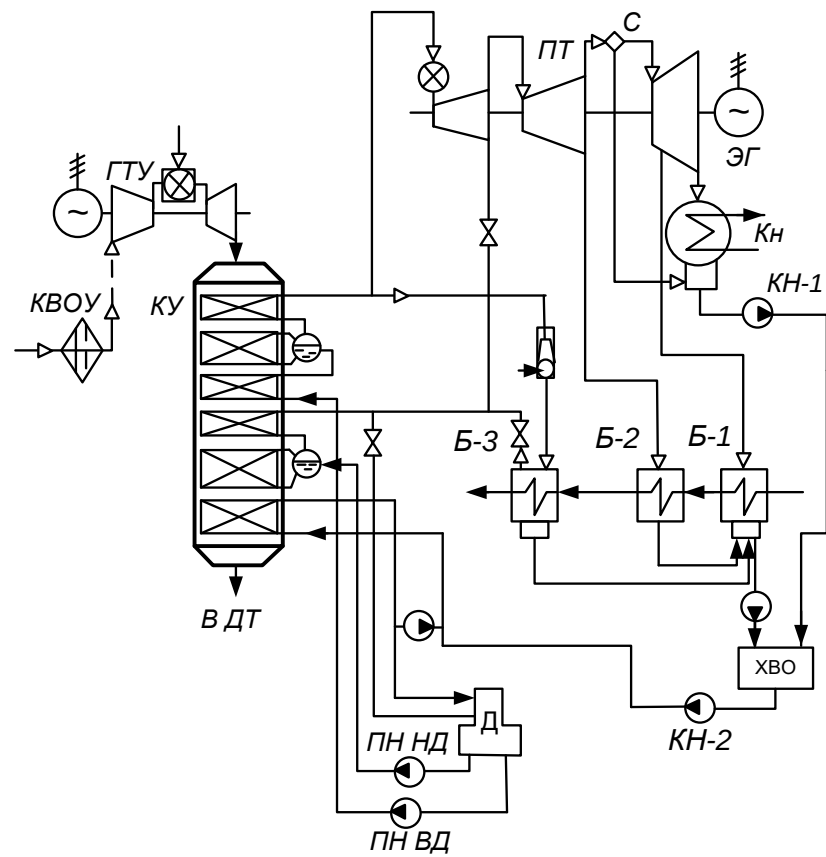
При этом возможно применение как противодавленческих ПТ, так и ПТ с конденсационной частью.

В Санкт-Петербурге успешно работает Северо-Западная ПГУ-ТЭЦ. Работают ПГУ-ТЭЦ в г. Калининграде, Сочи, Тюмени («сбросного» типа), на ТЭЦ-27 ОАО «Мосэнерго» и др.

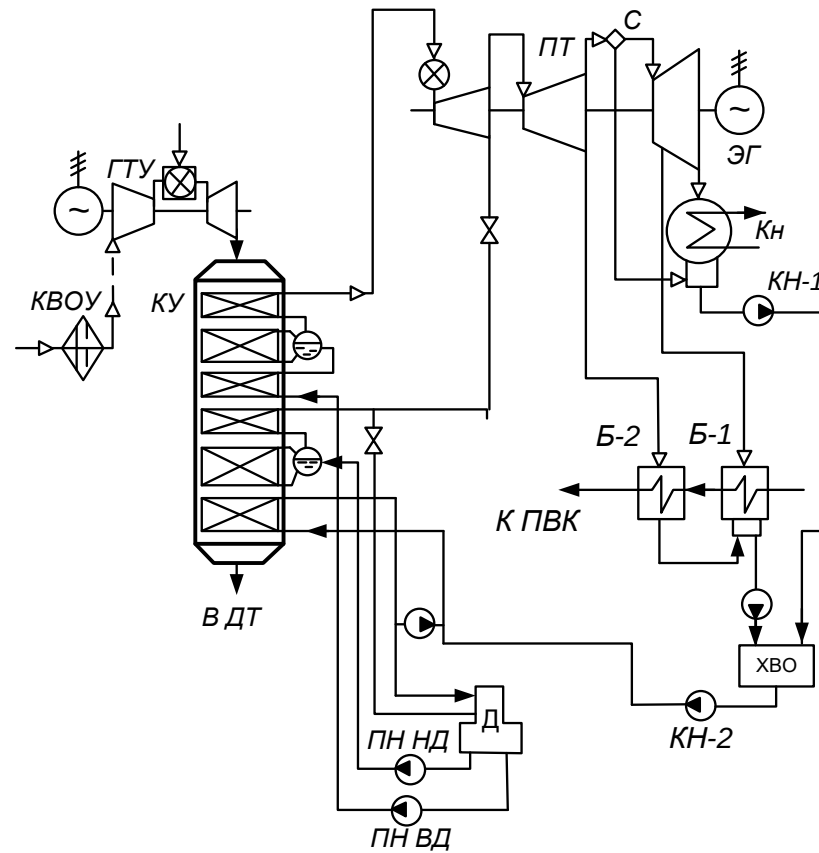
Показатели работы таких ПГУ-ТЭЦ для годового периода выше, чем на ТЭЦ с теплофикационными турбинами на СКД пара типа Т – 250 – 240. Это объясняется их высокой экономичностью при работе в режимах минимального отпуска теплоты.

В качестве примера ПГУ-ТЭЦ рассмотрим ПГУ – 450Т, работающую в Санкт-Петербурге. Эта установка состоит из двух ГТУ типа V94.2 фирмы «Siemens» мощностью 160 МВт каждая (см. рис. 1.6 и табл. 1.2), двух котлов-утилизаторов и теплофикационной паровой турбины двух давлений типа Т – 150 – 7,7 ЛМЗ мощностью 150 МВт в конденсационном режиме. Принципиальная тепловая схема теплофикационной установки ПГУ – 450Т представлена на рисунке 2.5.

Обратная сетевая вода сетевыми насосами первого подъема СН-1 подается для нагрева в трубную систему четырех последовательно установленных сетевых подогревателей. В обычных условиях нагрев воды осуществляется в двух сетевых подогревателях горизонтального типа ПСГ-1 и ПСГ-2 конденсирующимся паром из теплофикационных отборов турбины. В этих двух подогревателях сетевую воду можно нагреть до $100 \div 115$ °С.



а)



б)

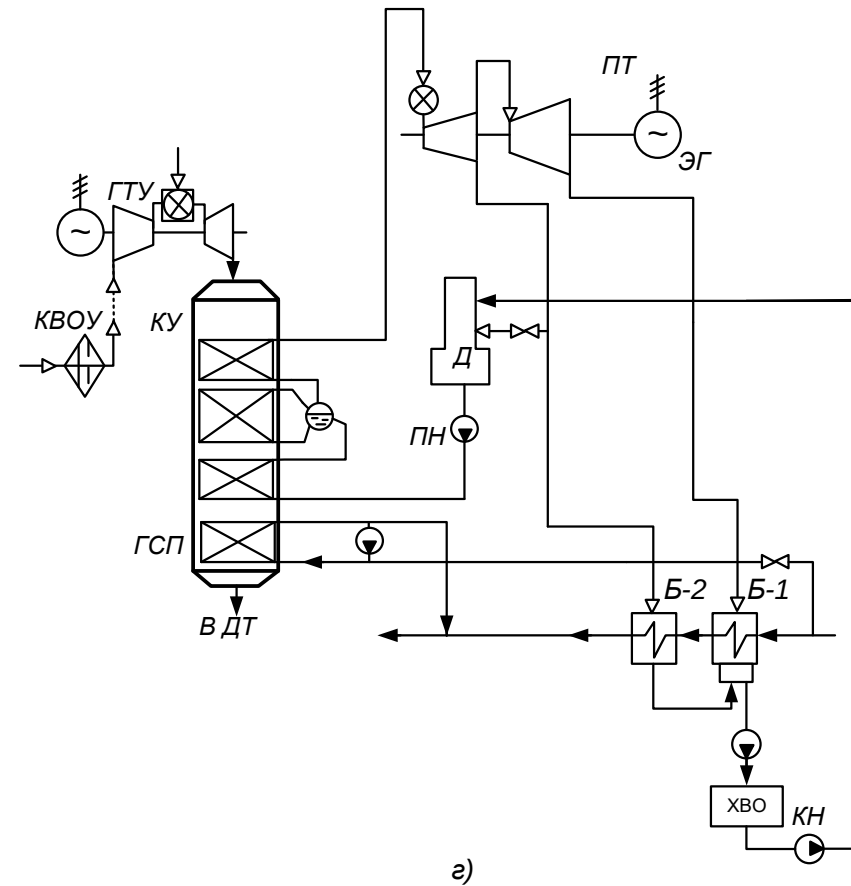
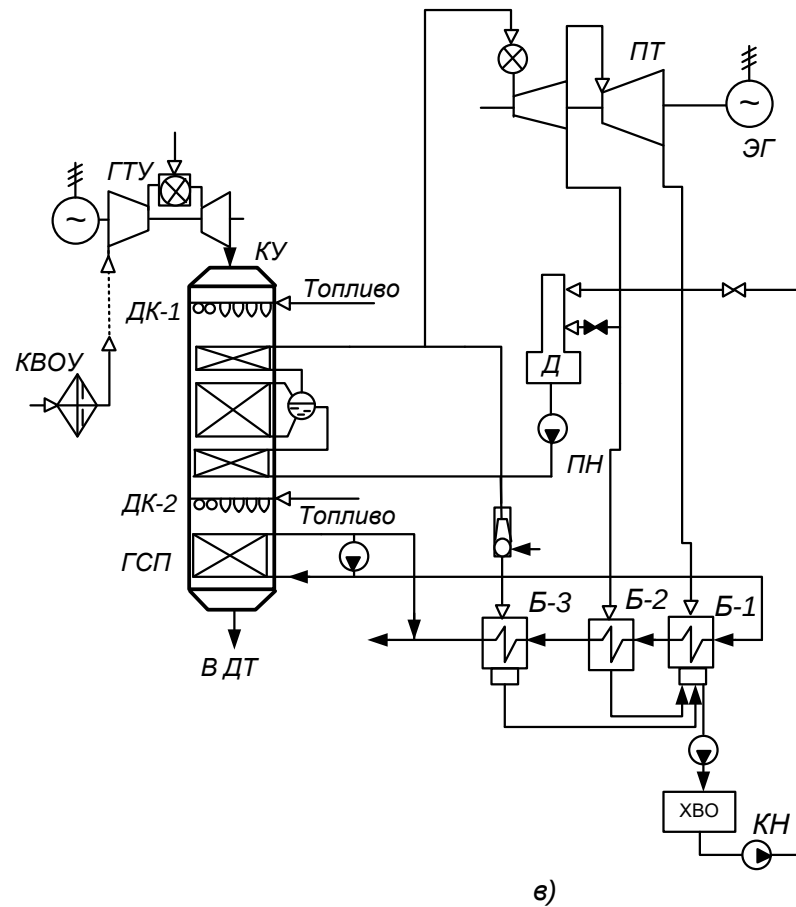


Рисунок 2.4. Тепловые схемы теплофикационных установок ПГУ-ТЭЦ:

а – ПГУ-ТЭЦ с двухконтурным УК ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$); *б* – то же ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$); *в* – ПГУ-ТЭЦ с дожиганием топлива и одноконтурным УК ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$); *г* – то же без дожигания топлива ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$); ПТ – паровая турбина; ПНВД, ПННД – питательный насос соответственно высокого и низкого давлений; Б-1 – Б-3 – сетевые подогреватели; КН – конденсатный насос; ХВО – химводоочистка; Д – деаэратор; ДК-1, ДК-2 – камеры дожигания топлива в КУ; С – сепаратор; ДТ – дымовая труба; Кн – конденсатор; ПВК – пиковый водогрейный котел; ГСП – газовый сетевой подогреватель

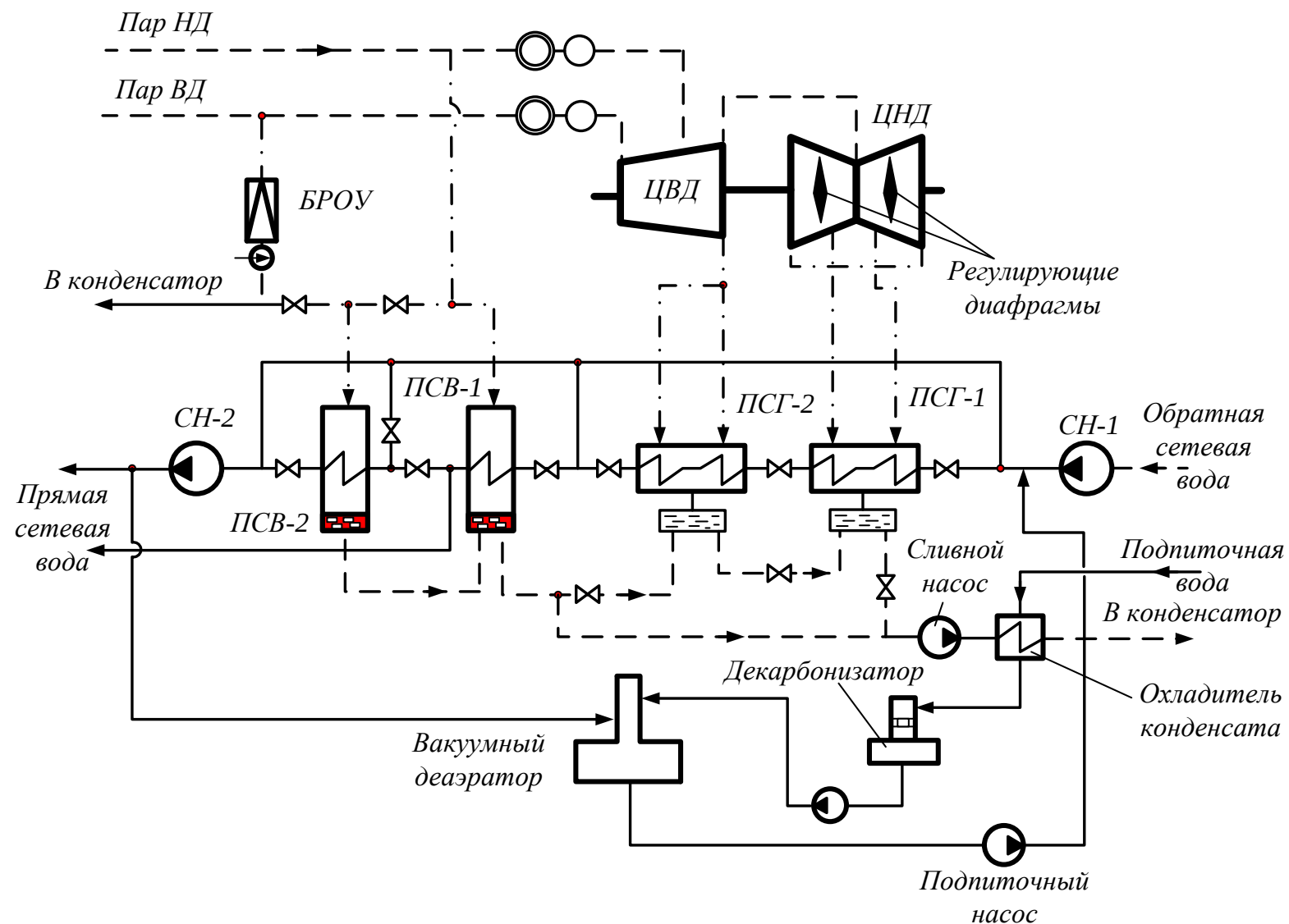


Рисунок 2.5. Принципиальная схема теплофикационной установки ПГУ-450Т Северо-Западной ТЭЦ

При холодной погоде для дополнительного нагрева сетевой воды в качестве пикового источника теплоты используется вертикальный сетевой подогреватель ПСВ-1, который питается паром из контура низкого давления котла-утилизатора.

Расчетное давление в нем при номинальном режиме составляет 0,62 МПа, что обеспечивает требуемую температуру прямой сетевой воды (150 °С). Этот же сетевой подогреватель может использоваться как конденсатор при пуске котла.

В тех случаях, когда ПСГ-1 и ПСГ-2 не могут работать из-за отключения паровой турбины по каким-то причинам, нагрев сетевой воды можно осуществлять паром из контура высокого давления котла-утилизатора, снизив его давление с помощью быстродействующей редукционно-охладительной установки БРОУ и направив его в ПСВ-1 и ПСВ-2.

Таким образом, гарантируется теплоснабжение потребителей от котлов-утилизаторов при неработающей паровой турбине. При таком режиме ПГУ работает как ГТУ-ТЭС, обеспечивая высокий коэффициент использования топлива, но малую выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Кроме того, БРОУ используется для сброса пара в конденсатор в обвод турбины при пусках и ее аварийных отключениях.

Конденсат греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2 собирается в отдельных конденсатосборниках и с помощью сливных насосов прокачивается через охладитель конденсата в конденсатор. Тем самым конденсат греющего пара возвращается в тепловой цикл.

Подпиточная вода теплосети берется из городского водопровода, нагревается во встроенном теплофикационном пучке конденсатора до $30 \div 45$ °С и подается для нагрева в охладитель конденсата сетевых подогревателей. Из него подпиточная вода поступает в декарбонизатор, в котором освобождается от углекислоты, и затем направляется в вакуумный деаэратор. С помощью специального эжектора в последнем поддерживается вакуум. Одновременно в деаэратор из коллектора подается прямая сетевая вода, давление которой составляет около 0,8 МПа, а температура – $100 \div 115$ °С. Поэтому она вскипает, а образующийся пар смешивается с подпиточной водой, нагревая ее до температуры насыщения, при которой из нее выделяются растворенные газы.

Подготовленная таким образом подпиточная вода насосом закачивается на вход ПСГ-1.

ПГУ с утилизационными паровыми котлами обладают высокой маневренностью. Они рассчитаны примерно на 160 пусков в год; время пуска после простоя $6 \div 8$ ч равно 60 мин, а после останова на $40 \div 48$ ч – 120 мин. При разгрузке ПГУ в первую очередь уменьшают нагрузку газотурбинных со 100 до 80 % прикрытием входных направляющих аппаратов (ВНА) компрессоров. Дальнейшее понижение нагрузки производят уменьшением расхода топлива, сжигаемого в горелках УПК, снижением паропроизводительности последнего с сохранением температуры газов перед газовыми турбинами.

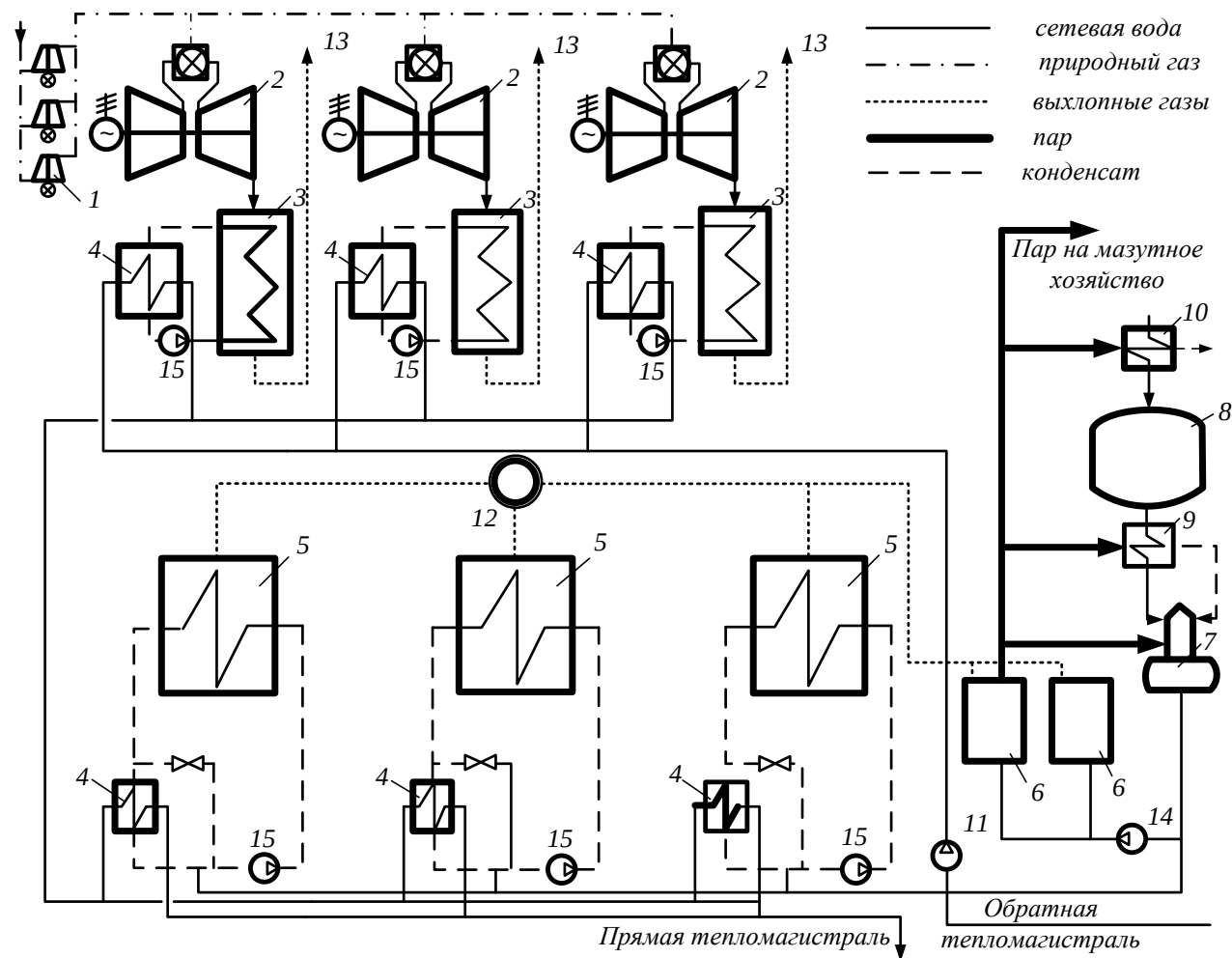


Рисунок 2.6. Принципиальная тепловая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ (г. Электросталь):

- 1 – дожимной компрессор; 2 – ГТУ; 3 – газоводяные теплообменники; 4 – водо-водяные теплообменники;
 5 – водогрейные котлы; 6 – паровые котлы; 7 – деаэратор питательной воды и подпитки водогрейных котлов;
 8 – химводоочистка; 9 – подогреватель добавочной воды; 10 – подогреватель сырой воды; 11 – сетевой насос;
 12 – дымовая труба водогрейных и паровых котлов; 13 – выхлопные газы в дымовую трубу ГТУ; 14 – питательный насос; 15 – насосы контуров циркуляции ГВТО и водогрейных котлов

При достижении 50 % номинальной нагрузки ПГУ одна из ГТУ и соответствующий ей корпус УПК отключаются. С понижением нагрузки паровой ступени и паропроизводительности УПК происходит перераспределение температур по тракту, а температура отработавших газов увеличивается до 170 – 190 °С (при 50 % нагрузке котла). Это повышение температуры недопустимо по условиям работы дымососов и дымовой трубы. Для поддержания допустимой температуры отработавших газов утилизационный паровой котел при пониженных нагрузках переводится с прямоточного в сепараторный режим работы со сбросом избыточной теплоты в конденсатор паровой турбины. В схеме ПТУ предусмотрены встроенный сепаратор и растопочный расширитель. Переход в сепараторный режим повышает расход топлива ПГУ по сравнению с прямоточным режимом работы на 5 ÷ 10 %.

Газотурбинные теплоэлектроцентрали (ГТУ-ТЭЦ) – частный случай ПГУ-ТЭЦ, где теплота потребителю отпускается только от КУ установки, а в схеме отсутствует паровая турбина (см. параграф 1.5). Для их создания используют энергетические ГТУ малой и средней мощности с умеренными показателями экономичности. Тепловые схемы ГТУ-ТЭЦ значительно проще, а сроки строительства и удельные капиталовложения ниже.

На рисунке 2.6 представлена тепловая схема отопительной ГТУ-ТЭЦ, эксплуатируемой в г. Электросталь Московской области. В ГВТО 3 ГТУ-ТЭЦ за счет теплоты отработавших газов ГТУ нагревают сетевую воду, а пик потребления теплоты покрывается с помощью водогрейных котлов 5.

Для ГТУ-ТЭЦ труднее решается вопрос регулирования отпуска теплоты при покрытии годового графика ее потребления, чем для ПГУ-ТЭЦ. Принимаются различные технологические решения:

- в случаях, когда необходимо уменьшить отпуск теплоты, можно отключить часть работающих энергетических модулей «ГТУ-КУ», снизить электрическую нагрузку ГТУ и часть отработавших газов направить по байпасному газоходу в обвод КУ. Эти решения могут применяться комплексно;
- в режимах, требующих максимального отпуска теплоты, используют пиковые котлы (водогрейные или паровые), дожигание топлива в КУ, перевод ГТУ в пиковый режим работы.

По экономичности ГТУ-ТЭЦ почти не уступают парогазовым и паросиловым ТЭЦ, обладая простой и маневренной схемой эксплуатации.

2.3. Методика расчета тепловой схемы конденсационной парогазовой установки с котлом-утилизатором

Парогазовые установки с котлом-утилизатором условно можно разделить на три класса и в соответствии с этим использовать на ТЭС в зависимости от требуемых решений.

ПГУ–КУ класса А можно считать установки мощностью 300 ÷ 700 МВт моноблочного исполнения, одновальные с котлами-утилизаторами трех

давлений пара. В них используются современные энергетические ГТУ мощностью до 300 МВт, КПД производства электроэнергии которых равен $38 \div 40 \%$. Температура газов на входе в газовую турбину и выходе из нее составляет $1400 \div 500$ и $590 \div 630^\circ\text{C}$ соответственно, что позволяет дополнительно применить промежуточный перегрев пара и иметь необходимые параметры генерируемого пара. КПД производства электроэнергии этих ПГУ в конденсационном режиме достигает 60% (рис. 2.7). Для этого в камерах сгорания ГТУ сжигают природный газ с давлением перед системой топливоподачи не менее 3 МПа, не устанавливая при этом дожимные топливные компрессоры.

Строительство крупных моноблочных ПГУ класса *A* в районах дефицита электроэнергии позволяет в короткие сроки решить эту проблему и сэкономить значительное количество природного газа по сравнению с его сжиганием на ТЭС с паросиловыми установками.

ПГУ–КУ класса B можно считать установки, в которых используются энергетические ГТУ мощностью $50 \div 150$ МВт с КПД производства электроэнергии $33 \div 35 \%$, а также котлы-утилизаторы двух давлений. Тепловая схема таких ПГУ включает в себя обычно две ГТУ и одну паровую турбину с электрогенераторами. Такие ПГУ часто выполняют теплофикационными (см. ПГУ–ТЭЦ на рис. 2.4а, б).

Сроки строительства таких ТЭЦ и темпы подключения потребителей теплоты к установкам могут не совпадать, преимущество ПГУ–ТЭЦ обнаруживается прежде всего в конденсационном режиме работы при КПД производства электроэнергии $52 \div 53 \%$ по сравнению с паросиловыми ТЭЦ. Парогазовые установки этого класса могут применяться и в качестве конденсационных установок.

ПГУ–КУ класса B – это установки, электрическая мощность которых не превышает 25 МВт. Они создаются на базе конверсионных энергетических ГТУ с широким диапазоном начальных параметров газов и имеют КПД производства электроэнергии $28\text{--}34 \%$. Для этой цели используются авиационные газотурбинные двигатели, к которым подключается силовая газовая турбина с электрогенератором, соединенная газодинамически с ГТД.

Тепловые схемы ПГУ класса *B* разнообразны. Это могут быть газотурбинные ТЭЦ отопительного и промышленного типов. Они обслуживают объекты «малой энергетики», мощность установок которых колеблется от 0,8 до 20 МВт.

Наибольшее число таких установок имеют мощность 2; 5; 6 и 8 МВт, будучи объектами муниципальных образований. Московское правительство организовало надстройки ряда водогрейных котельных энергетическими ГТУ (например, ГТД-6РМ фирмы «Сатурн»), преобразовав водогрейную котельную и повысив экономичность производства электроэнергии и теплоты при экономии газового топлива (ГТУ–ТЭЦ в Зеленограде, Переделкино, Кожухово, Митино, Строгино и других районах).

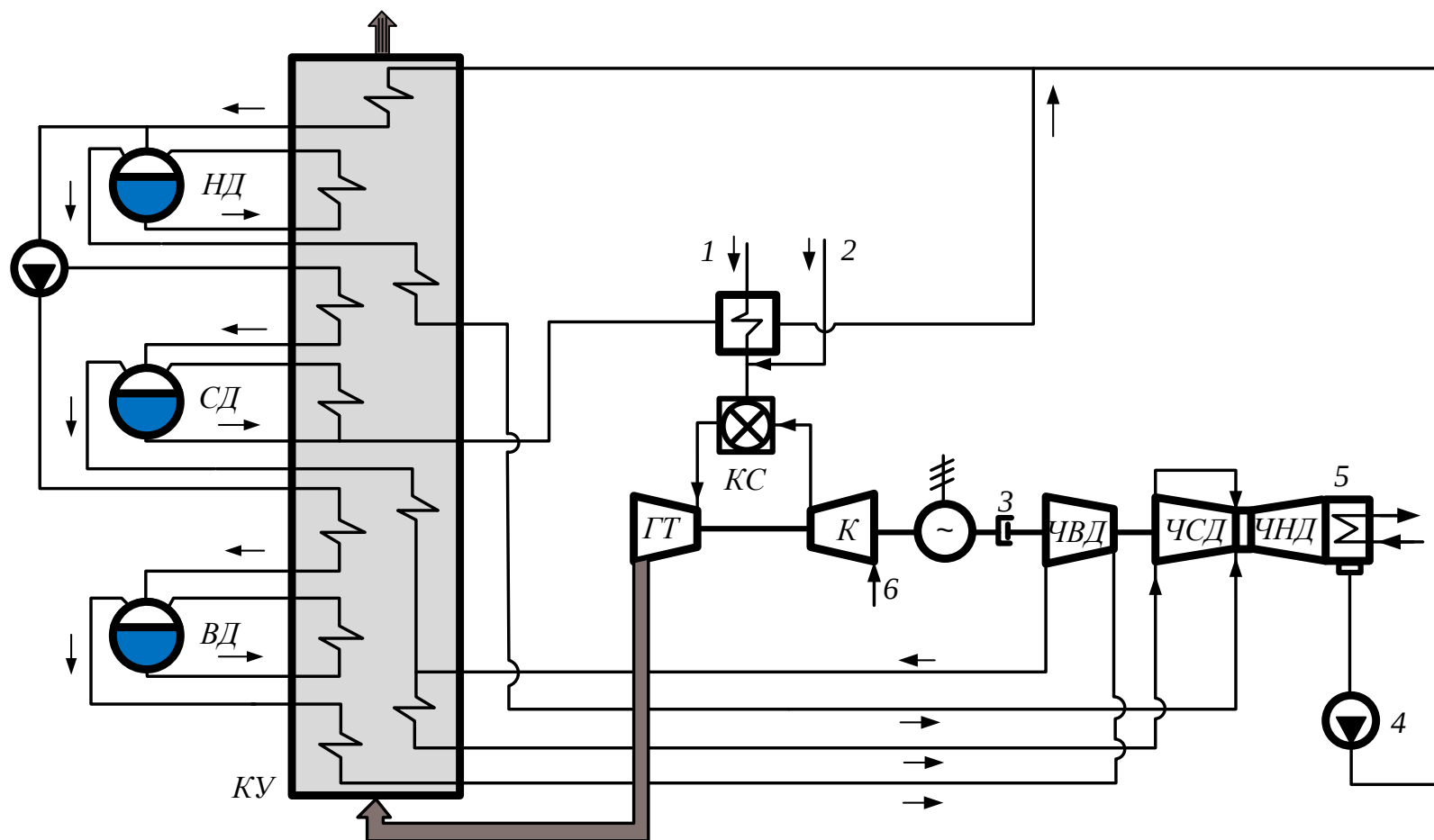


Рисунок 2.7. Тепловая схема одновальной ПГУ с трехконтурным КУ (фирмы «Siemens»):
 ВД, СД, НД – пароводяные контуры КУ соответственно высокого, среднего и низкого давления; 1 – природный газ;
 2 – жидкое топливо; 3 – самозацепляющаяся (расцепная) муфта; 4 – конденсатный насос; 5 – конденсатор; 6 – воздух

С помощью ПГУ класса *B* целесообразно решение проблемы покрытия отопительной нагрузки при одновременной выработке электроэнергии. В Дании, например, они дают до 50 % всей электроэнергии, вырабатываемой на ТЭЦ.

Тепловые схемы и особенности технологического процесса ПГУ с КУ рассмотрены выше. Показано, что в схеме такой ПГУ можно выделить энергетический модуль «ГТУ-КУ» и паротурбинную установку, работающую на генерируемом в модуле паре. Чтобы рассчитать характеристики модуля с заданным расходом пара, необходимо провести итеративные (с последовательными приближениями) расчеты КУ и ГТУ при различных нагрузках, корректируя на каждом шаге исходные данные. Если при этом применять и дожигание топлива в КУ, то эта процедура еще больше усложнится, так как необходимый расход пара в КУ можно получить различными комбинациями расходов топлива в камерах сгорания ГТУ и в камерах дожигания КУ.

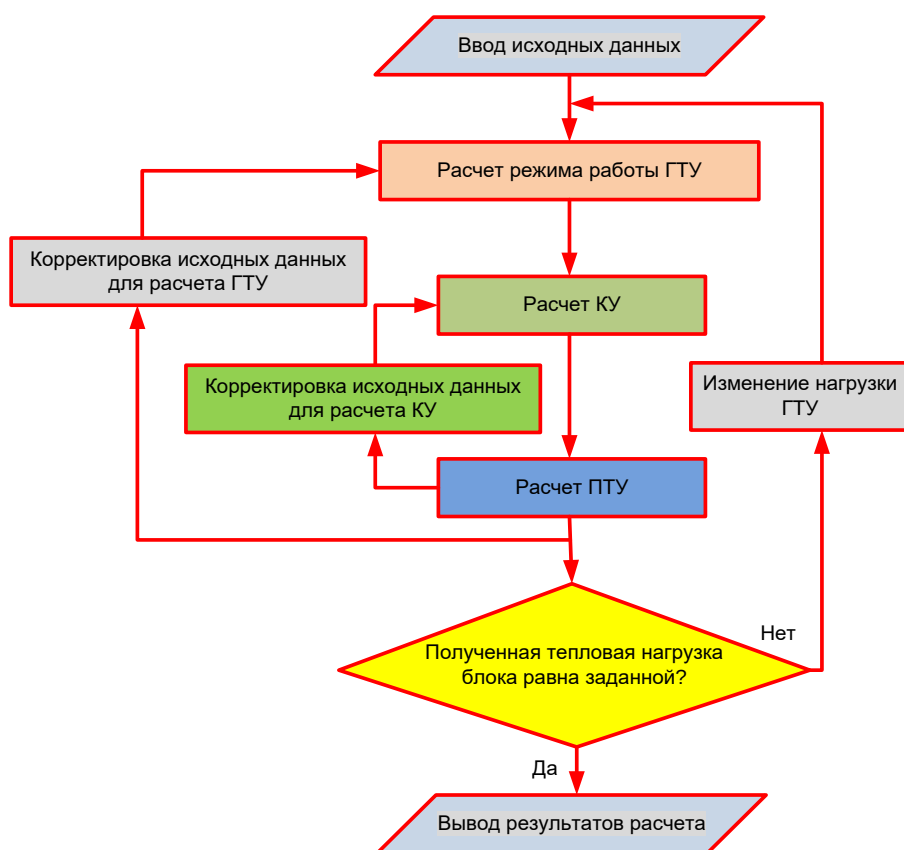


Рисунок 2.8. Упрощенная схема расчета тепловой схемы ПГУ с КУ

Одновременный расчет тепловой схемы энергетического модуля «ГТУ-КУ» и паротурбинной установки проводят с учетом числа контуров генерации пара и различных параметров его при подводе в ПТ. Расчет зависит от структуры проточной части ПТ – систем парораспределения на входе в турбину и рабочие отсеки после камер смешения различных потоков пара. При использовании в ПТ соплового парораспределения давление пара в КУ может

поддерживаться на заданном уровне. В режиме полностью открытых регулирующих элементов (режим скользящего давления) расчеты проводят с постоянной корректировкой давления пара по всем существующим контурам КУ, что увеличивает число операций. Необходима также постоянная корректировка температуры конденсата перед КУ, так как ее значение зависит от режима работы конденсатора ПТ.

Для рассматриваемой тепловой схемы невозможно реализовать последовательность расчета, при которой сначала рассчитывалась бы ПТУ, а затем – энергетический модуль «ГТУ-КУ», как это имеет место в паросиловых установках ТЭС. Это определяет значительно бóльшую сложность алгоритма расчета тепловой схемы ПГУ с КУ (рис. 2.8).

Условно расчет этой схемы разбивается на следующие этапы:

- *предварительный расчет* проводится для оценки электрической и тепловой мощностей элементов и всей ПГУ. Он основывается на уравнениях тепловых балансов элементов тепловой схемы ПГУ-КЭС и выполняется для нескольких температур наружного воздуха;

- *конструкторский расчет* осуществляется для определения структуры и конфигурации поверхностей нагрева КУ, характеристик отсеков проточной части паровой турбины, конденсатора и др. Он проводится индивидуально для каждого элемента схемы с учетом особенностей его работы при различных условиях: нагрузках, температурах наружного воздуха и др.;

- *поверочный расчет* ПГУ-КЭС выполняется для определения показателей работы установки в различных режимах с учетом полученных в конструкторском расчете характеристик элементов схемы. Такая статическая модель энергоустановки позволяет определить показатели работы в одной точке поля режимов эксплуатации.

На рисунке 2.9 в качестве примера приведена тепловая схема ПГУ-540 с двумя энергетическими модулями «ГТУ-КУ», генерирующими и подающими пар двух давлений в одну паротурбинную установку. Далее дана краткая характеристика основного и вспомогательного оборудования ПГУ.

Энергетическая ГТУ типа ГТЭ-180 производства ОАО «ЛМЗ» укомплектована электрогенератором левого вращения с воздушным охлаждением типа ТЗФГ – 220 – 2УЗ и выполнена по простой одновальной схеме с частотой вращения 3000 мин^{-1} . Она снабжена комплексным воздухоочистительным и шумоподавляющим устройством с запорным шибером, диффузором, соединяющим выхлоп ГТУ с газоходом КУ, и укомплектована автоматической системой управления тепловыми процессами.

Компрессор ГТУ 13-ступенчатый со степенью повышения давления воздуха $\pi_k = 15$, КПД его проточной части $\eta_k = 0,86$ (по ISO). Он имеет три поворотных направляющих аппарата, изменяющих расход воздуха через установку в диапазоне $70 \div 100 \%$ номинального без заметного снижения КПД.

Камеры сгорания – трубчато-кольцевые, двухтопливные, обеспечивающие высокие экологические показатели. Замена горелочных устройств осуществляется без вскрытия турбины.

Газовая турбина 4-х ступенчатая с воздушным охлаждением; выходной диффузор ее неохлаждаемый.

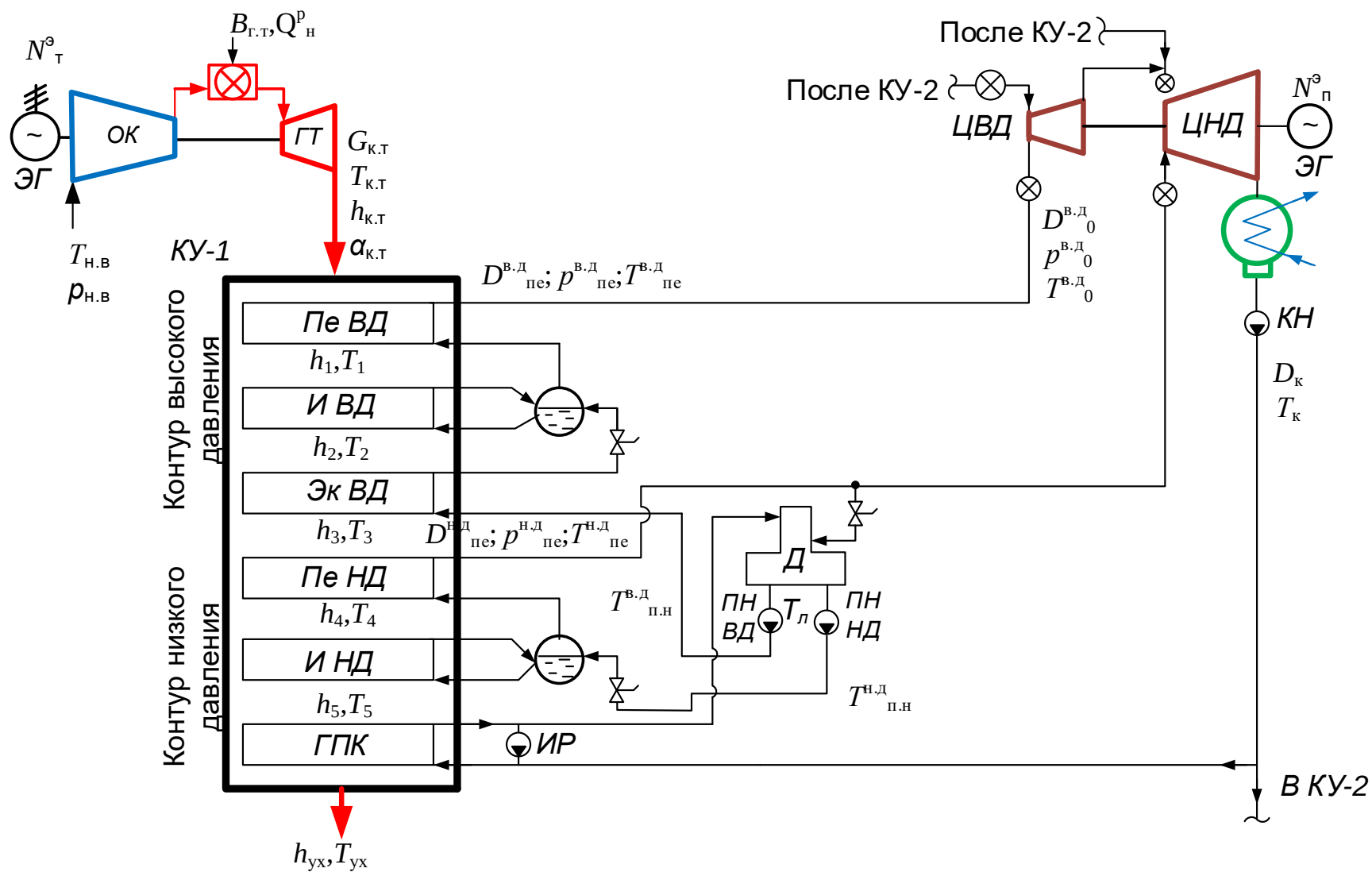


Рисунок 2.9. Принципиальная тепловая схема ПГУ-540

Котел-утилизатор типа П-87 производства ОАО «Машиностроительный завод ЗИО-Подольск» горизонтального профиля, барабанный с естественной циркуляцией среды рассчитан на генерацию пара двух давлений. Тепловая схема КУ включает в себя (по ходу газов): пароперегреватель высокого давления (*Пе ВД*), испаритель ВД (*И ВД*), экономайзер ВД (*Эк ВД*), пароперегреватель низкого давления (*Пе НД*), испаритель НД (*И НД*), газовый подогреватель конденсата (*ГПК*). Расходы и параметры пара КУ в расчетном режиме следующие: $D_{\text{пе}}^{\text{В.Д}}$ и $D_{\text{пе}}^{\text{Н.Д}} = 69,7$ и $22,1$ кг/с; $p_{\text{пе}}^{\text{В.Д}}$ и $p_{\text{пе}}^{\text{Н.Д}} = 8,6$ и $0,68$ МПа; $T_{\text{пе}}^{\text{В.Д}}$ и $T_{\text{пе}}^{\text{Н.Д}} = 520$ и 232 °С.

Котел-утилизатор выполнен газоплотным, а поверхности нагрева его изготовлены в виде отдельных секций из труб с наружным спиральным оребрением. Они подвешены к собственному каркасу котла.

Секции имеют следующие характеристики: наружный диаметр гладкой несущей трубы $d_H = 40$ мм; толщина стенки трубы $\delta_{\text{тр}} = 4$ мм; высота привариваемого ребра $h_p = 13$ мм; шаг ребер $b_p = 5$ мм; толщина ребра $\delta_p = 1$ мм; поперечный и продольный шаги труб $s_1 = 72$ мм, $s_2 = 85$ мм; высота трубы в секции $h_{\text{тр}} = 21$ м; число труб в секции $n_{\text{тр}} = 66$ шт.; площадь поверхности теплообмена секции $F_{\text{сек}} = 1351,1$ м².

Котел-утилизатор выполнен газоплотным, а поверхности нагрева его изготовлены в виде отдельных секций из труб с наружным спиральным оребрением. Они подвешены к собственному каркасу котла. Секции имеют следующие характеристики: наружный диаметр гладкой несущей трубы $d_H = 40$ мм; толщина стенки трубы $\delta_{\text{тр}} = 4$ мм; высота привариваемого ребра $h_p = 13$ мм; шаг ребер $b_p = 5$ мм; толщина ребра $\delta_p = 1$ мм; поперечный и продольный шаги труб $s_1 = 72$ мм, $s_2 = 85$ мм; высота трубы в секции $h_{\text{тр}} = 21$ м; число труб в секции $n_{\text{тр}} = 66$ шт.; площадь поверхности теплообмена секции $F_{\text{сек}} = 1351,1$ м².

Паровая турбина типа К-180-7,7 производства ОАО ЛМЗ двухцилиндровая с дроссельными и регулирующими клапанами ВД, двумя стопорными клапанами среднего давления, установленными на корпусе совмещенных ЦВД и ЦСД. Конструкция цилиндров упрощена из-за отсутствия регенеративных отборов пара. Номинальная мощность ПТ составляет 188 МВт при давлении в конденсаторе 6,1 кПа.

Паротурбинная установка включает в себя конденсационное устройство, состоящее из двух конденсаторов типа КП-12360 и водоструйных эжекторов ЭВ-13-450 для отсоса воздуха из конденсатора. В схеме ПТУ предусмотрены три конденсатных насоса типа КсВ320-220 и два циркуляционных насоса технической воды типа Д15000-24 с общим расходом 30 000 м³/ч.

В деаэрационно-питательной установке предусмотрены два деаэратора с деаэрационными колонками ДП-500 и деаэрационными баками объемом $V_6 = 65$ м³. К каждому деаэратору подключено по три питательных насоса ВД типа ПЭНА-310-110 и по три питательных насоса НД типа ПЭНА-70-10.

Для обеспечения бескоррозионного режима работы газовых подогревателей конденсата КУ на каждом котле имеется по два насоса рециркуляции конденсата (НР) типа NRN-100-20.

2.4. Парогазовые установки с параллельной схемой работы

ПГУ с параллельной схемой работы позволяют достаточно легко применить парогазовую технологию (прежде всего на пылеугольных энергоблоках). Такое техническое решение приводит к росту экономичности ТЭС, аналогичной экономичности установок с суперсверхкритическими параметрами пара и двойным промежуточным его перегревом.

Парогазовые установки этого типа состоят из паросиловой установки (ПСУ) обычной конфигурации с пылеугольным или газомазутным паровым котлом и энергетического модуля «ГТУ-КУ», в котором генерируется пар, используемый в паровой турбине ПСУ (рис. 2.10). Тепловая схема ПГУ отличается большой автономностью ее элементов.

Газотурбинная установка энергетического модуля (при наличии байпасного газохода КУ) может работать самостоятельно, как и паросиловая установка. Они связаны между собой только паропроводами пара, идущими от КУ, и коллекторами питательной воды и основного конденсата, часть которых используется для снижения температуры отработавших газов КУ примерно до 100 °С.

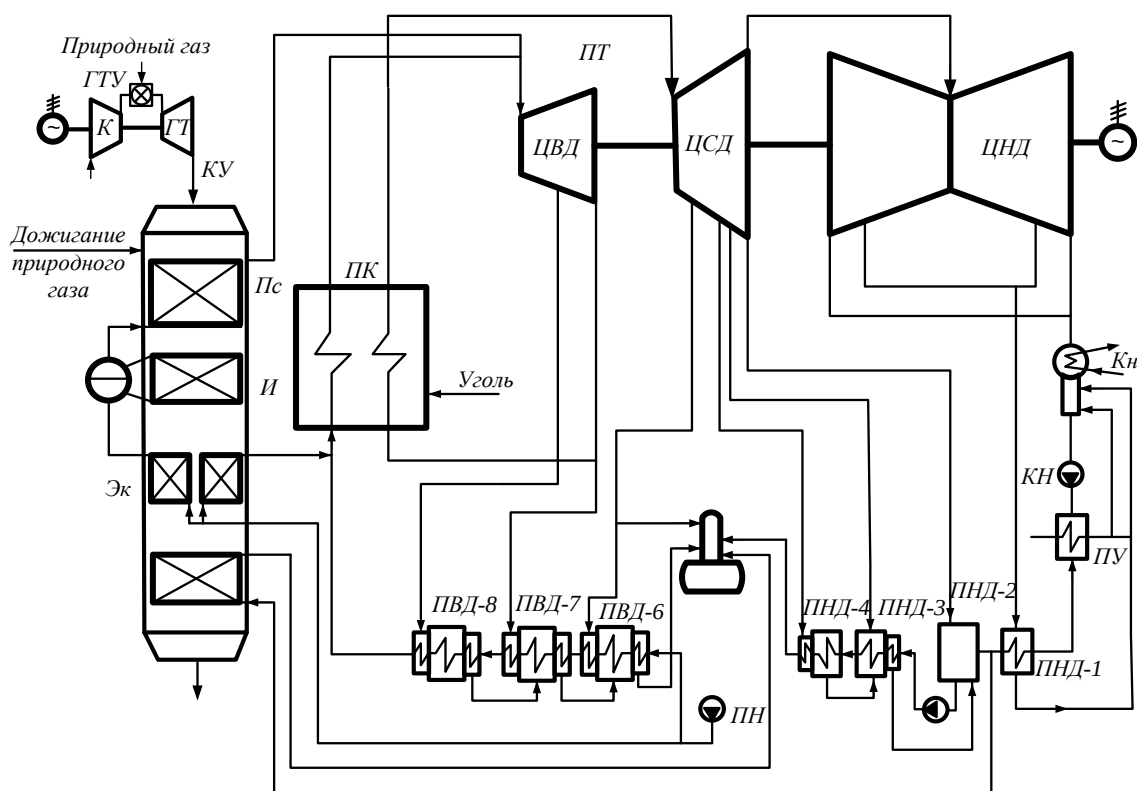


Рисунок 2.10. Принципиальная тепловая схема пылеугольной ПГУ с параллельной схемой работы: ПУ – подогреватель уплотнений

При работе по парогазовой схеме в зависимости от характеристик отработавших газов ГТУ в КУ энергетического модуля можно генерировать пар с начальными параметрами пара ПСУ или параметрами его перед ЦСД ПТ. В первом случае этот пар смешивается со свежим паром энергетического парового котла и поступает в головную часть ПТ при максимальной ее нагрузке по пару. Паропроизводительность ПК снижается на $12 \div 15\%$ при незначительных изменении его экономичности и влиянии на режимы эксплуатации. Во втором случае пар КУ смешивается с паром после промежуточного перегревателя ПК и поступает в ЦСД паровой турбины.

Парогазовая установка с параллельной схемой работы позволяет повысить экономичность ПСУ с блоками мощностью 200 и 300 МВт до $44 \div 45\%$ при выработке электроэнергии в конденсационном режиме.

2.5. Парогазовые установки «сбросного» типа

Ранее было показано, что выхлопные газы ГТУ содержат до $14 \div 16\%$ кислорода и имеют температуру, достигающую $450 \div 600^\circ\text{C}$. Поэтому ими можно заменить горячий котловой воздух, используемый в горелках ПК после его подогрева в воздухоподогревателе.

В этих ПГУ-С выхлопные газы ГТУ сбрасываются в горелки ПК и обеспечивают сжигание в топке требуемого количества природного газа, мазута или угольной пыли. Вид используемого в ПК ПГУ «сбросного» типа органического топлива зависит от минимально допустимого содержания O_2 в газах ГТУ при сжигании в топке, которое составляет $15,5 \div 16\%$ для углей, $14 \div 15\%$ для мазута и $13 \div 14\%$ для природного газа. Этот тип ПГУ необходимо применять в первую очередь на пылеугольных энергоблоках.

В них тепло отработавших газов ГТУ, содержащих достаточное количество кислорода, направляется в энергетический котел, замещая в нем воздух, подаваемый дутьевыми вентиляторами котла из атмосферы. При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, так как уходящие газы ГТУ имеют высокую температуру. Главным преимуществом сбросной схемы является возможность использования в паротурбинном цикле недорогих энергетических твердых топлив. В сбросной ПГУ топливо направляется не только в камеру сгорания ГТУ, но и в энергетический котел, причем ГТУ работает на легком топливе (газ или дизельное топливо), а энергетический котел – на любом топливе.

Существует много видов схем ПГУ, где используется теплота сгорания топлива для нагрева водяного рабочего тела. Рассмотрим несколько типовых схем и циклов таких ПГУ сбросного типа.

Цикл ПГУ с низконапорным парогенератором

В данной схеме ПГУ газы ГТУ также сбрасываются в паровой котел, но в отличие от ПГУ с КУ в данном паровом котле, который называют низконапорным парогенератором (НПГ), происходит сжигание топлива.

Схема и цикл в T,s -диаграмме ПГУ с НПП представлены на рисунках 2.11 и 2.12.

Соотношение газов, выходящих из ГТУ, и водяного пара в ПТУ в данной схеме определяется тепловым балансом НПП (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$G \cdot C_p(T_5 - T_6) = D(h_0 - Ct'_k). \quad (2.11)$$

Расчет величины удельного расхода газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ в соответствии с выражением (2.11) выполняется по уравнению:

$$d_T = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - Ct'_k}{C_p(T_5 - T_6)}. \quad (2.12)$$

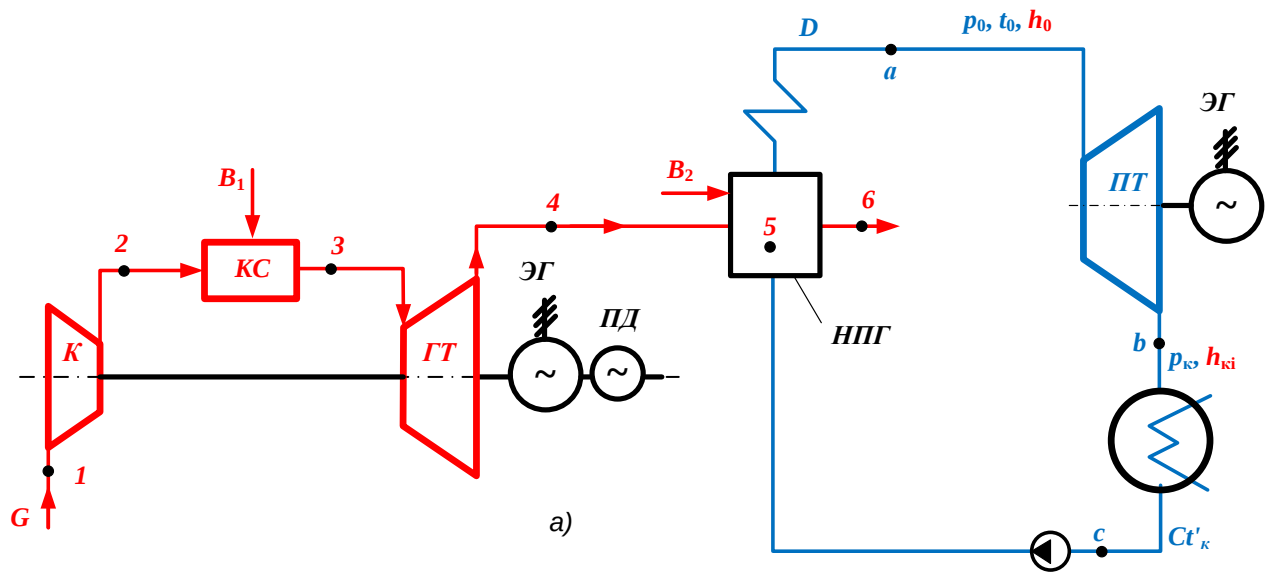


Рисунок 2.11. Схема парогазовой установки с низконапорным парогенератором:

K – компрессор; $КС$ – камера сгорания; $ГТ$ – газовая турбина;
 $НПП$ – низконапорный парогенератор; $ПТ$ – паровая турбина; G – расход воздуха; D – расход пара; $B1$ – расход топлива в $КС$; $B2$ – расход топлива в $НПП$

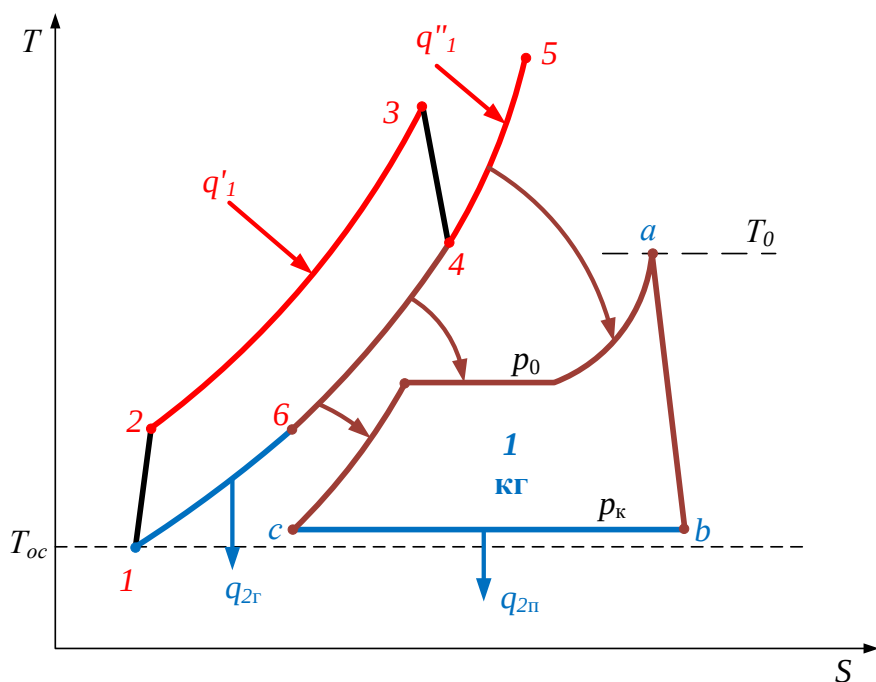


Рисунок 2.12. Цикл ПГУ с НПГ в T,s -диаграмме

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с НПГ соответствует процессам 2-3 и 4-5, и рассчитывается как:

$$q_1 = d_r C_p (T_3 - T_2 + T_5 - T_4). \quad (2.13)$$

Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам ПГУ с КУ.

Цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором

В данной схеме ПГУ камера сгорания ГТУ одновременно выполняет функции парового котла (рис. 2.13 и 2.14). Поскольку давление газов в паровом котле намного больше атмосферного (до 1 МПа и более), такой котел называли высоконапорным парогенератором (ВПГ).

Соотношение расходов газов, выходящих из ГТУ, и водяного пара в ПТУ в данной схеме определяется тепловым балансом ВПГ и ГВП (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$G \cdot C_p (T_3 - T_4 + T_5 - T_6) = D \cdot (h_0 - C t_k'). \quad (2.14)$$

Расчет величины удельного расхода газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ в соответствии с выражением (2.14) выполняется по уравнению:

$$d_r = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - C t_k'}{C_p (T_3 - T_4 + T_5 - T_6)}. \quad (2.15)$$

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с НПГ соответствует процессу в ВПГ 2-5 и рассчитывается как:

$$q_1 = d_r C_p (T_3 - T_2). \quad (2.16)$$

Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам ПГУ с КУ.

Поскольку в топку котла подаются газы, имеющие повышенную температуру, то расход теплоты для подогрева топочных газов снижается, что является причиной увеличения КПД всей комбинированной установки.

Снижение удельного расхода теплоты комбинированной парогазотурбинной установкой ПГУ-С по сравнению с ПТУ может составлять $5 \div 7 \%$.

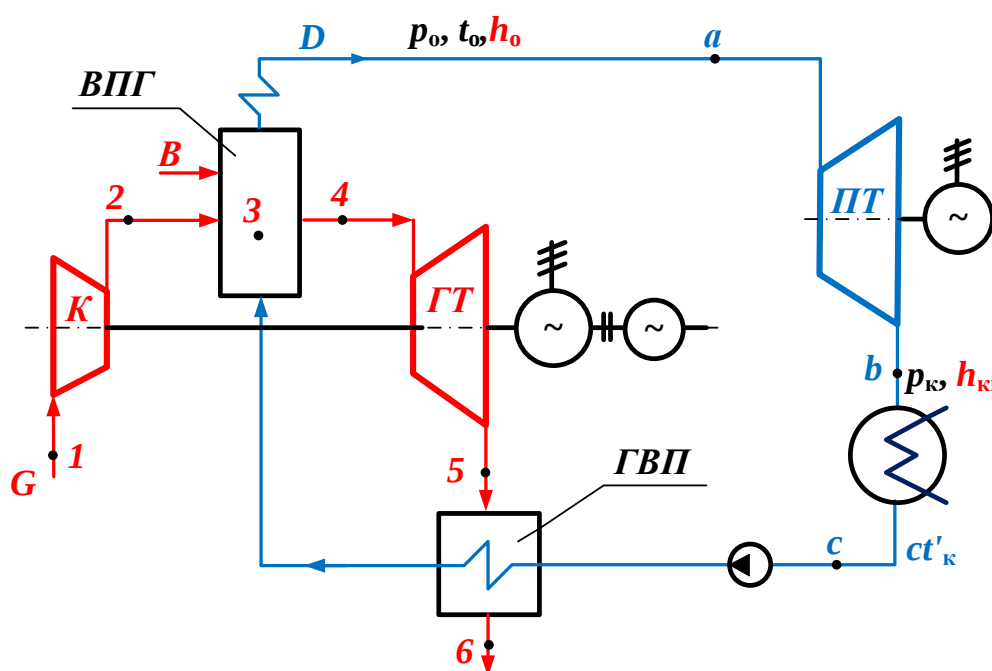


Рисунок 2.13. Схема парогазовой установки с высоконапорным парогенератором:

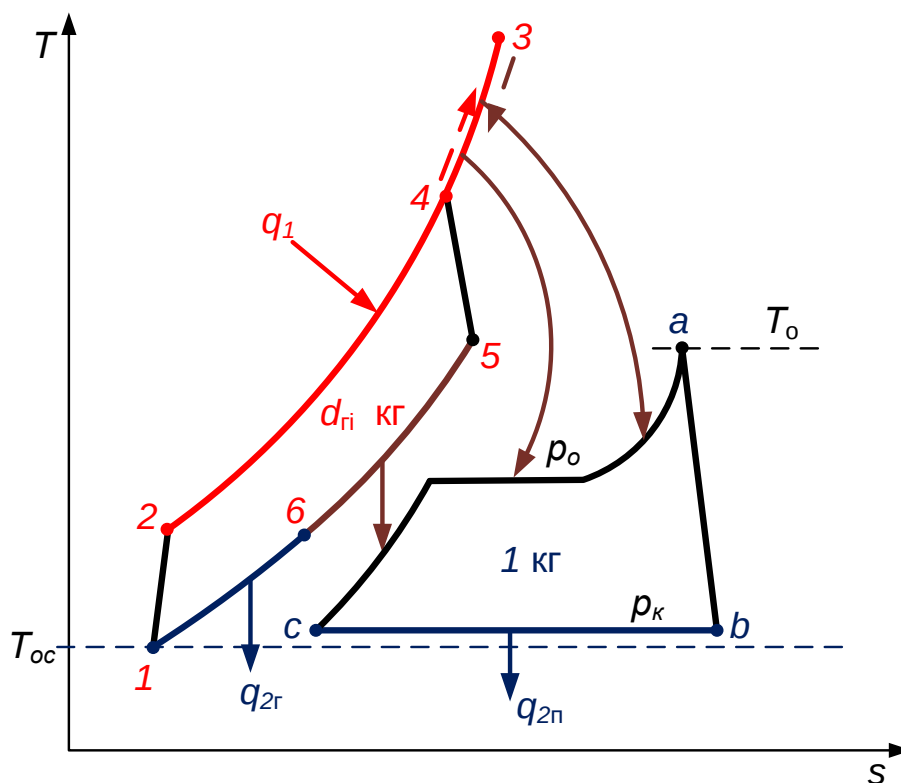


Рисунок 2.14. Цикл ПГУ с ВПГ в T,s -диаграмме

В сбросной ПГУ реализуется два термодинамических цикла. Теплота, поступившая в камеру сгорания ГТУ вместе с топливом, преобразуется в электроэнергию так же, как и в утилизационной ПГУ, т. е. с КПД на уровне 50 %, а теплота, поступившая в энергетический котел – как в обычном паротурбинном цикле, т. е. с КПД на уровне 40 %.

Однако достаточно высокое содержание кислорода в отработавших газах ГТУ, а также необходимость иметь за энергетическим котлом малый коэффициент избытка воздуха приводят к тому, что доля мощности паротурбинного цикла составляет примерно 2/3, а доля мощности ГТУ – 1/3 (в отличие от утилизационной ПГУ, где это соотношение обратное). Поэтому КПД сбросной ПГУ составляет примерно 43,3 %, т. е. существенно меньше, чем у утилизационной ПГУ. Ориентировочно можно считать, что в сравнении с обычным паротурбинным циклом экономия топлива при использовании сбросной ПГУ примерно вдвое меньше, чем экономия топлива в утилизационной ПГУ.

В данной схеме ПГУ-С газы ГТУ также сбрасываются в паровой котел, но в отличие от ПГУ-КУ в данном паровом котле, который называют низконапорным парогенератором (НПГ), происходит сжигание топлива.

Кроме того, схема сбросной ПГУ оказывается очень сложной (рис. 2.15), так как необходимо обеспечить автономную работу паротурбинной части (при выходе из строя ГТУ), а поскольку воздухоподогреватель в котле отсутствует (ведь в энергетический котел при работе ПГУ поступают горячие газы из ГТУ), то необходима установка специальных калориферов, нагревающих воздух перед подачей его в энергетический котел.

Сжигание природного газа гораздо эффективнее в ГТУ ПГУ с котлом-утилизатором.

Воздухоподогреватель ПК в схеме ПГУ заменяют газоводяными теплообменниками, в которых нагревается часть питательной воды и основного конденсата ПТУ.

Процесс сжигания топлива в ПК происходит при пониженных температурах газов в ядре сжигания, а количество газов после ГТУ необходимо перераспределять, чтобы обеспечить нужный объем окислителя. В зависимости от характеристик отработавших газов ГТУ корректируют их температуру и содержание O_2 . С этой целью в газовый тракт добавляют некоторое количество (до 30 %) холодного воздуха.

Указанные требования заставляют включать в технологическую схему байпасный газоход для сброса части газов ГТУ в конвективную шахту ПК.

Применение ПГУ-С существенно изменяет характер топочных процессов ПК, что требует его перепрофилирования. Энергетические ГТУ должны размещаться в непосредственной близости от ПК для сокращения длины газоходов. На газоходах приходится устанавливать регулирующие шиберы большого диаметра, работающие в автоматическом режиме в условиях высоких температур, что усложняет и удорожает схему ПГУ.

Ее экономичность близка к экономичности ПГУ с параллельной схемой работы, но у последней значительно проще технологический процесс.

При переходе к использованию в схемах ПГУ энергетических ГТУ высокой экономичности с повышенными начальными параметрами газов ПГУ с параллельной схемой работы повышает свою экономичность. В ПГУ-С это приводит к ряду усложнений: уменьшается содержание окислителя в отработавших газах ГТУ, увеличивается их температура.

В 1997 г. на ТЭЦ-22 Ленэнерго (Южная ТЭЦ, Санкт-Петербург) выполнена реконструкция теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-23,5 ТМЗ путем ее надстройки ГТУ GT-8 фирмы АВВ (мощность 47,1 МВт, КПД 31,6 %, степень сжатия 16,3, температура отработавших газов ГТУ 523 °С). Судя по публикациям, опыт реконструкции оказался не вполне удачным.

Однако есть и положительный опыт. В Нидерландах реконструирован паротурбинный энергоблок мощностью 500 МВт на параметры 18,6 МПа, 540 °С/535 °С, работавший на легком жидком топливе или на природном газе и имевший КПД 41,3 %, путем его надстройки ГТУ 13Е фирмы АВВ мощностью 140 МВт, имевшей КПД 33 %. В результате получена ПГУ мощностью 600 Вт с КПД 45,86 %. Таким образом, достигнута экономия топлива в 11 %.

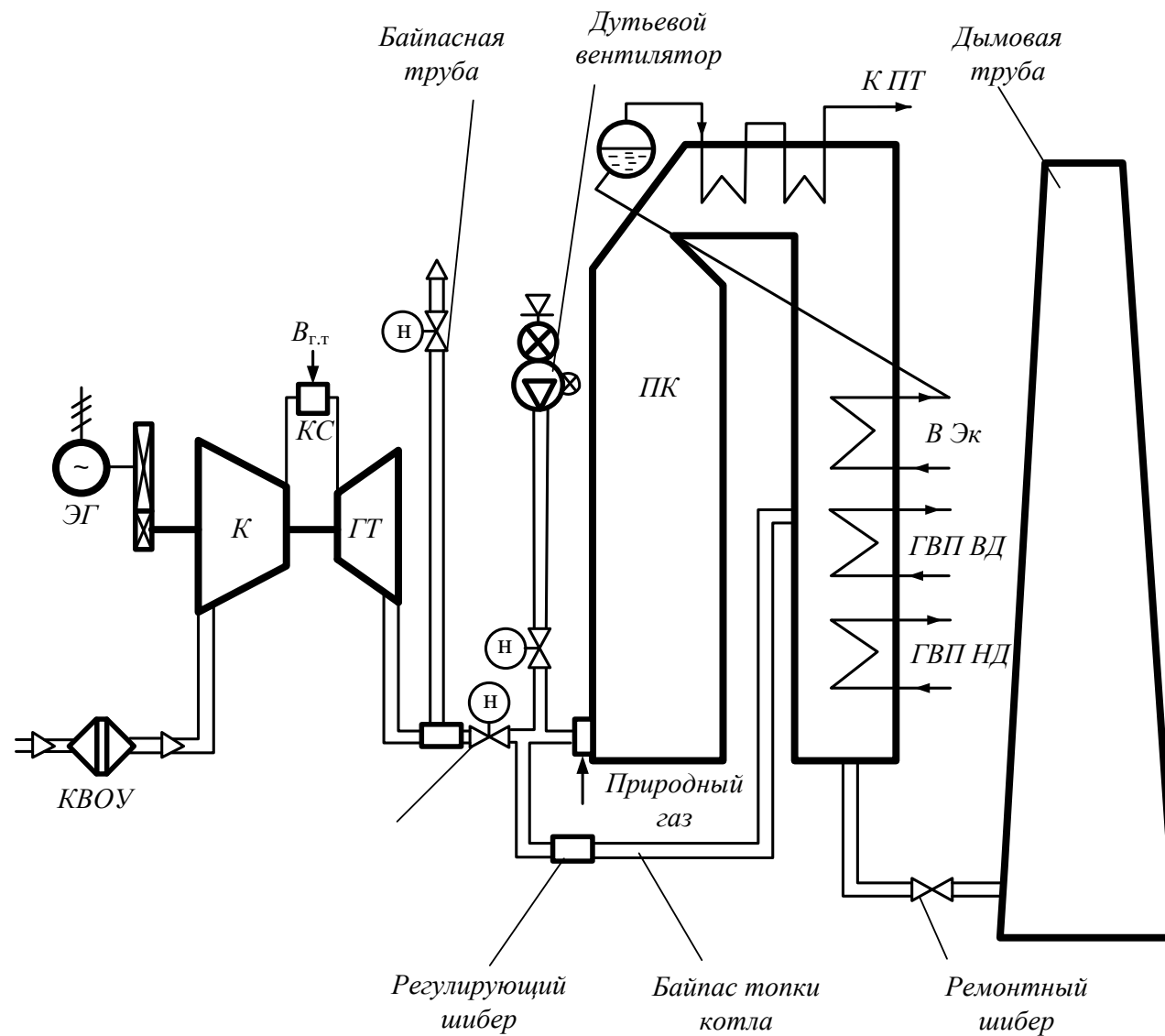


Рисунок 2.15. Технологическая схема ПГУ «сбросного» типа Тюменской ТЭЦ-1, работающей на природном газе:
 ВЭк – водяной экономайзер; ГВП ВД и ГВП НД – газозоные подогреватели высокого и низкого давлений

2.6. Парогазовая установка с впрыском пара в камеру сгорания ГТУ

Парогазовые установки с впрыском пара в камеры сгорания ГТУ (ПГУ ВП) рассчитаны на совместное использование в энергетической ГТУ газов и пароводяного рабочего тела, которые в виде парогазовой смеси расширяются в газовой турбине установки. Ввод в ГТУ дополнительного рабочего тела – пара превращает энергетическую ГТУ в парогазовую установку. Пароводяное рабочее тело сжимается при относительно малой работе сжатия. Избыток воздуха снижается, и уменьшается работа сжатия в компрессоре ГТУ. ПГУ с подачей пара в камеру сгорания, называемая *ПГУ контактного типа* или, короче, *ПГУ-К*, представлена схематично на рисунке 2.16. Питательная вода подается в котел-утилизатор обычного типа, где образуется пар с давлением большим, чем давление в камере сгорания, и температурой на $15 \div 25$ °С ниже температуры газов за газовой турбиной.

Существует ряд вариантов тепловых схем ПГУ ВП. Они могут быть выполнены с открытой схемой при отводе парогазовой смеси в атмосферу и потере водяного пара, а также с конденсацией выходящих водяных паров в конденсационном устройстве. Парогазовые установки с впрыском пара *с открытой схемой* являются установками, вырабатывающими только электроэнергию. Установки *с конденсацией водяных паров* и возвратом в цикл конденсата пара дополнительно отпускают теплоту охлаждаемых отработавших газов.

В камере сгорания сжигается газообразное (или легкое жидкое) топливо в потоке воздуха, подаваемого компрессором. Расход воздуха при этом меньше, чем в обычных ГТУ, так как понижение температуры газов до выбранного значения t_c здесь осуществляется не только путем подмешивания воздуха, поступающего от компрессора, но также и за счет подачи в камеру сгорания пара из котла-утилизатора.

Образующаяся в результате смешения продуктов сгорания и водяного пара парогазовая смесь с выбранной температурой поступает в парогазовую (по существу газовую) турбину, вырабатывающую мощность, часть которой затрачивается, как и в обычной ГТУ, на привод воздушного компрессора, а остальная часть – на привод электрического генератора. Выходящая из котла-утилизатора парогазовая смесь с температурой отработавших газов около $90 \div 120$ °С в простом случае выбрасывается в атмосферу. Если это так, то в атмосферу в виде водяного пара выбрасывается такое количество питательной воды, которое подается насосом в котел-утилизатор. Значит, для восполнения этого расхода необходим постоянный источник воды (река, озеро и др.) с соответствующей системой водоочистки. Эта особенность простого решения является основным недостатком рассматриваемой ПГУ-К, который существенно ограничивает ее применение, несмотря на то, что основные показатели установки, и в частности ее КПД, находятся на уровне показателей лучшей схемы ПГУ-КУ конденсационного типа, а такие ее черты, как, например, компактность (отсутствие паровой турбины), экологичность, возможность применения парового охлаждения в газовой турбине, меньшая относительная мощность воздушного компрессора, определяют некоторые преимущества перед ПГУ-У.

На рисунках 2.16 и 2.17 приведены тепловая схема и термодинамический цикл ПГУ с открытой схемой в T,s -диаграмме. Основными элементами являются энергетическая ГТУ и котел-утилизатор, в котором из питательной воды после химводоочистки генерируется перегретый пар, вводимый затем в камеры сгорания ГТУ. Давление впрыскиваемого пара, как и давление сжатого воздуха, несколько выше давления парогазовой смеси перед ГТ. Воздух и пар нагреваются в КС при сжигании топлива до начальной температуры газов $T_3 = T_f = T_{3\text{см}}$. Выхлопные газы ГТ охлаждаются в области поверхностей нагрева КУ от температуры $T_{4\text{см}}$ до $T_{5\text{см}}$ и направляются в дымовую трубу. Процесс утилизации теплоты этих газов ограничивается минимальным значением температуры $T_{5\text{см}}$. Эта температура влияет на характеристики системы двояким образом: при низких температурах образуется конденсат, вызывающий коррозию, а выхлопная струя газов с повышенной температурой порождает проблему ухудшения видимости, когда выходящие из трубы газы смешиваются с более холодным наружным воздухом. Поэтому обычно принимают $T_{5\text{см}} = 125 \div 135^\circ\text{C}$.

Для устранения указанного основного недостатка разрабатывается решение (рис. 2.18), в котором реализуется система улавливания воды из газопаровой смеси, покидающей котел-утилизатор.

Уходящая газопаровая смесь поступает в смешивающий конденсатор атмосферного типа СК, где весь поток охлаждается водой, подаваемой в виде струй и капель в пространство конденсатора. Вследствие того что парциальное давление водяных паров в газопаровой смеси меньше атмосферного (менее 0,3 бар), а температура насыщения менее 80°C , весь водяной пар в газопаровой смеси может быть сконденсирован и превращен в воду за счет подачи охлаждающей воды с температурой $20 \div 30^\circ\text{C}$.

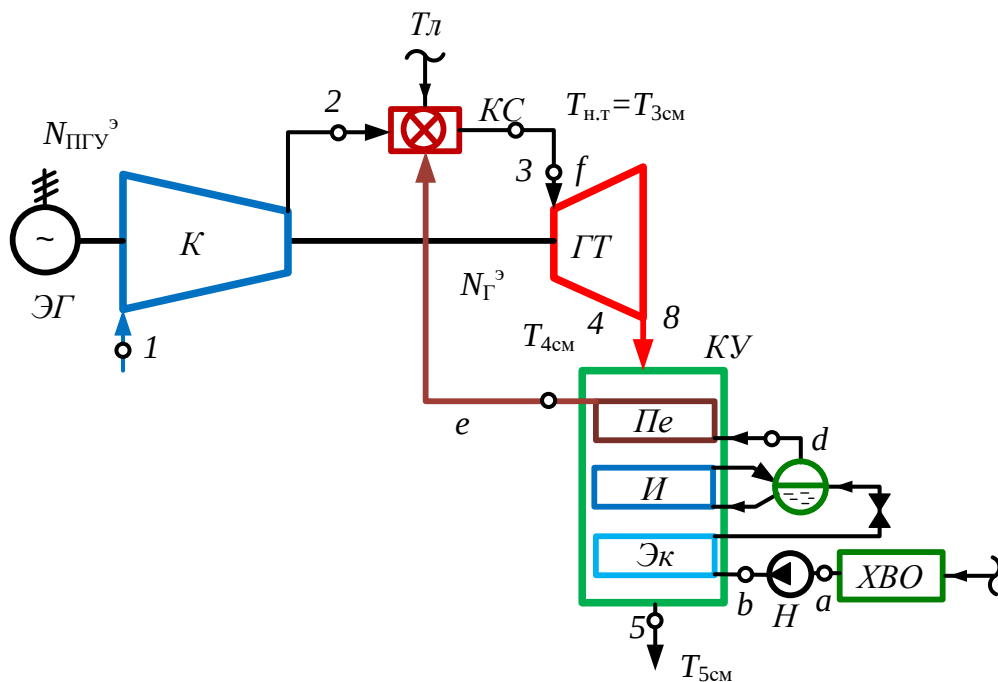


Рисунок 2.16. Тепловая схема ПГУ контактного типа с открытой схемой

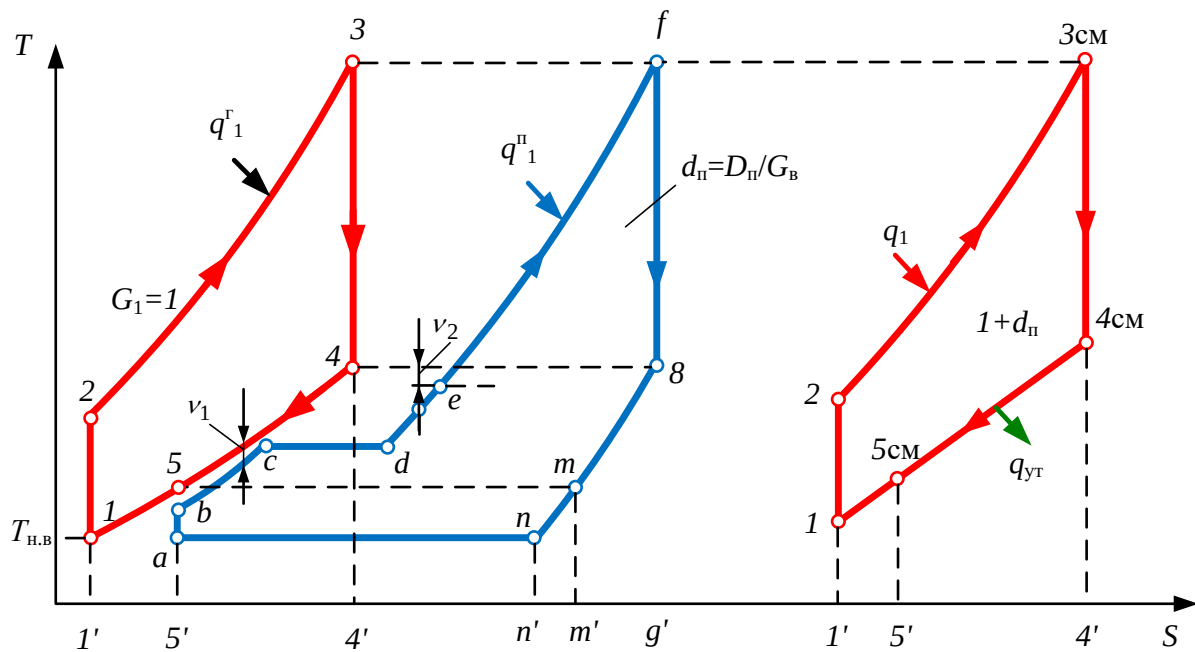


Рисунок 2.17. Термодинамический цикл *Брайтона–Ренкина* парогазовой установки (не в масштабе) в T,s -диаграмме:

G_{Γ} , $G_{\text{в}}$, $D_{\text{п}}$ – массовый расход соответственно газов, воздуха и пара, кг/с;
 $d_{\text{п}}$ – относительный расход пара, кг/кг

Вся образовавшаяся при конденсации вода в смеси с охлаждающей водой откачивается из конденсатора, проходит систему водоочистки ВО и затем разделяется на два потока.

Первый в количестве $G_{\text{КУ}}$ направляется в КУ и далее проходит тракт, как описано; второй в количестве $G_{\text{о.в}} + G_{\text{п}}$ охлаждается в водо-водяном теплообменнике ВВТ циркуляционной водой обычной очистки до температуры $20 \div 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (может быть и более) и вновь разделяется на два потока.

Поток в количестве $G_{\text{о.в}}$ идет в конденсатор для охлаждения и конденсации водяного пара в газопаровой смеси. Поток в количестве $G_{\text{п}}$ может быть направлен потребителю в водопроводную сеть. Этот расход $G_{\text{п}}$ соответствует количеству воды, образующейся при сгорании водорода в топливе. Неконденсирующиеся газы (в основном CO_2 , N_2 и др.) выбрасываются в атмосферу при температуре ниже температуры конденсации водяных паров в газопаровой смеси.

Система улавливания воды в ПГУ-К устраняет указанный основной недостаток установки, но существенно ее усложняет, и это затрудняет и сдерживает распространение установок этого типа.

Парогазовые установки с впрыском пара с открытой схемой применяются фирмой «*General Electric*» (США) для некоторых типов энергетических ГТУ. Они известны под названием *STIG* (*STeam Injection Gas turbine*).

Ранее было показано, что многоступенчатая ГТ при работе с компрессором действует как сопло критического истечения и при эксплуатации осевого компрессора значение $\pi_{\text{к}}$ определяется пропускной способностью ГТ.

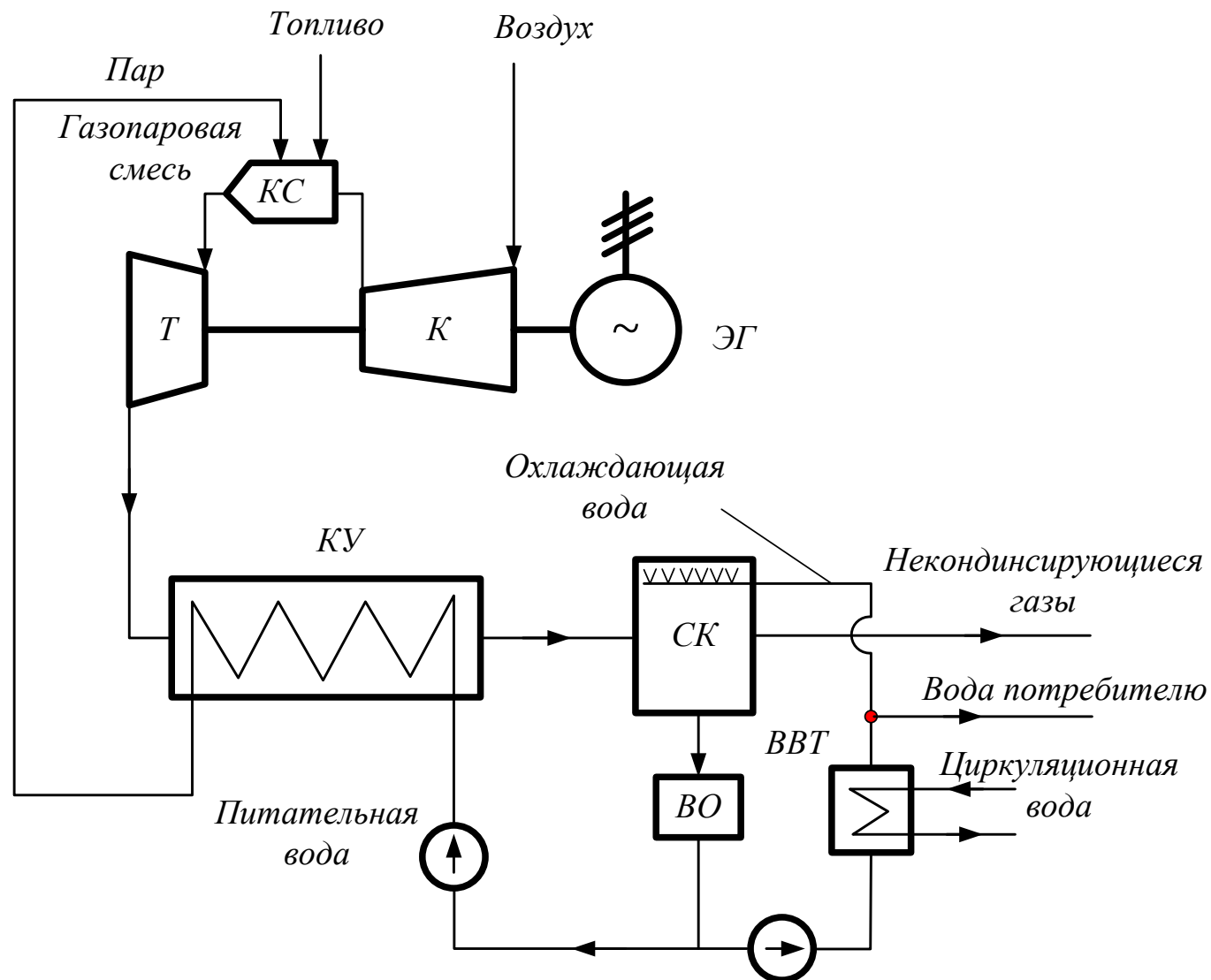
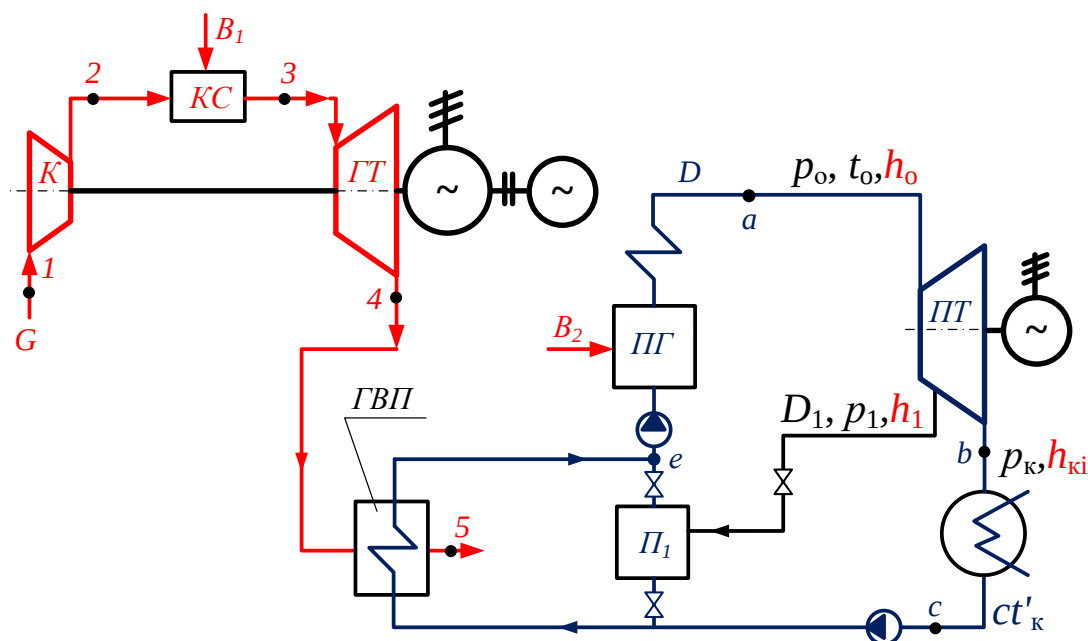


Рисунок 2.18. Принципиальная схема ПГУ контактного типа:
СК – смешивающий конденсатор при атмосферном давлении; *ВО* – система водоочистки; *ВВТ* – водо-водяной теплообменник; остальные обозначения те же, что и на рис. 2.10

Увеличение расхода парогазовой смеси через ГТ из-за добавочной доли впрыскиваемого пара $d_{\Pi} = D_{\Pi}/G_{\text{в}}$, кг/кг, приводит к повышению сопротивления на выходе из компрессора, т.е. к увеличению степени сжатия $\pi_{\text{к}}$. Повышение мощности ГТ из-за дополнительного впрыска пара компенсирует увеличенную работу сжатия.

2.7. Парогазовая установка с «вытеснением» регенерации



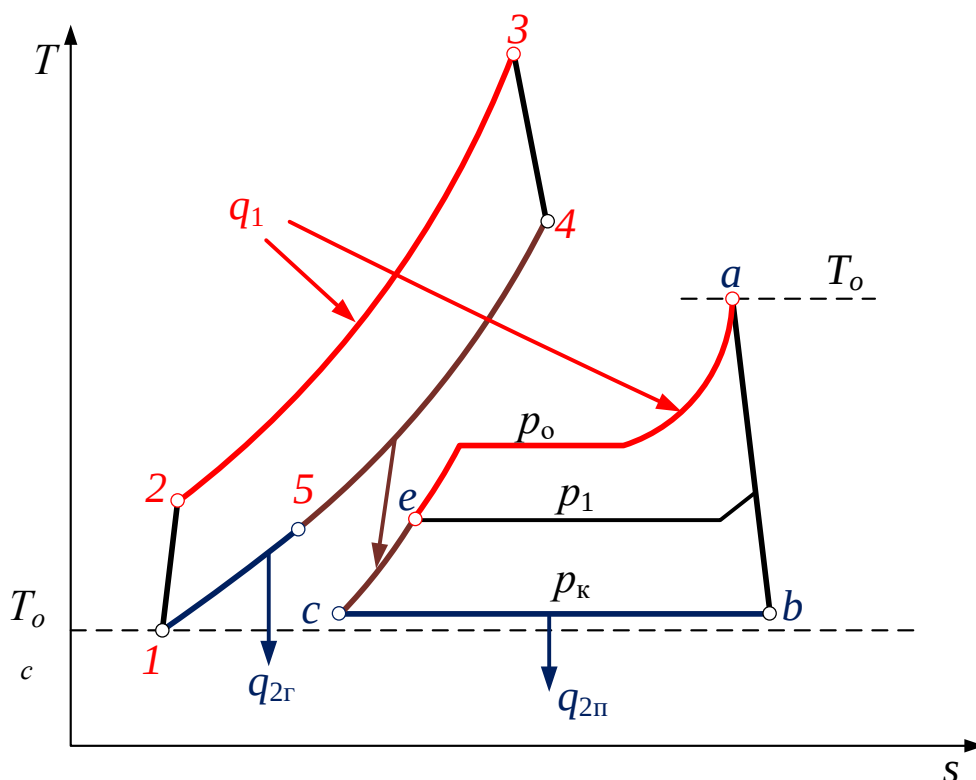


Рисунок 2.20. Цикл полувисимой ПГУ в T,s -диаграмме

Это позволяет, во-первых, использовать типовое серийное оборудование. Во-вторых, предназначается для использования при прохождении пиков графика электрической нагрузки и предполагает полное или частичное отключение подогревателей высокого давления по пару. В результате его пропуск через проточную часть паровой турбины повышается и реализуется прирост мощности паровой ступени примерно на 10 – 11 %. Понижение температуры питательной воды компенсируется ее дополнительным подогревом в газодводяном экономайзере уходящими газами ГТ. Температура отработавших газов ГТУ снижается при этом примерно до 190 °С. Суммарный прирост пиковой мощности с учетом работы ГТУ составляет 35 – 45 % базовой мощности паротурбинного блока. Удельный расход условного топлива близок к расходу при автономной работе этого блока.

Название такой ПГУ характеризует возможность независимой работы ГТУ и ПТУ. Совместная работа ГТУ и ПТУ предполагает использование теплоты отработавших газов ГТУ для нагрева воды ПТУ вместо ее регенеративных подогревателей (рис. 2.19 и 2.20).

Соотношение рабочих тел ГТУ и ПТУ в этой схеме не имеет строго обязательного значения.

Необходимым условием ее работоспособности является выполнение теплового баланса газодводяного подогревателя, в котором вода должна нагреваться до состояния насыщения при давлении p_1 и отключенном отборе пара на регенеративный подогреватель ПТУ:

$$G \cdot C_p(T_4 - T_5) = D(ct_1' - ct_k'). \quad (2.17)$$

Нагрев воды в ГВП до такой же температуры, как и в регенеративном подогревателе ПТУ, позволяет отключить регенеративный подогреватель без изменения режима работы парового котла. В такой схеме возможна автономная и совместная работа ГТУ и ПТУ.

Теплота, подведенная к рабочим телам в ПГУ (без учета потерь в паровом котле), определяется как:

$$q_1 = G \cdot C_p(T_3 - T_2) + D(h_0 - Ct_k). \quad (2.18)$$

Отведенная теплота от рабочих тел ПГУ:

$$q_2 = G \cdot C_p(T_5 - T_1) + D(h_k - Ct_k). \quad (2.19)$$

Мощность ПГУ определяется выражением:

$$W_{\text{ПГУ}} = G \cdot C_p[(T_3 - T_2) - (T_2 - T_1)] + D(h_0 - Ct_k). \quad (2.20)$$

КПД ПГУ рассчитывается традиционно:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{W_{\text{ПГУ}}}{Q_1}. \quad (2.21)$$

При подключении ГТУ к ПТУ по полузависимой схеме (рис. 2.20), в ПТУ возрастает мощность на величину:

$$\Delta W_{\text{ПТУ}} = D_1(h_1 - h_k). \quad (2.22)$$

Увеличение мощности в ПТУ обусловлено тем, что пар, который ранее использовался для регенеративного подогревателя (D_1), в режиме ПГУ вырабатывает электрическую мощность. Поэтому если режим ПГУ рассматривать как режим выработки пиковой мощности, то экономичность выработки пиковой мощности необходимо оценивать *пиковым КПД*:

$$\eta_{\text{ПИК}} = \frac{W_{\text{ГТУ}} + \Delta W_{\text{ПТУ}}}{G \cdot C_p(T_3 - T_2)} > \eta_{\text{ГТУ}} = \frac{W_{\text{ГТУ}}}{G \cdot C_p(T_3 - T_2)}. \quad (2.23)$$

Из выражения (2.23) видно, что пиковый КПД ПГУ больше КПД автономно работающей ГТУ.

На схеме с подогревом питательной воды теплотой отработавших газов ГТУ (см. рис. 2.21) в базовом режиме работает только ПТУ по обычной схеме с регенерацией, а ГТУ не работает. Подогрев питательной воды производится в системе подогревателей Π_1 теплотой отборного пара от паровой турбины через соответствующие задвижки. Задвижки от ГТУ при этом закрыты. В пиковом

режиме включается в работу ГТУ, закрываются задвижки на линиях отбора P_1 , открываются задвижки от ГТУ.

При этом подогрев питательной воды производится в газовой котельной ГВП теплотой отработавших газов ГТУ. В результате суммарная мощность всей комбинированной установки значительно повышается: во-первых, увеличивается мощность паровой турбины (вследствие отключения регенеративных отборов в часть низкого давления идет больший расход пара); во-вторых, ГТУ дает дополнительную мощность. Общая дополнительная (пиковая) мощность может достигать 50 % мощности базовой части. При определенных условиях возрастает также КПД комбинированной установки по сравнению с ПТУ и ГТУ, рассматриваемыми по отдельности.

Применение данной схемы целесообразно также и в тех случаях, когда требуется увеличение мощности уже действующей ТЭС. ПГУ с вытеснением регенерации дает наименьшую экономию топлива (около 4 %), однако она позволяет надстроить паротурбинный энергоблок с минимальными переделками.

2.8. ПГУ с внутрицикловой газификацией углей

ПГУ с внутри цикловой газификацией угля рассматриваются как перспективное направление по снижению удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии, потребления природного газа и высококачественного жидкого топлива [15]. Принципиальная схема ПГУ с внутрицикловой газификацией угля (ВЦГУ) представлена на рисунке 2.21.

Предварительно измельченный уголь (дробленка угля $3 \div 10$ мм) подается для подсушки в сушилку и через окислитель (для предотвращения шлакования) в газогенератор. Газификация угля в газогенераторе с «кипящим» слоем на паровоздушном дутье производится либо на воздушном дутье за счет использования части воздуха, сжимаемого компрессором ГТУ, либо на кислородном дутье от дополнительного компрессора. Воздух для газификации в количестве примерно 3,2 кг на 1 кг кузнецкого угля. Последовательно сжимается в основном и дожимающем компрессорах (давление повышается на 10 %) и после смешения с паром поступает в газогенератор. Газификация угля происходит при температуре, близкой к 1000 °С.

В зависимости от способа газификации теплота сгорания газа на воздушном дутье составляет $(4 \div 7) \cdot 10^3$ кДж/кг, на кислородном дутье $(11 \div 13) \cdot 10^3$ кДж/кг. Установка может быть выполнена с высоконапорной паропроизводящей установкой (ВНППУ) или с котлом-утилизатором. Газ после газогенератора (ГГ) содержит твердые частицы угля и золы, смолистые и газообразные (в частности, сернистые) соединения, оказывающие коррозионное и эрозийное воздействие на проточную часть ГТУ. Наиболее освоена холодная, мокрая промывка генераторного газа, приводящее к большой потере теплоты.

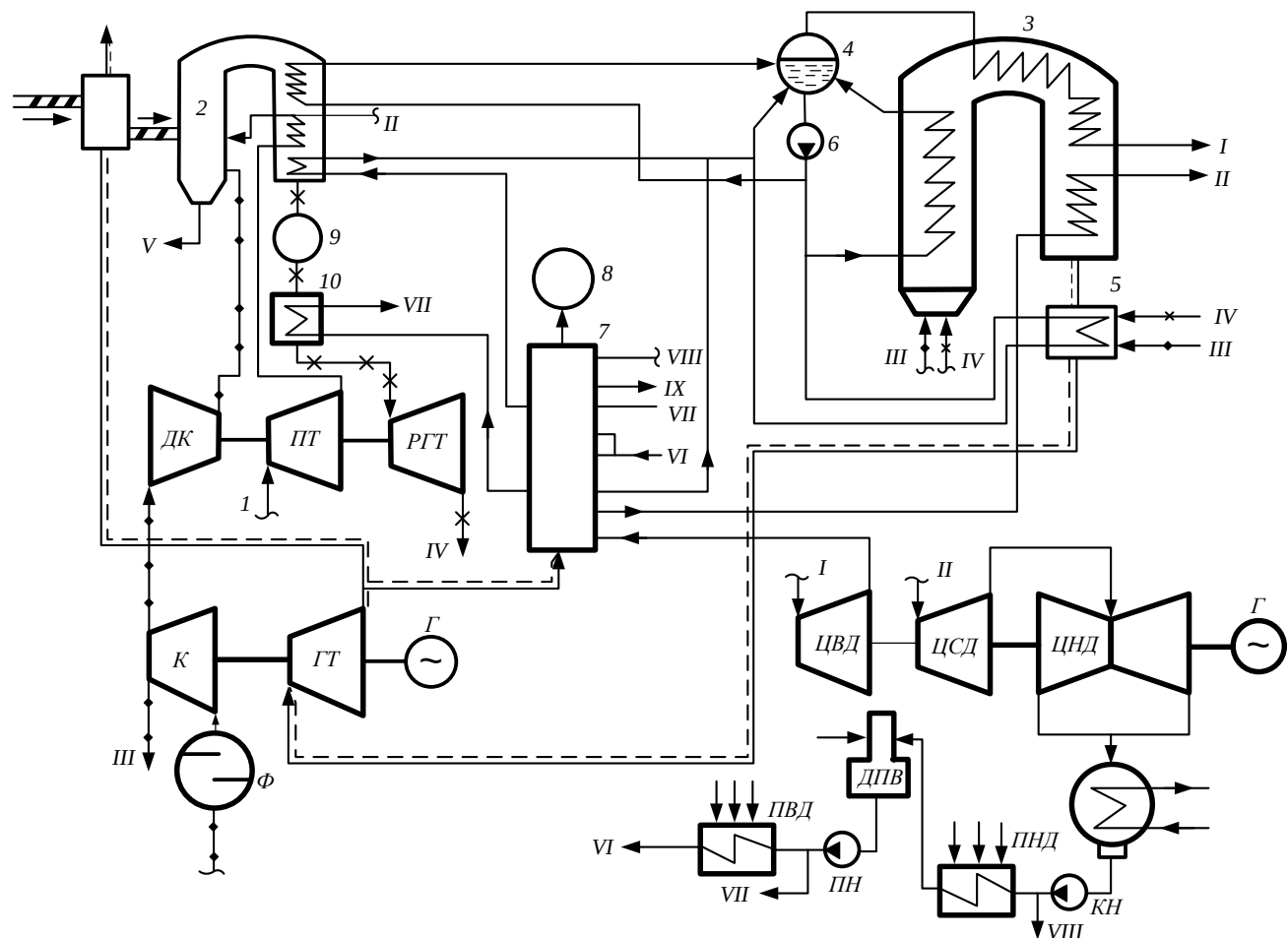


Рисунок 2.21. Принципиальная схема ПГУ с ВПГ и внутрицикловой газификацией угля:

1 – сушка топлива; 2 – газогенератор; 3 – высоконапорный парогенератор (ВПГ); 4 – барабан-сепаратор;
 5 – дополнительная камера сгорания; 6 – циркуляционный насос ВПГ; 7 – экономайзер утилизации теплоты
 отработавших газов газовой турбины; 8 – дымовая труба; 9 – скруббер; 10 – подогреватель генераторного газа;
 ДК – дожимающий компрессор; ПТ – паровая приводная турбина; РГТ – расширительная газовая турбина; I – свежий
 пар; II – пар промпрегрева; III – сжатый воздух после компрессора; IV – очищенный генераторный газ; V – зола;
 VI-IX – питательная вода и конденсат турбины

Генераторный газ охлаждается, отдавая свою теплоту рабочему телу паротурбинной части, затем очищается от механических примесей и серосодержащих соединений и после расширения в расширительной газовой турбине (для уменьшения потребления пара приводной турбиной дожимного компрессора) поступает в высоконапорный парогенератор и его дополнительную камеру сгорания для сжигания. Остальная часть схемы совпадает со схемой обычной ПГУ с ВПГ.

Удельный расход теплоты в ПГУ ВЦГУ на $15 \div 20 \%$ выше, чем в предыдущих схемах ПГУ, что объясняется потерей теплоты при холодной промывке (в том числе за счет конденсации паров, содержащихся в газе), уносом частиц угля, потерей теплоты при загрузке газогенератора и удалении шлака, химическими потерями (на образование H_2S и NH_3) [16].

Технико-экономические расчеты показали, что по сравнению с обычным паротурбинным теплофикационным блоком 180 МВт применение парогазового энергоблока позволяет увеличить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении в 1,5 раза, обеспечить экономию топлива до 8%, значительно снизить вредные выбросы в атмосферу [6].

Направление поисковых работ в настоящее время – разработка газогенератора большой производительности, систем высокотемпературной очистки газа, утилизация технологических потоков теплоты.

2.9. Расчет энергетических показателей ПГУ

Большое разнообразие существующих схем парогазовых установок и сложные связи между основным оборудованием ПГУ – газовой турбиной, паровым котлом, паровой турбиной – вызывают определенные трудности при расчете энергетических показателей ПГУ. Эти трудности возрастают при комбинированной выработке в парогазовой установке электрической и тепловой энергии. На рисунке 2.22 представлена обобщенная схема тепловых потоков парогазовой установки. К паровому котлу и газовой турбине подводится теплота со сжигаемым топливом соответственно $Q_c^п$ и $Q_c^г$. Мощности электрических генераторов паротурбинной и газотурбинной установок ПГУ составляют $N_э^п$ и $N_э^г$ [6].

Общее количество теплоты, отпускаемой внешним потребителям от ПГУ, $\sum Q_t^{от}$ состоит из теплоты, отпускаемой ПТУ, $Q_t^{оп}$, ГТУ – $Q_t^{ог}$ и непосредственно паровым котлом $Q_t^{оп.к}$; соответствующие затраты теплоты на внешних потребителей в этих элементах ПГУ составляют $Q_t^п$, $Q_t^г$ и $Q_t^{пк}$. На схеме показаны тепловые потоки, отражающие технологические особенности отдельных типов ПГУ: количество теплоты со свежим паром от ПК к ПТУ $Q_{п.к}$ и $Q_{п}^{от}$; количество теплоты горячих газов ГТУ, отдающих теплоту конденсатору и питательной воде ПТУ, $Q_{пту}^г$; количество теплоты горячего воздуха или газов, поступающих от ГТУ в ПК, $Q_B^г$ или $Q_g^{гг}$ и $Q_g^{гг.о}$; количество теплоты горячих газов, поступающих из ПК в ГТУ, $Q_g^{п.к}$ и др.

Парогазовые установки характеризуются сложным распределением теплоты топлива между видами отпускаемой энергии, что необходимо учитывать при определении энергетических показателей.

Предлагаемая методика определения КПД ПГУ основана на общепринятом «физическом» методе и представлена на обобщенной схеме тепловых потоков (см. рис. 2.22). В итоге получены в общем виде выражения для КПД ПГУ и отдельных ее элементов независимо от конкретной схемы.

КПД ПГУ по производству электроэнергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{э}} = \frac{1 + A_{\text{ПГУ}}}{\frac{\beta^{\text{э}}}{\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ТР}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ПК}}^{\text{п}}} R_{\text{п.к}} + \left(\frac{A_{\text{ПГУ}}}{\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{э}}} + \frac{\beta^{\text{р}}}{\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ТР}}^{\text{г}} \cdot \eta_{\text{Г}}^{\text{г}}} \right) R_{\text{Г.Г}}}}. \quad (2.24)$$

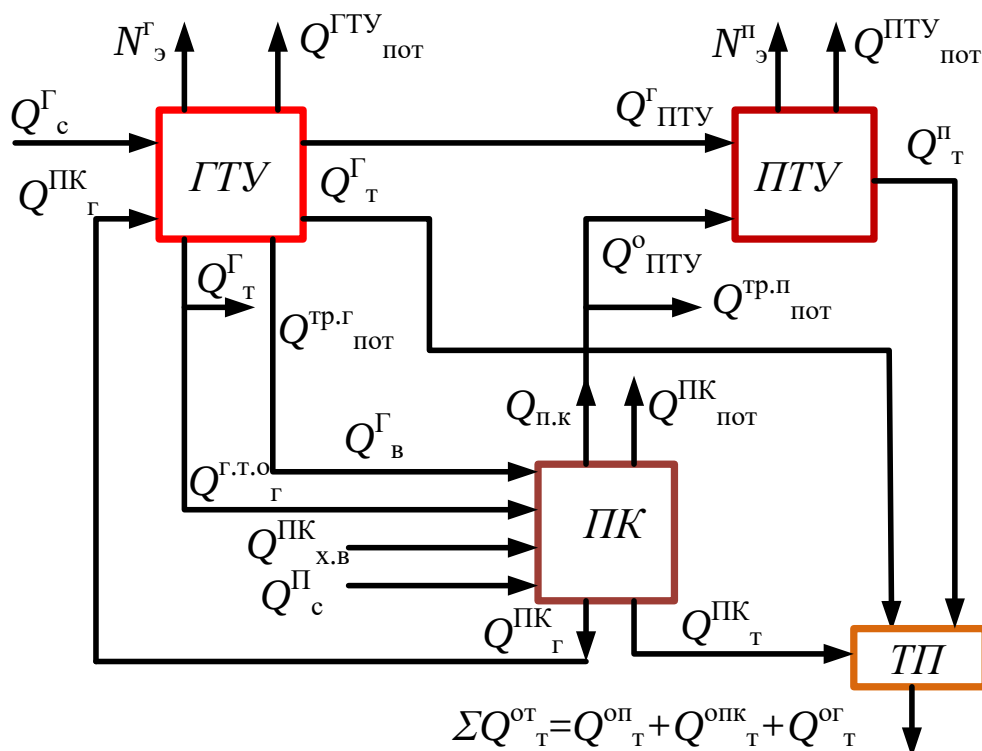


Рисунок 2.22. Обобщенная схема тепловых потоков парогазовой установки:

$Q_{\text{с}}^{\text{Г}}, Q_{\text{с}}^{\text{Г}}$ – теплота топлива, подведенная к ПК и ГТУ; $N_{\text{э}}^{\text{П}}, N_{\text{э}}^{\text{Г}}$ – электрическая мощность ПТУ и ГТУ; $\sum Q_{\text{Т}}^{\text{от}}$ – суммарный отпуск теплоты внешнему потребителю; $Q_{\text{Т}}^{\text{П}}, Q_{\text{Т}}^{\text{Г}}, Q_{\text{Т}}^{\text{ПК}}$ – затраты теплоты на внешнего потребителя паротурбинной и газотурбинной установками, паровым котлом; $Q_{\text{В}}^{\text{Г}}, Q_{\text{Г.Т}}^{\text{Г}}$ – теплота воздуха и газов, передаваемая ГТУ паровому котлу; $Q_{\text{п.к}}$ – теплота, отпущенная паровым котлом для ПТУ; $Q_{\text{х.в}}^{\text{п.к}}$ – теплота, подведенная в ПК с дополнительным воздухом; $Q_{\text{ПТУ}}^{\text{о}}$ – теплота, полученная ПТУ через ПК; $Q_{\text{ПТУ}}^{\text{Г}}$ – теплота, полученная ПТУ через ГТУ; $Q_{\text{Г}}^{\text{п.к}}$ – теплота, отпущенная паровым котлом для ГТУ; $Q_{\text{пот}}^{\text{п.к}}, Q_{\text{пот}}^{\text{ГТУ}}, Q_{\text{пот}}^{\text{ПТУ}}, Q_{\text{пот}}^{\text{тр.п}}, Q_{\text{пот}}^{\text{тр.г}}$ – потери теплоты паровым котлом, ГТУ, ПТУ при транспорте в пароводяном и газозводушном трактах

КПД ПГУ по производству тепловой энергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{T}} = \frac{1 + \alpha_{\text{ПГУ}}}{\frac{\beta^{\text{T}}}{\eta_{\text{T}}^{\text{П}} \cdot \eta_{\text{ТР}}^{\text{П}} \cdot \eta_{\text{П.К}}} R_{\text{П.К}} + \left(\frac{\alpha_{\text{ПГУ}}}{\eta_{\text{ТР}}^{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{T}}^{\text{Г}}} + \frac{\beta^{\text{T}}}{\eta_{\text{ТР}}^{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{T}}^{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{T}}^{\text{П}}} \right) R_{\text{Г.Т}}}. \quad (2.25)$$

В этих выражениях использованы следующие величины:
КПД парового котла (по прямому балансу):

$$\eta_{\text{П.К}} = \frac{Q_{\text{П.К}} + Q_{\text{T}}^{\text{П.К}}}{Q_{\text{С}}^{\text{П}} + Q_{\text{С}}^{\text{Г}} + Q_{\text{Г}}^{\text{Г.Т.О}} + Q_{\text{Х.В}}^{\text{П.К}} - Q_{\text{Г}}^{\text{П.К}}}; \quad (2.26)$$

КПД транспорта теплоты пароводяного и газовоздушного трактов:

$$\eta_{\text{ТР}}^{\text{П}} = Q_{\text{ПГУ}}^{\text{О}} / Q_{\text{П.К}}; \quad (2.27)$$

$$\eta_{\text{ТР}}^{\text{Г}} = Q_{\text{Г}}^{\text{Г.Т.О}} / Q_{\text{Г}}^{\text{ГТ}}. \quad (2.28)$$

КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии:

$$\eta_{\text{ПТУ}}^{\text{Э}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{Э}}^{\text{П}}}{Q_{\text{ПТУ}}^{\text{Э}}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{Э}}^{\text{П}}}{Q_{\text{ПТУ}}^{\text{О}} + Q_{\text{ПТУ}}^{\text{Г}} - Q_{\text{T}}^{\text{П}}}; \quad (2.29)$$

КПД газотурбинной установки по производству электроэнергии:

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{Э}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{Э}}^{\text{Г}}}{Q_{\text{ГТУ}}^{\text{Э}}} = \frac{3600 \cdot N_{\text{Э}}^{\text{Г}}}{Q_{\text{С}}^{\text{Г}} + Q_{\text{Г}}^{\text{П.К}} - Q_{\text{T}}^{\text{Г}} - Q_{\text{ПТУ}}^{\text{Г}} - Q_{\text{Г}}^{\text{Г.Т}} - Q_{\text{В}}^{\text{Г}}}; \quad (2.30)$$

Энергетические коэффициенты ПГУ по производству электрической и тепловой энергии:

$$A_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{Г}}}{N_{\text{Э}}^{\text{П}}}; \quad (2.31)$$

$$\alpha_{\text{ПГУ}} = \frac{Q_{\text{T}}^{\text{ОГ}}}{Q_{\text{T}}^{\text{ОП}} + Q_{\text{T}}^{\text{ОП.К}}}. \quad (2.32)$$

КПД транспорта теплоты газовоздушного тракта $\eta_{\text{ТР}}^{\text{Г}}$, КПД пароводяных $\eta_{\text{T}}^{\text{П}}$ и газоводяных $\eta_{\text{T}}^{\text{Г}}$ теплообменников передачи теплоты внешним потребителям приняты постоянными.

Коэффициенты относительного изменения теплоты, подводимой к паротурбинной установке в составе ПГУ, в том числе с учетом воздействия на систему регенерации ПТУ:

$$\beta^{\text{Э}} = Q_{\text{ПТУ}}^{\text{О.Э}} / Q_{\text{ПТУ}}^{\text{Э}}; \quad (2.33)$$

$$\beta_p^3 = \Delta Q_{\text{ПТУ}}^3 / Q_{\text{ПТУ}}^3. \quad (2.34)$$

Здесь $Q_{\text{ПТУ}}^{0,3}$ – количество теплоты, идущее на производство электроэнергии ПТУ при отсутствии воздействия ГТУ на тепловую схему ПТУ; $\Delta Q_{\text{ПТУ}}^3 = Q_{\text{ПТУ}}^3 - Q_{\text{ПТУ}}^{0,3}$ – изменение расхода теплоты ПТУ при воздействии ГТУ на систему регенерации паровой турбины; $Q_{\text{ПТУ}}^3$ – количество теплоты, расходуемое ПТУ на производство электроэнергии.

Коэффициенты, отражающие распределение теплоты топлива между паровым котлом и ГТУ, равны:

$$R_{\text{п.к}} = \beta_1[1 - \beta_2(1 - \beta_3)] + \beta_4 \cdot \beta_5; \quad (2.35)$$

$$R_{\text{г.т}} = (1 - \beta_2)(\beta_1 \cdot \beta_6 + \beta_4) + \frac{\beta_4 \cdot \beta_2}{1 - \beta_3}, \quad (2.36)$$

где

$$\beta_1 = \frac{Q_c^{\text{п}}}{Q_c^{\text{п}} + Q_B^{\text{г}} + Q_{\text{г.т}}^{\text{г}} + Q_{\text{х.в}}^{\text{п.к}} - Q_{\text{г}}^{\text{п.к}}};$$

$$\beta_2 = \frac{Q_{\text{г}}^{\text{п.к}}}{Q_c^{\text{п}} + Q_B^{\text{г}} + Q_{\text{г.т}}^{\text{г}} + Q_{\text{х.в}}^{\text{п.к}}};$$

$$\beta_3 = \frac{Q_B^{\text{г}} + Q_{\text{г.т}}^{\text{г}}}{Q_c^{\text{г}} + Q_{\text{г}}^{\text{п.к}}};$$

$$\beta_4 = \frac{Q_c^{\text{г}}}{Q_c^{\text{г}} + Q_{\text{г}}^{\text{п.к}}};$$

$$\beta_5 = \frac{Q_c^{\text{г}} + Q_{\text{г.т}}^{\text{г}}}{Q_c^{\text{п}} + Q_B^{\text{г}} + Q_{\text{г.т}}^{\text{г}} + Q_{\text{х.в}}^{\text{п.к}}};$$

$$\beta_6 = \frac{Q_{\text{г}}^{\text{п.к}}}{Q_c^{\text{г}} + Q_{\text{г}}^{\text{п.к}}}.$$

Коэффициенты тепловой нагрузки парового котла и газовой турбины при ее воздействии на систему регенерации ПТУ:

$$\beta^{\text{т}} = \frac{Q_{\text{т.о}}^{0,\text{п}} + R_{\text{т}}^{0,\text{п.к}}}{Q_{\text{т}}^{0,\text{п}} + Q_{\text{т}}^{0,\text{п.к}}}; \quad (2.37)$$

$$\beta_p^{\text{т}} = \frac{\Delta Q_{\text{т}}^{0,\text{п}}}{Q_{\text{т}}^{0,\text{п}} + Q_{\text{т}}^{0,\text{п.к}}}. \quad (2.38)$$

где $Q_{\text{т}}^{0,\text{п}}$ – отпуск теплоты внешнему потребителю с ПТУ; $Q_{\text{т}}^{0,\text{г}}$ – то же с ГТУ; $Q_{\text{т}}^{0,\text{п.к}}$ – то же с ПК; $\sum Q_{\text{т}}^{0,\text{т}} = Q_{\text{т}}^{0,\text{п}} + Q_{\text{т}}^{0,\text{г}} + Q_{\text{т}}^{0,\text{п.к}}$; $\Delta Q_{\text{т}}^{0,\text{п}} = Q_{\text{т}}^{0,\text{п}} - Q_{\text{т.о}}^{0,\text{п}}$ – изменение отпуска теплоты ПТУ внешнему потребителю от паротурбинной установки при отсутствии воздействия ГТУ на систему регенерации ПТУ.

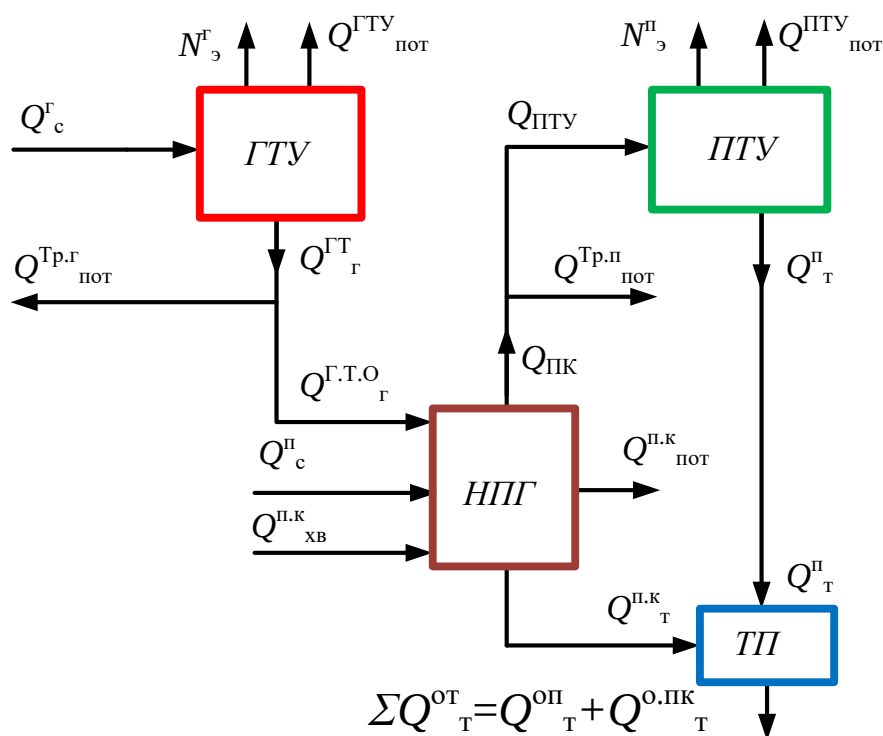


Рисунок 2.23. Схема тепловых потоков ПГУ со сбросом газов ГТУ в топку парового котла или ПГУ с утилизационным паровым котлом (обозначения см. на рис. 2.22)

Определение энергетических показателей конкретной парогазовой установки значительно упрощается и вытекает из приведенных выше значений.

Схема тепловых потоков ПГУ со сбросом газов ГТУ в топку парового котла или ПГУ с утилизационным паровым котлом приведена на рисунке 2.23.

В этом случае коэффициенты имеют значения: $R_{Г,Т} = \beta^э = \beta^Т = 1$; $\beta_p^э = \beta_p^Т = 0$.

Выражения для КПД ПГУ по производству электрической и тепловой энергии соответственно равны:

- для парогазовой ТЭЦ:

$$\eta_{ПГУ}^э = \frac{1 + A_{ПГУ}}{\frac{1}{(\eta_{ПТУ}^э \cdot \eta_{Тр}^П \cdot \eta_{П,К}^*)} + A_{ПГУ} / \eta_{ГТУ}^э}}; \quad (2.39)$$

$$\eta_{ПГУ}^Т = \eta_{Т}^П \cdot \eta_{Тр}^П \cdot \eta_{П,К}^*. \quad (2.40)$$

где $\eta_{П,К}^* = (Q_{П,К} + Q_{Т}^{П,К}) / (Q_{с}^П + Q_{Г}^{Г,Т})$;

- для утилизационного парового котла (без дополнительного сжигания топлива):

$$\eta_{П,К}^* = (Q_{П,К} + Q_{Т}^{П,К}) / Q_{Г}^{Г,Т}; \quad (2.41)$$

- для парогазовой КЭС КПД ПГУ определяется по формуле (2.39), где $\eta_{\text{ПГУ}}^3 = \eta_{\text{ПТУ}}; \eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}} / (Q_{\text{с}}^{\text{п}} + Q_{\text{г}}^{\text{г.т}})$ (по прямому балансу).

Анализ тепловой экономичности, выполненный МЭИ, показал следующее. С понижением температуры наружного воздуха на каждые 10 °С тепловая экономичность ПГУ возрастает на 0,4 %. Снижение начальной температуры газов ГТУ приводит к уменьшению КПД ПГУ на 2 – 8 % на каждые 100 °С в зависимости от нагрузки парового котла (бóльшие значения для нагрузок ниже 50 %). Изменение электрической нагрузки такой ПГУ выгодно осуществлять снижением мощности паровой турбины при неизменном значении температуры газов перед ГТУ. С дальнейшим понижением нагрузки ниже 60 % выгодно отключать ГТУ и переходить к работе по паросиловому циклу.

Схема тепловых потоков ПГУ с высоконапорным парогенератором также вытекает из обобщенной схемы (см. рисунок 2.22), а выражения для КПД имеют наиболее сложный вид, совпадающий со значениями, найденными по формулам (2.24) и (2.25).

Анализ тепловой экономичности такой ПГУ показал, что с понижением температуры наружного воздуха КПД парогазовой установки возрастает на 0,6 % на каждые 10 °С. Снижение начальной температуры газов, так же как для ПГУ со сбросом газов в паровой котел, уменьшает КПД ПГУ на 2 ÷ 8 % на каждые 100 °С в зависимости от нагрузки котла. При нагрузках ПГУ ниже 50 % целесообразно понижать начальную температуру газов ГТУ до ее оптимального для данной нагрузки значения: при нагрузке 40 % номинальной $t_{\text{н.т}}^{\text{опт}} \approx t_{\text{н.т}}^{\text{ном}} - 100$ °С, при нагрузке 30 % – $t_{\text{н.т}}^{\text{опт}} \approx t_{\text{н.т}}^{\text{ном}} - 200$ °С. Такое решение позволит в конечном итоге снизить потерю теплоты с уходящими газами.

2.10. Экономические показатели эффективности ТЭЦ

Оценка стоимости электроэнергии от различных генерирующих технологий производится с помощью расчетов или моделирования и, как правило, востребована в двух ситуациях:

1) сравнительный анализ генерирующих технологий или проектов электростанций по одной генерирующей технологии (для выбора одной из опций или определения оптимальной структуры энергосистемы как совокупности нескольких опций);

2) государственное регулирование при тарифообразовании или выделении льгот для той или иной генерирующей технологии.

Методики оценки стоимости электроэнергии для обеих целей развивались в тесной взаимосвязи друг с другом, эволюционируя по мере уточнения потребностей заказчиков методик.

Основной тенденцией развития энергетики является непрерывное увеличение единичных мощностей агрегатов (котлов, турбин, энергоблоков) и

электростанций, что определяет непрерывное совершенствование удельных технико-экономических показателей, каковыми являются:

1) *удельный расход условного топлива* на 1 кВт·ч, отпущенный потребителю, $b_{\text{отп}}^y$, кг/(кВт·ч);

2) *удельные капиталовложения в ТЭС* на 1 кВт установленной мощности k , руб/кВт (даются нормативами ТЭП);

3) *штатный коэффициент*, т. е. число обслуживающего персонала на 1 МВт установленной мощности $П$, чел/МВт.

Только при условии снижения этих показателей параллельно с ростом энергетики могут быть обеспечены необходимые для этого роста материальные и человеческие ресурсы.

Снижение удельного расхода топлива достигается за счет применения новой техники, что связано с дополнительными капиталовложениями ΔK . Годовые издержки на эксплуатацию ТЭС равны:

$$И_{\text{год}} = B_{\text{год}} \cdot Ц_{\text{т}} + E_{\text{отч}} \cdot N_{\text{уст}} + 1,4aПN_{\text{уст}}, \quad (2.42)$$

где первая составляющая представляет собой стоимость годового расхода топлива $B_{\text{год}}$;

$Ц_{\text{т}}$ – цена топлива в перерасчете на условное, руб/т;

вторая составляющая – это текущие расходы на эксплуатацию оборудования (амортизация, текущий ремонт и прочие расходы);

для ТЭС $E_{\text{отч}} = 0,10 \div 0,12$;

третья составляющая – расходы на оплату персонала: удельные затраты на зарплату $a = 1200 \div 1400$ тыс.руб/(чел·год);

1,4 – коэффициент, учитывающий социальное страхование и другие накладные расходы.

Себестоимость отпущенной электроэнергии равна:

$$C_{\text{э}} = И_{\text{год}} / Э_{\text{год}}^{\text{отч}}. \quad (2.43)$$

Дополнительные капиталовложения $\Delta K = \Delta k \cdot N_{\text{уст}}$, считаются эффективными, если выполняется условие $\Delta И_{\text{год}} / \Delta K \leq E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений. Для энергетики принято $E_{\text{н}} = 0,12$. При составлении вариантов ТЭС или их элементов критерием оптимальности является значение расчетных годовых затрат:

$$З_{\text{год}} = И_{\text{год}} + E_{\text{н}} \cdot k \cdot N_{\text{уст}}. \quad (2.44)$$

Разделив $З_{\text{год}}$ на $Э_{\text{год}}^{\text{отч}}$, получим удельные расчетные затраты:

$$З_{\text{год}} = C_{\text{э}} + \frac{E_{\text{н}} \cdot k}{\tau_{\text{уст}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}, \quad (2.45)$$

где $\tau_{\text{уст}} = Э_{\text{год}} / N_{\text{уст}}$; $\varepsilon_{\text{с.н}} = (N_{\text{уст}} - N_{\text{с.к}}) / N_{\text{уст}}$.

Иначе можно записать так:

$$З_{\text{год}} = b_{\text{год}} \cdot Ц_{\text{т}} + \frac{k(E_{\text{отч}} + E_{\text{н}})}{\tau_{\text{уст}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}})} - \frac{1,4a\Pi}{\tau_{\text{уст}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}. \quad (2.46)$$

Выбор экономически наивыгоднейшего варианта ТЭС при проектировании ведется по минимуму расчетных затрат путем сопоставления конкурирующих вариантов. При сопоставлении варианты приводятся к равному годовому отпуску электроэнергии путем добавления к расчетным затратам варианта с меньшим отпуском электроэнергии величины $\Delta \mathcal{E}_{\text{год}} \cdot \mathcal{Z}_{\text{з.э}}$, где $\Delta \mathcal{E}_{\text{год}} = \mathcal{E}_{\text{I}} - \mathcal{E}_{\text{II}}$; $\mathcal{Z}_{\text{з.э}}$ – удельные расчетные затраты на замыкающую электроэнергию.

Методика расчета и определения замыкающих затрат на топливо и электроэнергию была разработана Сибирским энергетическим институтом по заданию АН РФ.

Замыкающие затраты характеризуют затраты в народном хозяйстве для обеспечения дополнительных потребностей в различных видах топлива и энергии по стране.

Объективно существующая ограниченность наиболее эффективных энергетических ресурсов приводит к необходимости в каждый определенный период времени вовлекать в энергетический баланс наряду со сравнительно дешевыми и более дорогие природные источники энергии. Затратами на эти последние и оцениваются народнохозяйственные последствия изменения потребности в энергетических ресурсах, равно как и их добычи или производства. Замыкающим может быть топливо тех месторождений или бассейнов, которые в совокупности способны компенсировать колебания потребности в энергетических ресурсах, возникающие при поиске оптимального варианта ТЭС.

Выполнить замыкающие функции могут только те источники, у которых на данном этапе: а) технически возможные размеры добычи превышают требуемый уровень их использования; б) располагаемые ресурсы и качественные характеристики позволяют обеспечить достаточно широкий круг потребителей.

Замыкающие затраты на топливо определяются прямым суммированием приведенных затрат на его добычу и перевозку.

Замыкающие затраты на электроэнергию представляют собой сумму трех составляющих. Топливная составляющая затрат на электроэнергию вычисляется как произведение удельного расхода топлива для производства электроэнергии на значение замыкающих затрат используемого топлива.

Вторая составляющая – это затраты на сооружение и эксплуатацию замыкающих электростанций. Ими могут быть наиболее совершенные базисные и полупиковые конденсационные, а также специальные пиковые газотурбинные электростанции, замыкающие в данный период баланс мощности данной объединенной электроэнергетической системы.

Третья составляющая определяется затратами на распределение электроэнергии, которые существенно зависят от размещения и размеров потребителя.

В настоящее время в России и за рубежом в качестве критерия экономической эффективности электрических станций (в том числе ТЭС и АЭС) используется *показатель LCOE (levelized cost of energy / electricity, LCOE) – нормированная стоимость электроэнергии на протяжении жизненного цикла энергоустановки*, включая проектирование, сооружение, эксплуатацию и вывод из эксплуатации [23].

Изначально методика расчета *LCOE* использовалась для сравнительного анализа альтернатив при реализации коммерческих проектов сооружения или приобретения электростанций или же для оценки экономии затрат, которых удалось избежать (например, благодаря энергосберегающим технологиям).

LCOE отражает стоимость вырабатываемого МВт-часа электроэнергии на протяжении всего жизненного цикла энергоустановки, учитывая плановый коэффициент извлечения установленной мощности (КИУМ), капитальные расходы на строительство, операционные расходы, топливо, проценты по привлекаемым кредитам, ремонт и вывод из эксплуатации. Величина *LCOE* представляет собой среднюю минимальную цену продажи электрической энергии, которая обеспечивает безубыточность генерирующего объекта в течение всего срока эксплуатации. Этот показатель определяется из условия возврата всех затрат на протяжении жизненного цикла энергоблока через стоимость выпускаемой продукции (электроэнергии) с учетом дисконтирования доходной и расходной частей к определенному моменту времени:

$$LCOE = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{Z_i}{(1+a_d)^i}}{\sum_{i=1}^n \frac{W_i}{(1+a_d)^i}}, \quad (2.47)$$

где W_i – годовое производство продукта (электроэнергии);

a_d – ставка дисконтирования;

Z_i – годовые затраты;

n – период жизненного цикла объекта.

Проблема использования показателя *LCOE* для анализа экономической эффективности работы электростанций разного типа заключается в том, что не существует единой методики, которая будет строго предписывать нормативы, входящие в состав расчета *LCOE*.

Известно, что для энергоблоков ТЭС ежегодные доходы и затраты имеют неравномерный характер. Однако при расчетах обычно принимают постоянными ожидаемые капитальные и операционные затраты, а также прогнозируемую выработку электроэнергии. Это позволяет использовать другой распространенный критерий экономической эффективности –

расчетную стоимость электроэнергии ($C_{\text{Э}}$). Она представляет собой частный случай показателя $LCOE$ и рассчитывается по формуле:

$$C_{\text{Э}} = \frac{a_{\text{г}} K}{Q_{\text{р}} \eta h} + \frac{C_{\text{тепл}}}{\eta} + C_{\text{экспл}}, \quad (2.48)$$

где $a_{\text{г}}$ – коэффициент годовых отчислений;

K – дисконтированные капитальные затраты, руб.;

$Q_{\text{р}}$ – тепловая мощность реактора, кВт;

η – КПД нетто энергоблока;

h – количество часов использования установленной мощности, ч/год;

$C_{\text{тепл}}$ – стоимость тепловой энергии реактора, руб./(кВт·ч);

$C_{\text{экспл}}$ – эксплуатационная оставляющая затрат в стоимости электроэнергии, руб./(кВт·ч).

2.11. Задачи

2.1. Определить удельные подведенную и отведенную теплоту, работу и термический КПД парогазовой установки с котлом-утилизатором (рис. 2.1, 2.2), имеющей параметры:

- для парового контура: $p_0 = 30$ бар, $t_0 = 400^\circ\text{C}$, $p_{\text{к}} = 0,04$ бар;

- для газового контура: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\pi_{\text{к}} = \frac{p_2}{p_1} = 7$, $t_3 = 1000^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из котла утилизатора $t_5 = 130^\circ\text{C}$.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Решение

Для идеального цикла ПТУ определяются энтальпии в трех характерных точках:

$h_0 = 3232$ кДж/кг – определяется по p_0 и t_0 ;

$h_{\text{к}} = 2084$ кДж/кг – определяется по $p_{\text{к}}$ и $s_{\text{к}} = s_0 = 6,92$ кДж/(кг·К);

$ct_{\text{к}}' = 121,4$ кДж/кг – энтальпия воды в состоянии насыщения ($x = 0$) при давлении $p_{\text{к}}$.

Для идеального цикла ГТУ определяются температуры на выходе из компрессора и турбины:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} = 293 \cdot \left(\frac{1}{7} \right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 510,9 \text{ К};$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-k}{k}} = 1273 \cdot 7^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 730 \text{ К};$$

Определяем удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ, предварительно рассчитав изобарную теплоемкость идеального воздуха:

$$C_p = \frac{R}{2} (i + 2) = \frac{8314}{2 \cdot 28,96} (5 + 2) = 1005 \text{ Дж/(кг·К)} \approx 1 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$d_{\text{Г}} = \frac{G}{D} = \frac{h_0 - ct_{\text{к}}'}{C_p (T_4 - T_5)} = \frac{3232 - 121,4}{1 \cdot (730 - 403)} = 9,51 \text{ кг}_{\text{газа}}/\text{кг}_{\text{пара}}.$$

Далее рассчитываются:

- удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с КУ:

$$q_{1\text{ПГУ}} = d_{\text{Г}} C_p (T_3 - T_2) = 9,51 \cdot 1 \cdot (1273 - 510,9) = 7248 \text{ кДж/кг};$$

- удельная теплота, отведенная от рабочих тел в цикле:

$$q_{2\text{ПГУ}} = q_{2\text{Г}} + q_{2\text{П}} = d_{\text{Г}} C_p (T_5 - T_1) + (h_{\text{к}} - C t'_{\text{к}}) = 9,51 \cdot 1 \cdot (403 - 293) + (2084 - 121,4) = 3009 \text{ кДж/кг};$$

- удельная работа цикла ПГУ, которая определяется как сумма работ ГТУ и ПТУ:

$$l_{\text{тПГУ}} = l_{\text{тГТ}} + l_{\text{тПТУ}} = d_{\text{Г}} C_p ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)) + (h_0 - C t'_{\text{к}}) = 9,51 \cdot 1 \cdot ((1273 - 730) - (510,9 - 293)) + (3232 - 2084) = 4239 \text{ кДж/кг}.$$

Выполним проверку результата расчета работы цикла ПГУ:

$$l_{\text{тПГУ}} = l_{\text{тГТ}} + l_{\text{тПТУ}} = q_{1\text{ПГУ}} - q_{2\text{ПГУ}} = 7248 - 3009 = 4239 \text{ кДж/кг}.$$

Определим термический КПД ПГУ с КУ :

$$\eta_{\text{тПГУ}} = \frac{l_{\text{тПГУ}}}{q_{1\text{ПГУ}}} = \frac{4239}{7248} = 0,585.$$

Ответ: $q_{1\text{ПГУ}} = 7248 \text{ кДж/кг}$; $q_{2\text{ПГУ}} = 3009 \text{ кДж/кг}$; $l_{\text{тПГУ}} = 4239 \text{ кДж/кг}$; $\eta_{\text{тПГУ}} = 0,585$.

2.2. Цикл парогазовой установки с котлом-утилизатором (рис. 2.1) имеет параметры:

- для парового контура $p_0 = 60 \text{ бар}$, $t_0 = 400^\circ\text{C}$, $p_{\text{к}} = 0,04 \text{ бар}$;

- для газового контура $p_1 = 1 \text{ бар}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\pi_{\text{к}} = \frac{p_2}{p_1} = 10$,

$t_3 = 1000^\circ\text{C}$ температура газов на выходе из котла утилизатора $t_5 = 140^\circ\text{C}$.

Определить: удельный расход газа на кг пара в ПГУ $d_{\text{Г}}$, удельные подведенную q_1 и отведенную q_2 теплоту, работу $l_{\text{т}}$ цикла, термические КПД автономно работающих ГТУ и ПТУ и ПГУ в целом.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T, s -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_{\text{Г}} = 10,22$, $q_1 = 8248 \text{ кДж/кг пара}$, $q_2 = 3064 \text{ кДж/кг пара}$, $l_{\text{т}} = 5184 \text{ кДж/кг пара}$, $\eta_{\text{тГТУ}} = 0,482$, $\eta_{\text{тПТУ}} = 0,396$, $\eta_{\text{тПГУ}} = 0,627$.

2.3. Для исходных данных предыдущей задачи (2.2) определить те же величины, но для действительного цикла ПГУ с КУ, если необратимость процессов ГТУ характеризуют адиабатный коэффициент компрессора $\eta_{\text{к}} = 0,85$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{\text{ГТ}} = 0,9$, а необратимость процесса расширения пара в ПТУ – внутренний относительный КПД паровой турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,88$. Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_{\text{Гi}} = 8,39$, $q_{1i} = 6370 \text{ кДж/(кг пара)}$, $q_{2i} = 3000 \text{ кДж/(кг пара)}$, $l_{\text{т}} = 3370 \text{ кДж/кг пара}$, $\eta_{\text{иГТУ}} = 0,362$, $\eta_{\text{иПТУ}} = 0,348$, $\eta_{\text{иПГУ}} = 0,529$.

2.4. Цикл парогазовой установки с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ рис. 2.11 и 2.12) имеет параметры:

- для парового контура: $p_0 = 30$ бар, $t_0 = 420^\circ\text{C}$, $p_k = 0,04$ бар;

- для газового контура: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 12^\circ\text{C}$, $\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = 7$, $t_3 = 800^\circ\text{C}$,

температура горения топлива в паровом котле $t_5 = 1500^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из котла $t_6 = 140^\circ\text{C}$.

Определить: удельный расход газа на кг пара в ПГУ d_r , удельные подведенную q_1 и отведенную q_2 теплоту, работу l_t цикла и термический КПД ПГУ.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_r = 2,32$, $q_1 = 4022$ кДж/кг пара, $q_2 = 2281$ кДж/кг пара, $l_t = 1741$ кДж/кг пара, $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,433$.

2.5. Цикл парогазовой установки с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ рис. 2.13 и 2.14), имеет параметры:

- для парового контура $p_0 = 50$ бар, $t_0 = 500^\circ\text{C}$, $p_k = 0,04$ бар;

- для газового контура $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17^\circ\text{C}$, $\pi_k = p_2/p_1 = 5$, $t_4 = 900^\circ\text{C}$, температура горения топлива в ВПГ $t_3 = 1400^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из газодводяного подогревателя (ГВП) $t_6 = 140^\circ\text{C}$.

Определить: удельный расход газа на кг пара в ПГУ d_r , удельные подведенную q_1 и отведенную q_2 теплоту, работу l_t цикла и термический КПД ПГУ.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_r = 3,99$, $q_1 = 4858$ кДж/кг пара, $q_2 = 2473$ кДж/кг пара, $l_t = 2385$ кДж/кг пара, $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,491$.

2.6. Для полузависимой парогазовой установки (рис. 2.19) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $t_3 = 1000^\circ\text{C}$, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_k = p_2/p_1 = 7$, температура газов перед турбиной $t_3 = 130^\circ\text{C}$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,85$, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{i\text{ГТ}} = 0,88$, расход газов $G = 400$ кг/с;

- параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_0 = 60$ бар, $t_0 = 500^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 0,04$ бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель $p_1 = 6$ бар, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{i\text{ПТ}} = 0,88$, расход пара на турбину $D = 100$ кг/с.

Определить:

1) внутренние абсолютные КПД автономно работающих ГТУ и ПТУ;

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = const$.

Ответ: $\eta_{тПГУ} = 0,592$, $G = 102$ кг/с.

2.8. Для парогазовой установки с НПГ (рис. 2.11) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 15^\circ\text{C}$, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = 6$, температура газов на выходе из турбины $t_4 = 400^\circ\text{C}$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,8$, мощность компрессора $W_{ик} = 2$ МВт; температура горения топлива в НПГ $t_5 = 1800^\circ\text{C}$, температура отработавших газов $t_6 = 120^\circ\text{C}$;

- параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_o = 30$ бар, $t_o = 400^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 0,04$ бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель $p_1 = 6$ бар, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{iПТ} = 0,84$.

Определить: мощность паровой турбины.

Нарисовать цикл ПГУ в T,s -диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ и НПГ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = const$.

Ответ: $W_{iПТУ} = 4,3$ МВт.

2.9. Для парогазовой установки с ВПГ (рис. 2.13) задано:

- рабочее тело ГТУ имеет параметры: на входе в турбину $T_4 = 960$ К, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_k = p_2/p_1 = 6$, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{ГТ} = 0,84$, мощность газовой турбины $W_{iГТ} = 2$ МВт; температура горения топлива в ВПГ $T_3 = 2200$ К, температура отработавших из ГВП газов $T_6 = 400$ К;

- параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_o = 24$ бар, $t_o = 400^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 0,04$ бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель $p_1 = 6$ бар, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{iПТ} = 0,85$.

Определить: мощность паровой турбины.

Нарисовать цикл ПГУ в T,s -диаграмме. Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ и ВПГ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = const$.

Ответ: $W_{iПТУ} = 2,79$ МВт.

2.10. Оценить термодинамическую экономичность обратимых циклов ПТУ, ГТУ и ПГУ с котлом-утилизатором по балансовому, энтропийному и эксергетическому методам (рис. 2.25) при следующих исходных данных:

- для ПТУ температура горения топлива в топке парового котла 1500°C , температура отработавших из котла газов 140°C . В котле учитывать только

потери с уходящими газами. ПТУ имеет параметры водяного пара: $p_o = 6 \text{ МПа}$, $t_o = 500^\circ\text{C}$, $p_k = 4 \text{ кПа}$. Температура окружающей среды $t_{oc} = 20^\circ\text{C}$. Температуру циркуляционной воды в конденсаторе принять постоянной и равной t_{oc} ;

- для ГТУ параметры воздуха и газов: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $\pi_k = p_2/p_1 = 10$, $t_3 = 1500^\circ\text{C}$;

- для ПГУ с КУ параметры такие же, как и у автономно работающих ПТУ и ГТУ;

- температура газов на выходе из котла утилизатора $t_5 = 140^\circ\text{C}$.

Определить:

а) по балансовому методу: КПД и основные потери ПТУ, ГТУ и ПГУ;

б) по энтропийному методу: увеличение энтропии за счет необратимостей отдельных процессов и целиком всего цикла для ПТУ, ГТУ и ПГУ;

в) по эксергетическому методу: потери эксергии за счет необратимостей отдельных процессов и целиком всего цикла для ПТУ, ГТУ и ПГУ;

г) сопоставить экономичность и потери ПТУ, ГТУ и ПГУ, определенные по балансовому, энтропийному и эксергетическому методам.

Для ПТУ и ПГУ расчеты выполнить на 1 кг пара. При расчетах ПТУ работой насосов пренебречь. Свойства газовых рабочих тел принять соответствующими идеальному двухатомному воздуху с постоянной изобарной теплоемкостью $c_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Ответ: а) $\eta_{\text{ПТУ}} = 0,376$, $q_{yx} = 8,11 \%$, $q_2 = 54,2 \%$;

$\eta_{\text{ГТУ}} = 0,482$, $q_{yx} = 51,8 \%$;

$\eta_{\text{ПГУ}} = 0,653$, $q_{yx} = 9,94 \%$, $q_2 = 24,73 \%$;

б) для ПТУ: $\Delta s_{\text{гор}} = 4,373 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (57,1 %);

$\Delta s_{yx.g} = 0,161 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (2,1 %);

$\Delta s_{\text{т-о.ПК}} = 2,92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (38,1 %);

$\Delta s_{\text{к-р}} = 0,201 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (2,63 %);

$\sum \Delta s_{ci} = 7,655 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (100 %);

для ГТУ: $\Delta s_{\text{гор}} = 1,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ (52,2 %);

$\Delta s_{yx.g} = 0,99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ (41,8 %);

$\sum \Delta s_{ci} = 2,37 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ (100 %);

для ПГУ: $\Delta s_{\text{гор}} = 7,469 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (79,9 %);

$\Delta s_{yx.g} = 0,433 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (4,64 %);

$\Delta s_{\text{т-о.ПК}} = 1,236 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (13,2 %);

$\Delta s_{\text{к-р}} = 0,201 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (2,15 %);

$\sum \Delta s_{ci} = 9,339 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара} \cdot \text{K}}$ (100 %);

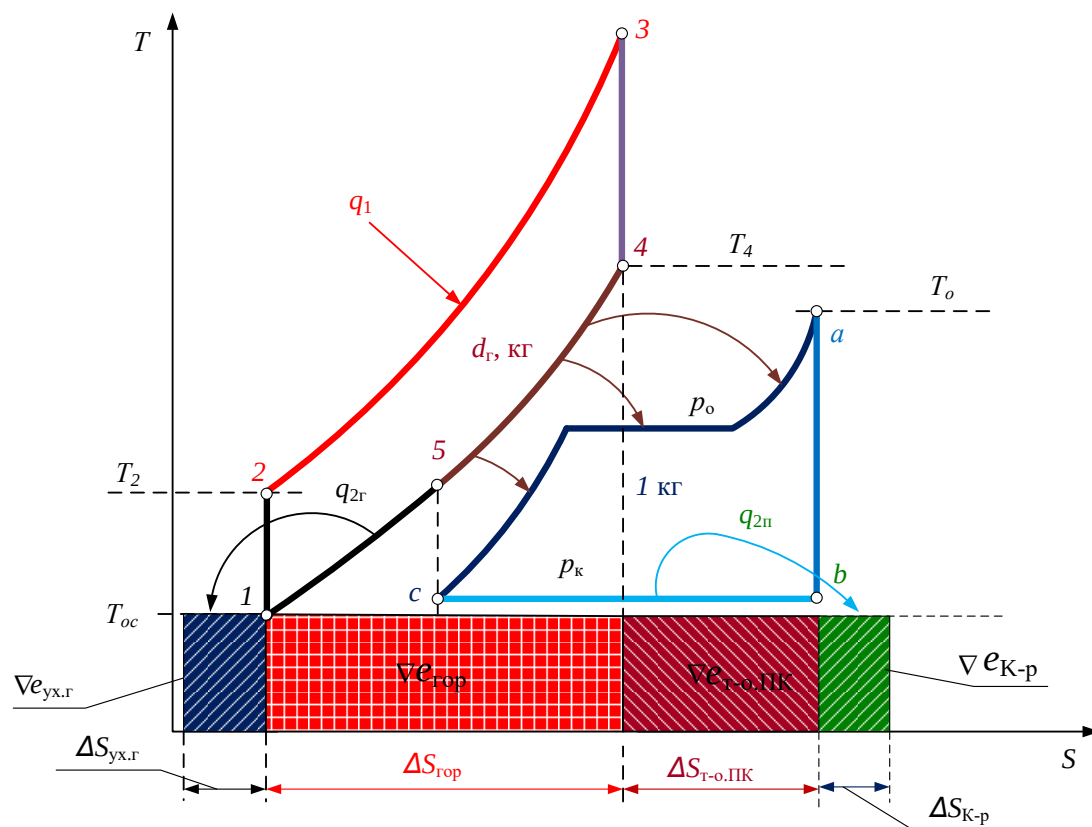


Рисунок 2.25. Цикл ПГУ с КУ и его потери эксергии в T,s -диаграмме за счет необратимостей:

гор – горения топлива; ух.г – с уходящими газами; т-о.ПК – теплообмена в котле-утилизаторе, К-р – теплообмена в конденсаторе

в) для ПТУ:

$$\nabla e_{\text{гор}} = 1281 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (35,64 \%);$$

$$\nabla e_{\text{ух.г}} = 47,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (1,36 \%);$$

$$\nabla e_{\text{т-о.ПК}} = 855,61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (23,76 \%);$$

$$\nabla e_{\text{К-р}} = 58,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (1,64 \%);$$

$$e_{\text{топл}} = 3596 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (100 \%);$$

для ГТУ:

$$\nabla e_{\text{гор}} = 334 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (27,7 \%);$$

$$\nabla e_{\text{ух.г}} = 290 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (24,1 \%);$$

$$e_{\text{топл}} = 1207 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (100 \%);$$

для ПГУ:

$$\nabla e_{\text{гор}} = 2188 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (27,7 \%);$$

$$\nabla e_{\text{ух.г}} = 126,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (1,61 \%);$$

$$\nabla e_{\text{т-о.ПК}} = 362,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (4,59 \%);$$

$$\nabla e_{\text{К-р}} = 58,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (0,75 \%);$$

$$e_{\text{топл}} = 7894 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}} (100 \%).$$

Энтропийный и эксергетический методы дают более объективную оценку тепловой экономичности циклов по сравнению с балансовым методом.

2.11. Паросиловая установка работает по циклу *Ренкина*. Параметры начального состояния: $p_1 = 2$ МПа, $t_1 = 300^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,004$ МПа.

Определить: термический КПД.

Ответ: $\eta_t = 0,339$.

2.12. Паровая турбина мощностью $N = 12\,000$ кВт работает при начальных параметрах $p_1 = 8$ МПа и $t_1 = 450^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,004$ МПа. В котельной установке, снабжающей турбину паром, сжигается уголь с теплотой сгорания $Q_p^H = 25\,120$ кДж/кг. КПД котельной установки равен 0,8. Температура питательной воды $t_{п.в} = 90^\circ\text{C}$.

Определить: производительность котельной установки и часовой расход топлива при полной нагрузке паровой турбины и условии, что она работает по циклу *Ренкина*.

Ответ: $B = 4791$ кг/ч.

2.13. Мощность турбогенератора 200 МВт, а его КПД составляет 99 %. Охлаждение генератора производится водородом с теплоемкостью $c_p = 14,3$ кДж/(кг · К). Считая, что вся теплота потерь отводится водородом, изобарно нагревающимся при прохождении через генератор на 30°C .

Определить: его секундный массовый расход.

Ответ: $G = 4,7$ кг/с.

2.12. Контрольные вопросы к Разделу 2

1. Объясните особенности термодинамических циклов ПГУ.
2. Объясните назначение основных элементов тепловой схемы ПГУ с котлом-утилизатором.
3. Почему переход в схеме ПГУ с КУ от одноконтурного парового цикла к многоконтурному повышает ее экономичность?
4. Какое назначение имеет дожигание топлива в КУ парогазовой установки? Объясните его влияние на экономичность этой установки.
5. В чем различия тепловых схем ПГУ-ТЭЦ и ГТУ-ТЭЦ. Почему их экономичность в годовом разрезе выше экономичности паросиловых ТЭЦ?
6. Назовите основные показатели энергетических ПГУ, влияющие на их экономичность.
7. Назовите основные способы регулирования отпуска теплоты на отопительной ГТУ-ТЭЦ.
8. Перечислите особенности тепловых схем ПГУ с параллельной схемой работы для пылеугольных энергоблоков.
9. Какие ограничения имеют место при создании ПГУ «сбросного» типа. Назовите основные особенности технологического процесса таких ПГУ.
10. Назовите основные варианты технического перевооружения паросиловых энергоблоков с применением парогазовой технологии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочная серия: в 4-х кн. / под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. – 5-е изд., перераб. – Москва : Изд-во МЭИ, 2022. – 562 с.
2. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Учебное пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов; под ред. С. В. Царева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
3. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В. Д. Буров, Е. В. Дорохов, Д. П. Елизаров и др.; под ред. В. М. Лавыгина, А. С. Седлова, С. В. Цанева. – 3-е изд., стереот. – М. : Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с.
4. Назаров, В. И. Автоматизированные системы регулирования тепловых процессов основного оборудования ТЭС и АЭС : учебное пособие / В. И. Назаров, В. В. Кравченко. – Минск: Высшая школа, 2022. – 215 с.
5. Теплоэнергетика и теплотехника: методические указания к выполнению выпускной квалификационной работы бакалавров / сост. Л. В. Прокопова, В. Г. Злобин, М. С. Липатов; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2020. – 28 с.
6. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В. Я. Рыжкин; под ред. В. Я. Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
7. Полей, А. К. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций: учебное пособие для вузов / А. К. Полей, Е. Ю. Дорогов; Политехнический институт ДВФУ. – Владивосток: Издательство ДВФУ, 2025. – 229 с.
8. Галашов, Н. Н. Режимы работы и эксплуатации ТЭМ: учебное пособие / Н. Н. Галашов; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – 252 с.
9. Кузьмин, А. В. Теплоснабжение : учебное пособие / А. В. Кузьмин, М. Р. Феткуллов. – Ульяновск : УлГТУ, 2022. – 206 с.
10. Вафин, Д. Б. Источники производства теплоты: учебное пособие / Д. Б. Вафин. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 242 с.
11. Суворов, Д. М. Выбор оборудования и расчет принципиальной тепловой схемы паротурбинной ТЭЦ : учебно-методическое пособие для курсового проектирования по дисциплине «Тепловые электрические станции» / Д. М. Суворов. – Киров: ПРИП ФГБОУ ВПО «ВятГУ», 2012. – 129 с.
12. Методика теплового расчета многоступенчатой конденсационной паровой турбины: методические указания к курсовой работе по дисциплине «Конструкция и эксплуатация турбоагрегатов электростанций» / Сост.: В. А. Трушин, А. М. Бикбулатов; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа, 2009. – 88 с.

13. Злобин, В. Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций: практикум / В. Г. Злобин, М.С. Липатов. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 83 с.
14. Паровые и газовые турбины для электростанций: учебник для вузов / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний; под ред. А. Г. Костюка. – М.: Издательский дом МЭИ, 2016. – 557 с.
15. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
16. Ольховский, Г. Г. Энергетические газотурбинные установки / Г. Г. Ольховский. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 304 с.
17. Александров, А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 168 с.
18. Термодинамические свойства воздуха / В. В. Сычев, А. А. Вассерман, А. Д. Козлов, Г. А. Спиридонов, В. А. Цымарный. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 276 с.
19. Чухин, И. М. Термодинамические свойства воздуха: справочные материалы и методические указания для определения термодинамических свойств воздуха с учетом влияния температуры на их изобарную и изохорную теплоемкость; Ивановский гос. энергет. университет. – Иваново: ИГЭУ, 2001. – 36 с.
20. Каталог газотурбинного оборудования / Издательский дом Газотурбинные технологии. – Изд. 22-е. – Рыбинск: Газотурбинные технологии, 2021. – 304 с.
21. Чучуева, И. А. Вычислительные методы определения удельных расходов условного топлива ТЭЦ на отпущенную электрическую и тепловую энергию в режиме комбинированной выработки / И. А. Чучуева // Наука и Образование; МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2016. – № 02. – С. 135–165.
22. Киселев, Г. П. Варианты расчета удельных показателей эффективности работы ТЭЦ : метод. пособие по курсу «ТЭС и АЭС» для студентов, обучающихся по направлению «Теплоэнергетика» / Г. П. Киселев. – Москва : Изд-во МЭИ, 2003. – 32 с.
23. Черняховская, Ю. В. Эволюция методологических подходов к оценке стоимости электроэнергии. Анализ зарубежного опыта / Ю. В. Черняховская // «Вестник ИГЭУ»; Иваново: ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина». – 2016. – Вып. 4. – С. 56-68.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица. Энергетические установки комбинированного цикла [20]

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электрическая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номинальная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
ПАО «ОДК - Сатурн»	ПГУ-165	ГДП-110/МПО-40	ПАО «ОДК-Сатурн»/Skoda Power	проект	165	52	110/55	1ГТ+ППГ	-	-
	ПГУ-325	ГДП-110/К-110-65	ПАО «ОДК-Сатурн»/Силовые машины	2005	325	51,7	220/110	2ГТ+ППГ	-	-
	ПГУ-495	ГДП-110/Г-185/220-130-2	ПАО «ОДК-Сатурн»/УТЗ	проект	495	52	330/165	3ГТ+ППГ	-	-
АО «РЭП Холдинг»	ПГУ-42	Т-32/	АО «РЭП Холдинг»/	-	42	46,7	30,8/11,2	1ГТ+ППГ	18	Моноблок
	ПГУ-84	Т-12-6,0/0,12	ЗАО «Невский завод»	-	84	46,7	61,6/22,4	2ГТ+ППГ	18	Дубль-блок
	ПГУ-84	Т-32/	АО «РЭП Холдинг»/	-	84	46,7	61,6/22,4	2ГТ+ППГ	18	Дубль-блок
АО НППГ «Салют»	ПГУ-300	ГДП-20С/ПТ-12	АО НППГ «Салют»/КТЗ	2010	30	52,5	20/10	1ГТ+ППГ	25	Елецкая ТЭЦ
	ПГУ-52	ГДП-20С/ПТ-12	АО НППГ «Салют»/КТЗ	2009	52	45,5	40/12	2ГТ+ППГ	25	Блеккал ТЭЦ
ПАО «Силовые машины»	ПГУ-100	ГТЭ-65/К-30	ПАО «Силовые машины»/	4 кв. 2024	97,4	52,6	64,1/33,3	1ГТ+ППГ	25	-
	ПГУ-200	ГТЭ-65/К-65	ПАО «Силовые машины»/	4 кв. 2024	193,2	52,6	128,2/65	2ГТ+ППГ	25	-
	ПГУ-230	ГТЭ-170.1/К-80	ПАО «Силовые машины»/	4 кв. 2023	230,6	51,2	150/80,6	1ГТ+ППГ	25	-
	ПГУ-460	ГТЭ-170.1/К-165	ПАО «Силовые машины»/	4 кв. 2023	457	50,7	300/157	2ГТ+ППГ	25	-
	ПГУ-250	ГТЭ-170.2/К-80	ПАО «Силовые машины»/	1 кв. 2024	250,6	51,9	165,2/85,4	1ГТ+ППГ	25	-

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электрическая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номинальная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
	ПГУ-500	ГТЭ-170.2/К-165	ПАО «Силовые машины»/	1 кв. 2024	501,1	51,9	330,4/170,7	2ГТ+ППГ	25	-
ПАО «Сумское НПО»	ПГУ-20	НК-16СТЭ/К-6-17,5	ОАО «КМПО»/ПАО «Сумское НПО»	2002	21	38,1	16,5	1ГТ+ППГ	70	-
ОАО «Турбоатом»	ПГУ-100	ГТЭ-45-3М2/К-35-3,9	ОАО «Турбоатом»/ОАО «Турбоатом»	1990	100	46,7	64,3/35,7	1ГТ+ППГ	25	-
	ПГУ-200	ГТЭ-45-3М2/К-80-6,0	ОАО «Турбоатом»/ОАО «Турбоатом»	1990	200	46,7	128,6/71,4	2ГТ+ППГ	25	-
Alstom Power (с 01.02.2016 г. газотурбинный бизнес Alstom Power в России перешел во владения компании GE Energy)	ПГУ-85	СГВС2/Г-250/	Alstom Power/ОАО «Калужский турбинный завод»	1997	85	52,4	56,3/28,7	1ГТ+ППГ	25	Южная ТЭЦ-22, блок №3 г. Санкт-Петербург
	ПГУ-133	СГГ-30/К-37-34	Alstom Power/АО «Уральский турбинный завод»	2002	133	44	97,7/38	1ГТ+ППГ	25	Актюбинская ПГУ, ОАО Феррохром, Казахстан
	ПГУ-230	СГГ-3Е2/Г-53/67-8,0	Alstom Power/АО «Уральский турбинный завод»	2005	230	50,2	169/63	1ГТ+ППГ	25	Минская ТЭЦ-3
	ПГУ-230	GT13E2/Fuji Electric Co. Ltd, Ю.Корея	Alstom Power/Fuji	2005	230*	49,9*	170*/63	1ГТ+1ПТ	25	Ереванская ТЭЦ, * - показатели на 100% нагрузке, при t _{нар} = +12°C, p _{нар} = 0,912 бар
	ПГУ-250	GT13E2/КТ-63-7,7	Alstom Power/ АО «Уральский турбинный завод»	2012	230	47,1	180/70	1ГТ+1ПТ	25	Академическая ТЭЦ, г. Екатеринбург
	ПГУ-270	GT13E2/К-300-240 и др.	Alstom Power/ОАОЛМЗидр.	2005	270*	55,3*	180*/90	1ГТ+1 КУ+ существующие ПТ	25	Армения, Разданская ТЭЦ, блок №5,

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электри- ческая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номина- льная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
										* - показатели на 100% нагрузке, при t _{нар} = +15°C, p _{нар} = 0,836 бар
	2 × ПГУ-230	GT13E2/КТ- 63-7,7	Alstom Power/ АО «Уральский турбинный завод»	2012	460	47,1	180/63	2 х (1ГТ+1ПТ)	25	Нижнетуринская ГРЭС, Свердловская обл.
	2 × ПГУ-240	GT13E2/Т- 58/77-6,7	Alstom Power	2013	480	49,2	180/63	2 х (1ГТ+1ПТ)	25	Молжаниновка ГТЭС ПГУ (Северный АО Москвы)
	2 × ПГУ-250	GT13E2/ К- 800-240-5 и др.	Alstom Power/ОАО «ЛМЗ» и др.	2014	500	51,2	180/70	2 х (1ГТ+1ПТ) существующ ие ПТ	25	Новогорьковска я ТЭЦ, г. Кстово, Нижегородская обл.
	ПГУ-424 (KA26-1 MS)	GT26/STF30 С	Alstom Power/Alstom Power	2011	424	56,1	288/136	1ГТ+1ПТ	25	ТЭЦ-26 ОАО «Мосэнерго»
Ansaldo Energia	COBRA164.3 А	V64.3A/Т-130	Ansaldo/OAO «ЛМЗ»	2004	110	52,8	75/35	1ГТ+1ПТ		Тюменская ТЭЦ-1
	COBRA264.3 А	V64.3A/Т- 50/64	Ansaldo/OAO «КТЗ»	2009	200	48	150/50	2ГТ+1ПТ		ТЭЦ-1, ТЭЦ-14, ТЭЦ-22 СПб
	COBRA194.2	V92.2K/-	Ansaldo/Siemens		246,4	55,7	161/85,1	1ГТ+1ПТ		
	COBRA294.2	V92.2K/-	Ansaldo/Siemens		492,8	55,7	322/179,2	2ГТ+1ПТ		
	COBRA194.3 А	V94.3K/-	Ansaldo/Siemens		420	59,2	280/140	1ГТ+1ПТ		
	COBRA294.3 А	V94.3K/-	Ansaldo/Siemens		820	57,8	560/260	2ГТ+1ПТ		
Ebara Corporation	FT8-Twin Pac	FT8/2SQMV- 7	TPM/Ebara Corporation	1990	67	50	51/16	2ГТ+1ПТ	35	
GE Energy	ПГУ-43,1	LM2500/П6- 3,4	General Electric/КТЗ	2005/2009	43,1	52,1	33,1/10	1ГТ+2ПТ		Калуга, Ливны

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электри- ческая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номина- льная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
	ПГУ-62	PG6581B/T-20,3	General Electric/KT3	1987/2009	62	47,3	42,1/19,9	1ГТ+1ПТ		Ноябрьск
	ПГУ-80	LM2500/ПТ-12/13	General Electric/KT3	2005/2010	80	52,3	66,2/13,8	2ГТ+1ПТ		ООО «Карпатнефтехим»
	ПГУ-111	MS-6111FA/SST-400	General Electric/Siemens	1991/2010	111	51	77/34	1+1ПТ		Вологда, Курган, Тюмень
	ПГУ-115	LM6000PD/ПТ-25	General Electric/KT3	2006/2010	115	50	96/19	2ГТ+1ПТ		Воронежская ТЭЦ-2, Астраханская ГРЭС
	ПГУ-120	PG6581B/-	General Electric/NTC (КИТ)	1979/2011	120	45,8	84,2/35,8	1ГТ+1ПТ	-	Кандыгааш, Казахстан
	ПГУ-120	LMS100PA/T-20/40	General Electric/KT3	2006/2010	120	50,3	103/17	1ГТ+2ПТ	-	Липецкая ПГУ
	ПГУ-185	PG9171E/ПТ-29/35	General Electric/KT3	1994/2010	185	52	123,4/61,6	1ГТ+1ПТ	-	Щербинка (Москва)
	ПГУ-190	MS9001E/T-48/62	General Electric/ЗАО «УТЗ»	1979/2012	190	51	126/64	1ГТ+1ПТ	-	Новомосковская ГРЭС
	ПГУ-235	MS-6111FA/SST600	General Electric/Siemens	1991/2011	235	54	154/81	2ГТ+1ПТ	-	Сызранская ТЭЦ
	ПГУ-340	LM6111FA/T-110	General Electric/ЗАО «УТЗ»	1991/2011	340	52,1	231/110	3ГТ+1ПТ	-	Новокуйбышевская ТЭЦ-1
	ПГУ-400	PG9351FA/ПТ-140/165	General Electric/ЗАО «УТЗ»	1977/2010	400	57,8	256/144	1ГТ+1 ПТ	-	Сургутская ГРЭС-2, Шатурская ГРЭС-5, Рижская ТЭЦ-2
	ПГУ-410	MS9001FB/-	General	2002/2010	410	54,7	284/126	1ГТ+1ПТ	-	Средне-

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электри- ческая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номина- льная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
			Electric/Skoda							Уральская ГРЭС
MAN Diesel & Turbo SE	FT8	FT8/-	MAN Turbo/-	1990	32,9	50,7	24,7/8,2	1ГТ+1ПТ	-	50/60 Гц
	FT8 Twin	FT8/-	MAN Turbo/-	1990	73,4	57,1	49,4/24	2ГТ+1ПТ	-	
MHPS (Mitsubishi Hitachi Power Systems Ltd)	MPCP1(H- 25(28))	1 × H- 25(28)/*	MHPS/MHPS	1988	41,5	50,9	27/14,5	1ГТ+1ПТ	15	* Модель ПТ обусловлена типом системы охлаждения
	MPCP2(H- 25(28))	2×H-25(28)/*	MHPS/MHPS	1988	84,1	51,6	54/30,1	2ГТ+1ПТ	15	
	MPCP1(H- 25(32))	1x H-25(32)/*	MHPS/MHPS	2003	47,2	51,3	31,1/16,1	1ГТ+1ПТ	15	
	MPCP2(H- 25(32))	2×H-25(32)/*	MHPS/MHPS	2003	95,6	52	62,2/33,4	2ГТ+1ПТ	15	
	MPCP1(H- 25(35))	1×H-25(35)/*	MHPS/MHPS	2008	54,9	51,4	36,4/18,5	1ГТ+1ПТ	15	* Модель ПТ обусловлена типом системы охлаждения
	MPCP2(H- 25(35))	2×H-25(35)/*	MHPS/MHPS	2008	111	52	72,8/38,2	2ГТ+1ПТ	15	
	MPCP1(H- 25(42))	1×H-25(42)/*	MHPS/MHPS	2014	59,1	52,8	40,6/18,5	1ГТ+1ПТ	15	
	MPCP2(H- 25(42))	2×H-25(42)/*	MHPS/MHPS	2014	119,8	53,6	81,2/38,6	2ГТ+1ПТ	15	
	MPCP1 (H-50)	1 × H-50/*	MHPS/MHPS	2015	82	54,4	55,9/26,1	1ГТ+1 ПТ	25	
	MPCP2(H-50)	2 x H-50/*	MHPS/MHPS	2015	166,3	55,2	111,8/54,5	2ГТ+1ПТ	25	
	MPCP1(H- 100(100))	1×H- 100(100)/*	MHPS/MHPS	2010	143,2	53,5	97/46,2	1ГТ+1ПТ	15	
	MPCP2(H- 100(100))	2×H- 100(100)/*	MHPS/MHPS	2010	288,1	53,8	194/94,1	2ГТ+1ПТ	15	
	MPCP1(H- 100(110))	1×H- 100(110)/*	MHPS/MHPS	2013	157	54,4	108/49	1ГТ+1ПТ	15	
	MPCP2(H- 100(110))	2×H- 100(110)/*	MHPS/MHPS	2013	322,8	55,9	216/106,8	2ГТ+1ПТ	15	

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электри- ческая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номина- льная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
	MPCP1 (M501)	1 х M501DA/*	MHPS/MHPS	1981	167,4	51,4	112,1/55,3	1ГТ+1ПТ	25	
	MPCP2(M501)	2 х M501DA/*	MHPS/MHPS	1981	336,2	51,6	224,2/112	2ГТ+1ПТ	25	
MHPS (Mitsubishi Hitachi Power Systems Ltd)	MPCP3(M501)	3 х M501DA/*	MHPS/MHPS	1981	506,2	51,8	336,3/169,9	3×1ПТ	25	
	MPCP1(M701)	1 х M701DA/*	MHPS/MHPS	1981	212,5	51,4	142,1/70,4	1×1ПТ	25	
	MPCP2(M701)	2 х M701DA/*	MHPS/MHPS	1981	426,6	51,6	284,2/142,4	2×1ПТ	25	
	MPCP3(M701)	3 х M701DA/*	MHPS/MHPS	1981	645	51,8	426,3/218,7	3×1ПТ	25	
	MPCP1(M501 F)	1 х M501F/*	MHPS/MHPS	1994	285,1	57,1	182,7/102,4	1×1ПТ	25	
	MPCP2(M501 F)	2 х M501F/*	MHPS/MHPS	1994	572,2	57,3	365,4/206,8	2×1ПТ	25	
	MPCP1(M501 G)	1 х M501G/*	MHPS/MHPS	1995	398,9	58,4	264,4/134,5	1ГТ+1ПТ	25	
	MPCP2(M501 G)	2 х M501G/*	MHPS/MHPS	1995	800,5	58,6	528,8/271,7	2ГТ+1ПТ	25	
	MPCP1(M501 GAC)	1 х M501GAC/*	MHPS/MHPS	2011	412,4	59,5	273,6/138,8	1×1ПТ	15	
	MPCP2(M501 GAC)	2 х M501GAC/*	MHPS/MHPS	2011	826,1	59,6	547,2/278,9	2×1ПТ	15	
	MPCP1(M501J AC)	1 х M501JAC/*	MHPS/MHPS	2015	450	61	310/140	1×1ПТ	25	
	MPCP1(M501J)	1 х M501J/*	MHPS/MHPS	2011	470	61,5	322/148	1×1ПТ	25	
	MPCP2(M501J)	2 х M501J/*	MHPS/MHPS	2011	942,9	61,7	644/298,9	2×1ПТ	25	
	MPCP1(M701 F4)	1 х M701F4/*	MHPS/MHPS	1992	477,9	60	319,9/158	1×1ПТ	15	
	MPCP2(M701 F4)	2 х M701F4/*	MHPS/MHPS	1992	958,8	60,2	639,8/319	2×1ПТ	15	

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электри- ческая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номина- льная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
	MPCP1(M701G)	1 × M701G/*	MHPS/MHPS	1997	498	59,3	325,7/172,3	1×1ПТ	25	
	MPCP2(M701G)	2 × M701G/*	MHPS/MHPS	1997	999,4	59,5	651,4/348	2×1ПТ	25	
	MPCP1(M701F5)	1 × M701F5/*	MHPS/MHPS	1992	525	61	354/171	1×1ПТ	15	
	MPCP2(M701F5)	2 × M701F5/*	MHPS/MHPS	1992	1053,3	61,2	708/345,3	2×1ПТ	15	*Модель ПТ обусловлена типом системы охлаждения
	MPCP1(M701JAC)	1 × M701JAC/*	MHPS/MHPS	2015	650	61	445/205	1×1ПТ	25	
	MPCP1(M701J)	1 × M701J/*	MHPS/MHPS	2014	680	61,7	463/217	1×1ПТ	25	
PW Power Systems	FT8 SWIFTPAC 30	FT8/-	Pratt & Whitney/-	1991	42	49	31/11	1ГТ+1ПТ	25	
	FT8 SWIFTPAC 60	FT8/-	Pratt & Whitney/-	1990	85	50	62/23	2ГТ+1ПТ	25	
	FT4000 SWIFTPAC 60	FT4000/-	Pratt & Whitney/-	2014	86	51	70/16	1ГТ+1ПТ	25	
	FT4000 SWIFTPAC 120	FT4000/-	Pratt & Whitney/-	2014	173	51	140/29	2ГТ+1ПТ	25	
ООО «Сименс Технологии Газовых Турбин»	H-100 1 × 1	H-100 / --	СТГТ / по проекту	2017	171	57,4	116 / по проекту	1ГТ+1ПТ	25 / по проекту	
	H-100 2 × 1	H-100 / --	СТГТ / по проекту	2017	346	58	232 / по проекту	2ГТ+1ПТ	25 / по проекту	
	SCC5-2000E 1 × 1	SGT5-2000E / --	СТГТ / по проекту	--	275	53,3	187 / по проекту	1ГТ+1ПТ	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-2000E 2 × 1	SGT5-2000E / --	СТГТ / по проекту	--	550	53,3	374 / по проекту	2ГТ+1ПТ	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-4000F 1 × 1	SGT5-4000F / --	СТГТ / по проекту	--	475	59,7	329 / по проекту	1ГТ+1ПТ	25 / 42*	* на жидком топливе

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электрическая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номинальная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
	SCC5-4000F 1S	SGT5-4000F / --	СТГТ / Siemens Energy	--	475	59.7	-- / --	Одновальная	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-4000F 2 × 1	SGT5-4000F / --	СТГТ / по проекту	--	950	59.7	658 / по проекту	2ГТ+1ПТ	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-8000H 1 × 1	SGT5-8000H / --	Siemens Energy / по проекту	--	665	61	450 / по проекту	1ГТ+1ПТ	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-8000H 1S	SGT5-8000H / --	Siemens Energy / Siemens Energy	--	665	61	-- / --	Одновальная	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-8000H 2 × 1	SGT5-8000H / --	Siemens Energy / по проекту	--	1335	61	900 / по проекту	2ГТ+1ПТ	25 / 42*	* на жидком топливе
	SCC5-9000HL 1 × 1	SGT5-9000H L / --	Siemens Energy / --	--	870	59.3	593 / 277	1ГТ+1ПТ	25 / по проекту	
	SCC5-9000HL 1S	SGT5-9000H L / --	Siemens Energy / Siemens Energy	--	870	--	-- / --	Одновальная	25 / по проекту	
	SCC5-9000HL 2 × 1	SGT5-9000H L / --	Siemens Energy / --	--	1740	59.3	1186 / 554	2ГТ+1ПТ	25 / по проекту	
Siemens Energy	G62 DLE 1 × 1	SGT-A35 (G62) DLE / - -	Siemens Energy / --	1999	37.7	50.2	27.2 / 10.5	1ГТ+1ПТ	25*	* на жидком топливе
	G62 DLE 2 × 1	SGT-A35 (G62) DLE / - -	Siemens Energy / --	1999	75.4	50.2	54.4 / 21	2ГТ+1ПТ	25*	* на жидком топливе
	GT61 DLE 1 × 1	SGT-A35 (GT61) DLE / --	Siemens Energy / --	2000	42.6	58.8	32.1 / 10.5	1ГТ+1ПТ	25	
	GT61 DLE 2 × 1	SGT-A35 (GT61) DLE / --	Siemens Energy / --	2000	85.2	52.8	64.2 / 21	2ГТ+1ПТ	25	
	SGT-A65 DLE 1 × 1	SGT-A65 50 DLE / --	Siemens Energy / --	2001	73	54.6	61.9 / 11.1	1ГТ+1ПТ	25	
	SGT-A65 DLE 2 × 1	SGT-A65 50 DLE / --	Siemens Energy / --	2001	146	55	123.8 / 22.2	2ГТ+1ПТ	25	

Производитель, разработчик*, поставщик*	Модель	Модель ГТ/ПТ	Производитель	Год начала серийного производства ГТ	Электри- ческая мощность, МВт	КПД (ISO), %	Номина- льная мощность ГТ/ПТ, МВт	Схема ПГУ	Эмиссия NO _x , ppm	Примечание
	SCC-600 1 × 1	SGT-600 / --	Siemens Energy / --	--	35.9	49.9	24.5 / 11.4	1ГТ+1ПТ	94 / 2	
	SCC-600 2 × 1	SGT-600 / --	Siemens Energy / --	--	73.3	50.9	49 / 24.3	2ГТ+1ПТ	194 / 2	
	SCC-700 1 × 1	SGT-700 / --	Siemens Energy / --	--	45.2	52.3	32.8 / 12.4	1ГТ+1ПТ	154 / 2	
	SCC-700 2 × 1	SGT-700 / --	Siemens Energy / --	--	91.6	53.1	65.6 / 26	2ГТ+1ПТ	154 / 2	
	SCC-750 1 × 1	SGT-750 / --	Siemens Energy / --	--	51.55	53.25	39.8 / 11.75	1ГТ+1ПТ	94 / 2	
	SCC-750 2 × 1	SGT-750 / --	Siemens Energy / --	--	103.74	53.58	79.6 / 24.14	2ГТ+1ПТ	94 / 2	
	SCC-800 1 × 1	SGT-800 50 / --	Siemens Energy / --	--	71.2	57.2	49.9 / 21.3	1ГТ+1ПТ	154 / 2	

Учебное издание

Злобин Владимир Германович

Тепловые электростанции

Часть 3. Газотурбинные и парогазовые ТЭС

Учебное пособие

Редактор и корректор А. А. Чернышева

Техн. редактор М. Д. Баранова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 26.03.2026 г. Рег. № 5034/26

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.