

ББК 31 16

А85

УДК 621 438

Рецензент д-р техн. наук проф. А. А. Канаев

Арсеньев Л. В., Тырышкин В. Г.

А85 Комбинированные установки с газовыми турбинами. —
Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982 г.—247 с, ил.

В пер • 1 р 20 к

Рассмотрены тепловые схемы энергетических и технологических комбинированных установок с газовыми турбинами. Даны характеристики рабочих тел, используемых в указанных установках. Изложена методика расчета оптимальных параметров комбинированных энерготехнологических установок (КЭТУ) с газовыми турбинами.

Книга предназначена для инженерно-технических работников машиностроительных заводов.

А $\frac{2303020000-836}{038(01)-82}$ —Подписное КБ 48-33-81

ББК 31.16
6П2

В исторических решениях XXIV, XXV и XXVI съездов КПСС подчеркивается особая важность ускорения научно-технического прогресса для повышения эффективности общественного производства и роста производительности труда в решении генеральной задачи по неуклонному подъему материального и культурного уровня жизни советского народа.

В энергетике — отрасли, осуществляющей производство электрической и тепловой форм энергии для нужд различных отраслей народного хозяйства, научно-технический прогресс находит свое конкретное выражение в дальнейшем снижении удельного расхода топлива, уменьшении материалоемкости энергооборудования и затрат общественного труда на его производство и эксплуатацию. Все возрастающее значение приобретает снижение отрицательного воздействия эксплуатируемого оборудования на окружающую среду.

Решение общей задачи по ускорению научно-технического прогресса энергетике в указанном плане существенно усложняется известной ограниченностью топливных ресурсов (в особенности таких дефицитных видов, как нефть), а также трудностями по добыче и переработке топлива, дефицитом металла и рабочей силы.

Актуальность решения рассматриваемых вопросов, а также недостаточность имеющегося информационного материала вызвали необходимость привести в предлагаемой книге соответствующие сведения и рекомендации, обобщающие накопленный в СССР и за рубежом опыт эксплуатации и проектирования энергетических и энерготехнологических установок газовыми турбинами, предназначенными для обеспечения потребителей электрической и тепловой энергией. В книге уделено определенное внимание методам расчета тепловых схем и основных элементов комбинированных установок с учетом характеристик применяемых в них рабочих тел. Рассматриваются вопросы возможного отрицательного воздействия работы таких установок на окружающую среду, анализируются прогрессивные технические решения, позволяющие свести к минимуму это отрица-

тельное воздействие, а в дальнейшем осуществить переход к безотходным технологическим процессам.

Главы I—V написаны Л. В. Арсеньевым, главы VI и VII — В. Г. Тырышкиным.

Все замечания и пожелания по содержанию книги просим присылать на адрес издательства:

191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10.

Структура оборудования энергосистем нашей страны характеризуется тем, что основная доля электрической и тепловой энергии производится на ГРЭС и ТЭЦ паротурбинными блоками, сжигающими минеральное топливо (преимущественно — каменный уголь и мазут). Эти блоки, однако, имеют удельные экономические показатели, близкие к своему техническому пределу, даже с учетом перспективы их возможного совершенствования (за счет повышения начального давления и температуры, введения вторичного промперегрева, уменьшения затрат энергии на собственные нужды и т. д.).

Значительная доля потребности в электрической и особенно в тепловой энергии, необходимой для осуществления основных технологических процессов в различных отраслях промышленности, занятых добычей и переработкой сырья (химической, нефтеперерабатывающей, металлургической и т. п.), покрывается за счет работы промышленных ТЭЦ.

Несмотря на то что в этой области имеются значительные резервы по дальнейшему улучшению основных удельных технико-экономических показателей использования топливно-энергетических ресурсов в рамках уже освоенных типов энергооборудования, вопрос о переходе на более совершенные способы с созданием соответствующих машин и аппаратов является весьма актуальным.

Широкие возможности повышения термической эффективности электрогенерирующего оборудования открываются при использовании комбинированных (парогазовых или газопаровых) установок, в которых пар и газ используются в едином энергетическом комплексе (КЭТУ). В этом случае, даже при уже освоенных параметрах рабочих тел, можно достигнуть технико-экономических показателей, значительно более высоких, чем для современных паротурбинных блоков. Повышение термической эффективности комбинированных установок обеспечивается ростом средней температуры подвода теплоты за счет ГТУ и понижения средней температуры отвода теплоты к холодному источнику за счет конденсационной части ПТУ.

Как показывают многочисленные расчеты и проектные проработки, а также имеющийся опыт эксплуатации отечественных и зарубежных комбинированных энергетических установок с газовыми турбинами, их широкое внедрение позволяет реально рассчитывать на снижение удельных расходов топлива по сравнению с показателями лучших паротурбинных блоков в ближайшей перспективе по крайней мере на 10—15 %, а в дальнейшем и до 20—25 %, с соответствующим существенным уменьшением удельных металлозатрат и затрат труда, улучшением маневренности и т. д.

Применительно к условиям работы промышленных ТЭЦ подобные комбинированные энергетические установки могут рас-

смагиваться как один из необходимых этапов для перехода в дальнейшем к замкнутым (безотходным) технологическим производствам с комплексным использованием потребляемых как первичных энергоресурсов (в том числе минерального органического топлива), так и вторичных энергоресурсов

Работы по исследованию комбинированных установок в 50-е гг. были развернуты в Ленинградском политехническом институте под руководством профессоров Кириллова И И и Зысина В А , в Саратовском политехническом институте под руководством профессора Андрищенко А И , в Одесском политехническом институте под руководством профессора Гохштейна Д П , в лаборатории ЦКТИ под руководством Корнеева М И и в других организациях (подробная библиография по этим исследованиям дана в работах [9, 32, 38])

В настоящее время эксплуатируется большое число комбинированных установок с паровыми и газовыми турбинами, отличающихся по тепловым схемам и по используемому оборудованию. Все многообразие известных тепловых схем можно распределить по группам, в пределах которых установки обладают рядом характерных общих свойств. В связи с этим важное значение приобретает классификация установок, позволяющая проводить рассмотрение их свойств в соответствии с той или иной группой. По обозначению различных классов установок еще нет единого установившегося мнения и в литературе встречаются различные обозначения и термины. В настоящей работе применена терминология, используемая в изданиях ЛПИ и в ведущих технических журналах [11, 16, 17, 18 и др.]

Разделение комбинированных установок следует осуществлять прежде всего по принципу использования теплоты высокого потенциала, т. е. теплоты сгорания топлива. Если основная часть теплоты приходится на паровой контур (паровую часть), то такие установки будем называть *парогазовыми* (ПГУ). В том случае, когда топливо вводится, в основном, в газовый контур (газовую часть), для обозначения комбинированной установки будем использовать термин *газопаровые установки* (ГПУ).

Все комбинированные установки с паровыми и газовыми турбинами по принципу взаимодействия рабочих тел можно объединить в две основные группы. 1) контактные схемы, в которых происходит смешение перед расширением продуктов сгорания топлива в камере сгорания ГТУ с пароводяным рабочим телом, 2) отдельные схемы, в которых пароводяное и газообразное рабочие тела движутся по самостоятельным трактам (контурам), взаимодействуя лишь посредством теплообмена в аппаратах поверхностного типа. В первых схемах расширение рабочего тела осуществляется в газопаровой турбине, а для вторых схем характерно наличие двух самостоятельных контуров, по которым циркулирует пар и газ отдельно

Можно выделить три типа парогазовых установок: 1) с высоконапорным парогенератором; 2) с низконапорным парогенератором, 3) с использованием отходящей от газовой турбины теплоты для подогрева питательной воды.

В первом типе комбинированной установки парогенератор совмещен с камерой сгорания газового контура, и все топливо сгорает при высоком давлении. Использование воздуха для сгорания топлива здесь почти полное, а коэффициент избытка воздуха на входе в газовую турбину близок к единице. Такие установки принято называть *парогазовыми установками с высоконапорным парогенератором* и обозначать ПГУ с ВПГ.

Во втором типе парогазовой установки отходящие после турбины газы сбрасываются в топку обычного котла и за счет содержащегося в них кислорода (коэффициент избытка воздуха после камеры сгорания значительный, обычно больше трех) используются для сжигания топлива в топке котла. Поскольку дымоходы у таких котлов отсутствуют, то давление газа в нем оказывается незначительно выше атмосферного, а этот котел называют *низконапорным парогенератором* (НПГ). Такая установка носит название *парогазовой установки с низконапорным парогенератором*, а ее обозначение будет ПГУ с НПГ.

В третьем типе установки отходящие после турбины газы направляются в газовый подогреватель питательной воды (ГВП), где утилизируется отходящая от газовой турбины теплота. Поскольку термическая эффективность таких установок пониженная, они обычно рассматриваются в качестве маневренных блоков, предназначенных для работы в переменной части графика электрических нагрузок. Такую установку будем называть *маневренной паротурбинной установкой с пиковой ГТУ* (МПТУ).

В газопаровых установках отдельного типа основная доля топлива приходится на газовый контур. Расход топлива в паровом контуре в этих установках обычно отсутствует, а если он есть, то не превышает 15—20 % расхода топлива газового контура. Сжигание таких расходов топлива целесообразно организовать в камерах дожигания (КД), расположенных между газовой турбиной и парогенератором. Газопаровые установки с камерой дожигания будем обозначать ГПУ с КД.

Газопаровые установки характеризуются низким расходом пара, относительный расход которого d обычно не превышает 0,20—0,22 от расхода воздуха через компрессор. В ряде случаев генерация указанного расхода пара осуществляется в котле-утилизаторе только за счет отходящей от газовой турбины теплоты. Такую газопаровую установку будем называть *бинарной* и обозначать БГПУ.

Незначительные удельные металлозатраты и капитальные вложения, хорошая маневренность, сочетаемая с высокой эксплуатационной надежностью, создают объективные предпосылки для широкого использования ГТУ в различных технологических про-

цессах, характеризующихся наличием экзотермических реакций окисления с выделением и передачей рабочему телу больших количеств теплоты.

Указанная избыточная тепловая энергия может быть частично преобразована с помощью ГТУ в другие формы энергии, потребляемые в основном технологическом процессе (потенциальную энергию сжатия, механическую, электрическую). Так, например, на химических, металлургических, нефтеперерабатывающих комбинатах имеется потребность в больших расходах сжатого воздуха, особенно в связи с постоянно увеличивающимися рабочими давлениями основных технологических процессов.

Подачу воздуха возможно осуществлять как с помощью специального компрессора с приводом от газовой турбины, так и путем отбора части расхода из циклового компрессора ГТУ.

Водяной пар соответствующих параметров, требуемый в технологических процессах, может быть генерирован в котлах-утилизаторах, установленных на выхлопе из газовой турбины или в каком-либо ином месте газоздушного тракта.

В общем случае для сведения энергетического баланса технологического процесса с включенной в него ГТУ целесообразно осуществить дополнительный подвод теплоты от внешнего источника к рабочему телу путем сжигания топлива перед газовой турбиной или в топке котла-утилизатора.

В зарубежной практике промышленные ГТУ находят все более широкое применение в химической, нефтеобрабатывающей, металлургической и газовой отраслях производства.

В нашей стране ГТУ уже получили внедрение в газовой промышленности для производства слабой азотной кислоты, а также в черной металлургии для утилизации избыточной тепловой энергии доменных газов с целью выработки электроэнергии. Намечаются определенные перспективы использования ГТУ в нефтеобрабатывающей, нефтехимической отраслях производства в процессах комплексной энерготехнологической переработки углей.

Параметры установки

- d — относительный расход пара;
- E — эксергия;
- G — массовый расход;
- g — относительный массовый расход;
- H — удельная работа турбомашин, установки;
- h — удельная работа (затраты работы элементов установки);
- N — мощность (вид мощности определяется подстрочным индексом);
- n — частота вращения;
- q — удельная теплота сгорания топлива;
- Q — количество теплоты;
- η — коэффициент полезного действия;
- π — степень повышения давления.

Параметры потока

- c_p — средняя удельная теплоемкость при постоянном давлении;
- i — энтальпия;
- k — показатель изоэнтропии;
- n — показатель политропы;
- p — давление;
- R — газовая постоянная;
- s — энтропия;
- T — температура.

Индексы параметров в различных сечениях ГТУ

- 0 — невозмущенное состояние параметров наружного воздуха;
- 1 — при входе в компрессор;
- 2 — при выходе из компрессора;
- 3 — при входе в турбину;
- 4 — при выходе из турбины;
- 5 — при выходе из установки (параметры уходящих газов).

Индексы параметров в различных сечениях ПТУ

- a — при входе в парогенератор,
- b — начало процесса испарения воды;
- c — начало процесса перегрева пара;
- d — начало процесса расширения пара;
- e — конец процесса расширения пара.

Индексы параметров установки и ее характеристик

- v — воздух;
- $вод$ — вода;
- $г$ — газ;
- $г. т$ — параметры в газовой турбине;
- $к$ — параметры в компрессоре;
- $охл$ — параметры, связанные с охлаждением;
- $п$ — пар;
- $п. в$ — питательная вода;
- $п. т$ — параметры в паровой турбине;
- $топ$ — топливо;
- $эф$ — эффективный;
- t — теоретический.

Обозначения в тексте и на схемах

- ВО — воздухоохладитель;
- ВПГ — высоконапорный парогенератор;
- ГВП — газовый водоподогреватель;
- ГПУ — газопаровая установка;
- ГТ — газовая турбина;
- ГТУ — газотурбинная установка;
- Д — деаэратор;
- К — компрессор;
- КД — камера дожигания;
- КС — камера сгорания;
- КУ — котел-утилизатор;
- НПГ — низконапорный парогенератор;
- ПВД — регенеративный подогрев воды высокого давления;
- ПГУ — парогазовая установка;
- ПТ — паровая турбина;
- ПТУ — паротурбинная установка;
- СП — сетевой подогреватель;
- ТП — тепловой подогреватель;
- Ф — фильтр воздуха;
- ХВО — химводоочистка,
- — — — — воздух, газообразное рабочее тело;
- — — — — вода, водяной пар;
- — — — — смесь пара и газа (газопаровое рабочее тело)
- ◆◆◆ — топливо.

Основные сокращения организаций

- ВТИ — Всесоюзный теплотехнический институт им Ф. Э. Дзержинского;
- ВНИИ НП — Всесоюзный научно-исследовательский институт нефтяной промышленности,
- ИВТ АН СССР — Институт высоких температур АН СССР;
- ИГИ АН СССР — Институт горючих ископаемых;
- ЛПИ — Ленинградский политехнический институт им М. И. Калинина;
- НЗЛ — Невский машиностроительный завод им. В. И. Ленина;
- ПО ЛМЗ — производственное объединение «Ленинградский металлический завод»;
- УТМЗ — Уральский турбомоторный завод им. К. Е. Ворошилова,
- ХТГЗ — Харьковский турбинный завод им. С. М. Кирова;
- ЦКТИ — Центральный котлотурбинный институт им И. И. Ползунова.

ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С ВПГ И НПГ

1.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА.
ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ И ЦИКЛЫ

Различие установок с высоконапорными и низконапорными генераторами пара определяется их расположением в тепловой схеме. Генерация пара в ПГУ с ВПГ осуществляется в парогенераторе, совмещенном с камерой сгорания ГТУ (рис. 1.1, а). Требуемая температура газа перед турбиной в этом случае обеспечивается расходом генерируемого пара, а коэффициент избытка воздуха

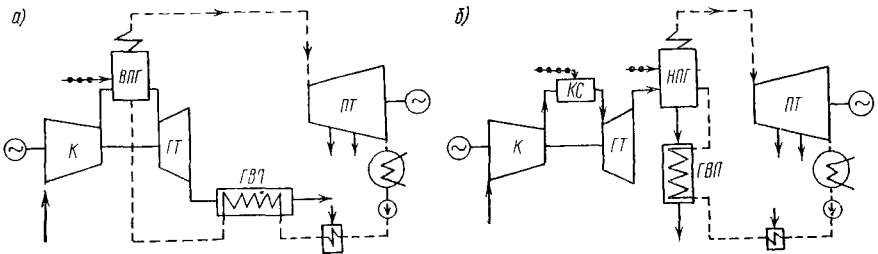


Рис 1.1. Принципиальная тепловая схема парогазовой установки с высоконапорным (а) и низконапорным (б) парогенераторами

за ВПГ принимается минимальным. Для понижения температуры уходящих газов за газовой турбиной устанавливается газодводяной подогреватель, который в ПГУ частично вытесняет паровую регенерацию. Идеальный цикл этой установки в Ts -диаграмме представлен на рис. 1.2, а.

Теплота сгорания топлива, поданного в ВПГ, эквивалентная площади $1'-2_t-6-6'$, в этой схеме частично используется в газовом контуре (площадь $1'-2_t-3-3'$), а частично — в паровом (площадь $3'-3-6-6'$). За счет теплоты сгорания топлива в паровом контуре обеспечивается часть цикла Ренкина, эквивалентная площади $g'-f-b-c-d-e_t$. Подогрев питательной воды до температуры T_f осуществляется в регенеративных подогревателях (РППВ) и в газодводяном подогревателе, поэтому температура уходящих после турбины газов T_5 оказывается довольно низкой.

В ПГУ с НПГ ¹ топливо подводится как в КС, так и в НПГ (см. рис. 1.1, б). От газовой турбины газы отводятся в парогенератор, где используются для окисления подаваемого в топку топлива. Поскольку за парогенератором предусмотрен газодводяной подогреватель, потери теплоты с отходящими газами относительно невелики

* В литературе эту установку иногда называют ПГУ со сбросом или ПГУ сбросного типа.

Парогенератор (НПГ) выполняется газоплотным, работает при избыточном давлении (0,002—0,004 МПа), поэтому дымососные вентиляторы отсутствуют. Конструктивно НПГ мало отличается от обычных котлов, поэтому может работать на различных видах топлива, в том числе и на твердом. По расположению оборудования в этой схеме ГТУ является как бы надстройкой паротурбинной установки, поэтому такая схема широко используется для реконструкции паротурбинных установок, работающих на пониженных параметрах пара.

Различие в идеальном цикле схем ПГУ с ВПГ и с НПГ определяется только процессами подвода теплоты сгорания топлива

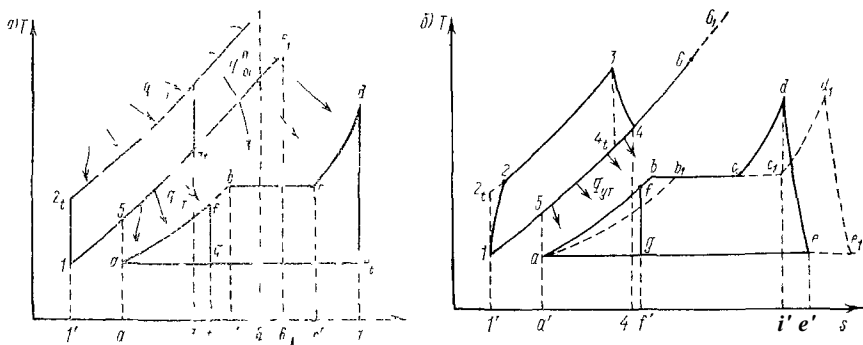


Рис. 1.2. Идеальный (а) и реальный (б) циклы в Ts -диаграмме

к пароводяному рабочему телу 3—6 и 4_t—6₁ (рис. 1.2, а). Поскольку при этих процессах работы не производятся, то, пренебрегая различиями в теплоемкости газа при его расширении в турбине, легко показать, что циклы обеих установок совпадают, а их термодинамические свойства близки. Поэтому все показатели будут проанализированы применительно к ПГУ с НПГ, а некоторые различия будут показаны ниже.

При реальных процессах в турбомашине доля утилизационной теплоты $q_{ут}$, переданной после газовой турбины в паровой контур, возрастает (рис. 1.2, б) за счет роста температуры газа T_4 . Поскольку величина $q_{ут}$ влияет на эффективность комбинированной установки, остановимся на теплообмене в газоводяном подогревателе (ГВП).

Условия передачи утилизационной теплоты в ГВП определяются температурным напором, который зависит не только от температуры питательной воды, но и от расхода пара через подогреватель. Действительно, уравнение теплового баланса подогревателя без учета потерь теплоты в окружающую среду имеет вид

$$c_{рг} (T_4 - T_5) = d c_{вод} (T_2 - T_1) \quad (1.1)$$

где d — относительный расход питательной воды, равный отношению расхода воды $G_{вод}$ к расходу газа $G_{г}$; $c_{рг}$ и $c_{вод}$ —

средние теплоемкости газа и воды в газовойдином подогревателе.

Из уравнения видно, что условием обеспечения минимальной температурного напора во всех сечениях подогревателя $\Delta T_{\min} = T_4 - T_f = T_5 - T_a$ является равенство $d = c_{pг}/c_{вод}$ (рис. 1.3). При повышении расхода питательной воды d разность температур $(T_4 - T_5) > (T_f - T_a)$ и в этом случае $(T_4 - T_1) > (T_5 - T_a)$, т. е. минимальный температурный напор имеет место на холодном конце подогревателя, а температура подогрева питательной воды падает до значения T_{f1} . Для случая $d < c_{pг}/c_{вод}$ разность температур $(T_4 - T_5) < (T_f - T_a)$ и минимальный температурный напор наблюдается на горячем конце подогревателя $\Delta T_{\min} = T_4 - T_f$. На холодном конце подогревателя температурный напор $(T_5 - T_a)$ растет, а температура уходящих газов T_5 в этом случае повышается (T_{51}).

Таким образом, максимальная утилизация отходящей от газовой турбины теплоты возможна только при больших d . Если $d < c_{pг}/c_{вод}$, то количество использованной в газовойдином подогревателе теплоты уменьшается.

При рассмотрении основных показателей установки удобно из всего цикла комбинированной схемы выделить бинарную часть, которая включает газовый контур и часть парового контура, образованного только на утилизационной теплоте $q_{ут}$. В этом случае полезная работа ПГУ определяется

$$H_{пгу} = H_{г.к} + H_{б.п} + H'_п, \quad (1.2)$$

где $H_{г.к}$ — работа газового контура; $H_{б.п}$ — работа бинарной части парового контура, соответствующая площади $a-f-g$; $H'_п$ — работа пара, обеспечиваемая теплотой сгорания топлива $q_{топ}$ на участке цикла $f-b-c-d$ (см. рис. 1.2).

Для бинарной части цикла можно написать:

$$H_{б.п} = H_{г.к} + H_{б.п} = G_{г}c_{pг}T_3(1 - \pi_{к}^{-m_{г}})\eta_{г.т} - G_{б}c_{pв}T_1(\pi_{к}^{m_{в}} - 1)/\eta_{к} + G_{г}c_{pг}T_3[1 - (1 - \pi_{к}^{-m_{г}})\eta_{г.т} - \tau] \eta_{ут}\eta_{п.б}. \quad (1.3)$$

Здесь $\tau = T_1/T_3$ — безразмерная температура; $\eta_{ут}$ — коэффициент полезного действия утилизации, характеризующий теплоту $q_{ут} = c_{вг}(T_4 - T_5)$ как долю общей отходящей теплоты $c_{pг}(T_4 - T_1)$, т. е. $\eta_{ут} = (T_4 - T_5)/(T_4 - T_1)$; $\eta_{п.б}$ — к. п. д.

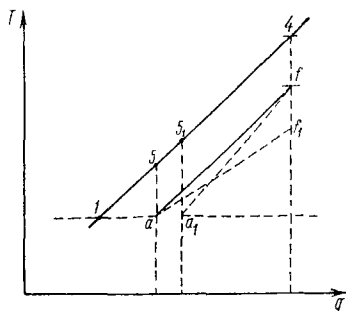


Рис. 1.3. Процесс теплообмена в газовойдином подогревателе в Tq-диаграмме

кругового парового цикла $a-f-g-a$, построенного на отходящей теплоте q_{yT} .

Работа парового контура $H'_{п.к}$, определяемая теплотой сгорания топлива $q_{топ}$, будет равна

$$H'_{п.к} = G_{п} [(i_d - i_f) - (i_e - i_g)]. \quad (1.4)$$

Таким образом, удельную полезную работу парогазовой установки при $G_{г} = G_{п}$ и $l_{г} = l_{п}$ можно записать

$$h_{ПГУ} = c_{pг} T_{г} (1 - \pi_{к}^{-m_{к}}) \eta_{г-т} - c_{pв} \tau (\pi_{к}^{m_{к}} - 1) / c_{pг} \eta_{кг} + [1 - (1 - \pi_{к}^{-m_{г}}) \eta_{г-т} - \tau] \eta_{yT} \eta_{п.с}] + d [(i_d - i_e) - (i_f - i_g)]. \quad (1.5)$$

Внутренний к. п. д. парогазовой установки будет определяться выражением

$$\tilde{\eta}_{ПГУ} = \frac{h_{г.к} + h_{б.п}d + h_{п}d}{q_{топ}^r + q_{топ}^n}. \quad (1.6)$$

Если принять

$$\beta = q_{топ}^r / (q_{топ}^r + q_{топ}^n),$$

то легко получить, что

$$q_{топ}^r = \beta (c_{г} + C_{п}); \quad q_{топ}^n = (1 - \beta) (q_{топ}^r + q_{топ}^n).$$

Поскольку

$$\eta_{ПГУ} = \frac{h_{г-т} - h_{б.п}d}{q_{топ}^r + q_{топ}^n} + \frac{h_{п}d}{q_{топ}^r + q_{топ}^n},$$

то к. п. д. парогазовой установки будет

$$\eta_{ПГУ} = \beta \eta_{б.ц} + (1 - \beta) \eta'_{п}. \quad (1.7)$$

Здесь $\eta_{б.ц}$ — к. п. д. бинарного цикла; $\eta'_{п}$ — к. п. д. паровой части, соответствующей циклу $f-b-c-d-e_f-g$ (см. рис. 1.2, а).

1.2. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО КОНТУРА НА ПОКАЗАТЕЛИ ПГУ

В комбинированных установках тепловая схема и параметры рабочего тела газового контура оказывают заметное влияние на основные показатели. Длительное время велись дискуссии, на которых высказывались мнения в пользу как простых, так и сложных тепловых схем энергетических ГТУ. Однако в настоящее время все энергетическое газотурбостроение идет по пути строительства ГТУ простой тепловой схемы, которая обеспечивает максимальную надежность работы оборудования. Для отечественной энергетики разработана перспективная ГТУ, на базе которой в будущем будет развиваться энергетическое газотурбостроение

[14]. Исходя из этих соображений, весь анализ показателей ПГУ будет выполнен для простой тепловой схемы газового контура.

Полезная работа комбинированной установки $h_{\text{ПГУ}} = h_{\text{г.к}} + h_{\text{п.к}} d$ ($h_{\text{п.к}}$ — работа всего парового контура). Поскольку $h_{\text{п.к}}$ зависит только от параметров пароводяного тела, то максимальная полезная работа ПГУ будет определяться теми же условиями, которые обеспечивают максимальную работу ГТУ.

Более подробно рассмотрим влияние параметров газового контура на к. п. д. парогазовой установки. Для этого выражение для определения к. п. д. [5] представим в виде

$$\eta_{\text{ПГУ}} = (h_{\text{г.к}} + h_{\text{п.к}} d) / (h_{\text{г.к}} + q_{\text{yx}} + h_{\text{п.к}} d + q_{\text{к}} d), \quad (1.8)$$

где q_{yx} — потери теплоты с уходящими газами, определяемые температурой T_5 ; $q_{\text{к}}$ — отвод теплоты в конденсатор.

Поскольку для парогазовых установок характерны большие расходы пара, для которых $d > c_{\text{рг}}/c_{\text{вод}}$, то потери теплоты q_{yx} будут определяться только минимальным температурным напором в газоводяном подогревателе $\Delta T_{\text{мин}}$. Не зависят от параметров газового контура в ПГУ величины $q_{\text{п}}$, $h_{\text{п.к}}$ и d , которые определяются начальными и конечными параметрами пара и расходом топлива в НПГ. Поэтому для получения максимального к. п. д. ПГУ необходимо обеспечить максимальную работу газового контура.

Полезная работа газового контура будет

$$h_{\text{г.к}} = c_{\text{рг}} T_3 (1 - \pi_{\text{к}}^{-m_{\text{г}}}) \eta_{\text{г.т}} - c_{\text{рв}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}}.$$

Из этого выражения видно, что с ростом T_3 , $\eta_{\text{г.т}}$ и $\eta_{\text{к}}$ полезная работа повышается. Влияние степени повышения давления газа $\pi_{\text{к}}$ более сложное. Оптимальное значение $\pi_{\text{кopt}}$ можно получить из условия

$$\partial h_{\text{г.к}} / \partial \pi_{\text{к}} = 0.$$

Это условие дает следующее выражение для определения $\pi_{\text{кopt}}$:

$$\pi_{\text{кopt}} = \left[\frac{m_{\text{г}} c_{\text{рг}}}{m_{\text{в}} c_{\text{рв}}} \frac{\eta_{\text{г.т}} \eta_{\text{к}}}{\tau} \right]^{1/(m_{\text{г}} + m_{\text{в}})}. \quad (1.9)$$

Полученное выражение не учитывает гидравлических сопротивлений в газоздушном тракте газового контура. При учете этих сопротивлений $\pi_{\text{т}} = \pi_{\text{к}} \nu$, где ν — коэффициент, учитывающий потери давления воздуха и газа в тракте ГТУ. Полезная работа газоводяного контура при наличии потерь будет

$$h_{\text{г.к}} = c_{\text{рг}} T_3 [1 - (\pi_{\text{к}} \nu)^{-m_{\text{г}}}] \eta_{\text{г.т}} - c_{\text{рв}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}}.$$

Уравнение для определения $\pi_{\text{кopt}}$ примет вид

$$\pi_{\text{кopt}} = \left[\frac{m_{\text{г}} c_{\text{рг}}}{m_{\text{в}} c_{\text{рв}}} \frac{\eta_{\text{г.т}} \eta_{\text{к}}}{\nu^{m_{\text{г}}}} \frac{1}{\tau} \right]^{1/(m_{\text{г}} + m_{\text{в}})}. \quad (1.10)$$

Величина $\pi_{\text{к опт}}^{\text{ПГУ}}$ для ПГУ оказывается существенно меньше

оптимальной $\pi_{\text{к опт}}$ для получения максимального к. п. д. газотурбинной установки, что является крупным достоинством парогазовых установок, так как облегчает их создание и повышает надежность работы оборудования газового контура. Соотношение этих величин определяется уравнением

$$\pi_{\text{к опт}}^{\text{ПГУ}} = \pi_{\text{к опт}} (1 - \eta_{\text{ГТУ max}})^{1/(m_{\text{Г}} + m_{\text{В}})}$$

Следует отметить значительно меньшее влияние температуры газа T_3 и к. п. д. газовой турбины $\eta_{\text{Г. Т}}$ и компрессора $\eta_{\text{К}}$ на к. п. д. ПГУ. Так, повышение T_3 от 1200 до 1300 К увеличивает к. п. д. ГТУ на 1,6—1,8 %, а к. п. д. ПГУ при этом растет не более чем на 0,6—0,7 %.

Уменьшенное влияние параметров газового контура на показатели ПГУ определяется высоким значением расхода пара d и значительной долей работы парового контура, которая достигает 80—85 % от общей работы комбинированной установки.

1.3. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА И РАСХОДА ПАРА d НА ПОКАЗАТЕЛИ ПГУ

Влияние параметров пара на к. п. д. ПГУ связано с его расходом $G_{\text{п}}$, поэтому прежде всего рассмотрим зависимость $\eta_{\text{ПГУ}}$ от относительного расхода пара d . Повышение d при заданных начальных параметрах пара приводит к увеличению полезной работы парового контура (площадь $a-b_1-c_1-d_1-e_1$ на рис. 1.2, б), но при этом растет также и количество теплоты сгорания топлива (линия 4—6). Для определения влияния d рассмотрим выражение $\partial \eta_{\text{ПГУ}} / \partial d$.

Легко показать, что на основании (I.8)

$$\frac{\partial \eta_{\text{ПГУ}}}{\partial d} \sim \frac{h_{\text{п.к}} q_{\text{yx}} - h_{\text{г.к}} q_{\text{к}}}{\{h_{\text{г.к}} + h_{\text{п.к}} d + q_{\text{yx}} + q_{\text{нд}}\}^2} \quad \text{С (I.1)}$$

Возможны следующие случаи влияния расхода пара d :

- 1) при $\partial \eta_{\text{ПГУ}} / \partial d > 0$ к. п. д. ПГУ растет с повышением d ;
- 2) при $\partial \eta_{\text{ПГУ}} / \partial d < 0$ к. п. д. ПГУ растет при уменьшении d ;
- 3) при $\partial \eta_{\text{ПГУ}} / \partial d = 0$ к. п. д. установки не зависит от расхода пара.

Все эти случаи определяются числителем уравнения (I.11), согласно которому получим следующие условия изменения расхода пара d [5].

1) $h_{\text{п.к}}/q_{\text{г}} > h_{\text{г.к}}/q_{\text{yx}}$, когда с ростом d к. п. д. ПГУ повышается, что говорит об экономической целесообразности увеличения доли парового контура за счет теплоты сгорания топлива.

2) $h_{\text{п.к}}/q_{\text{г}} < h_{\text{г.к}}/q_{\text{yx}}$, когда с ростом d к. п. д. ПГУ падает, что указывает на желательность повышения роли газового контура, а расход пара d увеличивать за счет теплоты сгорания топлива нецелесообразно.

3) $h_{п.к}/q_k = h_{г.к}/q_{yx}$, когда расход пара d не влияет на к. п. д. ПГУ. Повышение расхода пара d в этом и в других случаях может оказаться целесообразным с точки зрения повышения единичной мощности установки.

Соотношения $h_{п.к}/q_k$ и $h_{г.к}/q_{yx}$ характеризуют долю выработанной полезной работы, приходящейся на единицу отведенной теплоты, соответствующего контура. Эти соотношения зависят от степени совершенства принятой тепловой схемы контура и начальных параметров рабочих тел.

Расчеты показывают, что при температуре газа T_3 около 1100 К и параметрах пара современных ПГУ соотношение $h_{п.к}/q_k$ близко по величине к соотношению $h_{г.к}/q_{yx}$.

Для оценки влияния d при различных характеристиках парового и газового контуров в ЛПИ были проведены расчеты расхода удельной теплоты в ПГУ для ряда конкретных параметров рабочих тел [11]. Основные данные, принимавшиеся при расчете циклов: температура газа перед турбиной (турбинами) $T_3 = 1023$ К; температура воздуха перед компрессором $T_1 = 288$ К; топливо — природный газ с удельной теплотой сгорания $Q_p^H = 48\,000$ кДж/кг; политропический к. п. д. компрессора $\eta_{пол} = 0,9$; внутренний к. п. д. газовой турбины $\eta_{г.т} = 0,88$; температура уходящих газов $T_5 = 393$ К; потери давления в газовом тракте НПП $\Delta p = 0,006$ МПа. Эти данные принимались для всех вариантов независимо от схемы и расхода воздуха в газовом тракте. Для парового контура были использованы характеристики турбинного оборудования, разработанного на ПО ЛМЗ.

Результаты выполненных расчетов, проведенных для двух крайних значений рабочего давления парового контура, представлены на рис. 1.4. Здесь под $\Delta \bar{q}$ принимается экономия теплоты сгорания топлива по сравнению с ПГУ тех же технических характеристик. Соотношение между термической эффективностью парового и газового контуров позволяет наметить определенную тенденцию в выборе оптимального относительного расхода пара d . Так, при закритических рабочих давлениях пара (рис. 1.4, б) целесообразно, как правило, применение максимально возможных значений d для получения наибольших к. п. д. парогазовой установки. При этом коэффициент избытка воздуха топочной камеры парогенератора должен быть минимальным и ограничиваться возможностью полного сгорания топлива.

Эффективность увеличения d оказывается тем значительнее, чем менее совершенна газовая часть установки. Такая закономерность сохраняется для всех рассмотренных циклов, включая циклы с промежуточным подводом теплоты. Характерно, что термическая эффективность ПГУ с газовым контуром, образованным установкой ГТ-100, оказывается наименьшей, поскольку применение предельного охлаждения воздуха при его сжатии в парогазовой установке оказывается неэффективным.

Введение промежуточного подвода теплоты к газу во всех рассмотренных случаях выгодно. В этом случае обеспечивается уменьшение расхода топлива по сравнению с простой тепловой схемой газового контура от 2 до 6 %. Меньший выигрыш в экономичности относится к паровому контуру с закритическими параметрами пара (рис. 1.4, б), а больший — к паровому контуру с докритическими параметрами (рис. 1.4, а). В отличие от обычных ГТУ степень повышения давления π_K мало влияет на термическую эффективность установки, особенно при простой тепловой схеме (рис. 1.4, кривые 3, 4, 5).

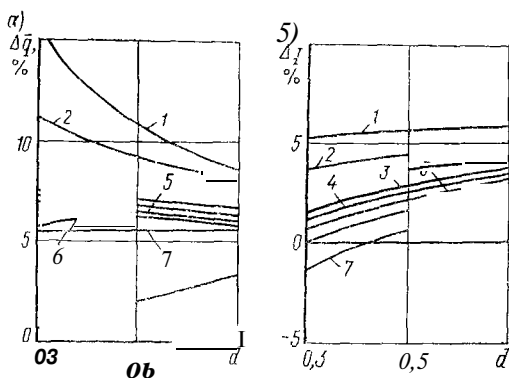


Рис 1.4 Влияние на экономию топлива относительного расхода пара при различных схемах газового контура ПГУ a — начальные параметры пара 9 МПа и 800 К (a) и 24 МПа и 853/838 К (b)

1, 2 и 6 — схема ГТУ с промподогревом газа при $\pi_K = 8,2$ 15 и 26 соответственно, 3 — 5 — простая тепловая схема ГТУ при $\pi_K = 4, 6,5$ и $8,2$ соответственно, 7 и 8 — схема ГТУ с промперегревом газа и промхлаждением воздуха при $\pi_{..} = 26$ и $\pi_{..} = 15$

При относительно невысокой термической эффективности парового контура для простой тепловой схемы газового контура величина d весьма слабо сказывается на к. п. д. ПГУ (кривые 4, 3 и 5). Это обстоятельство имеет важное значение для реконструкции существующих станций, позволяя в широком диапазоне варьировать соотношение мощностей паровой и газовой частей в зависимости от имеющегося в наличии оборудования.

При введении промежуточного нагрева газа максимальный к. п. д. ПГУ соответствует малым значениям d . Применение промежуточного охлаждения воздуха здесь также оказывается наилучшим вариантом схемы газового контура, особенно при малых значениях d (кривая 8 на рис. 1.4, а).

Уровень экономии топлива от применения парогазовой установки определяется прежде всего параметрами рабочих тел. При переходе от ПТУ к ПГУ выигрыш в экономичности по мере развития технического уровня паротурбинных блоков неуклонно сни-

жается (рис. 1.5). Применение ПГУ с НПГ с газовым контуром, выполненным по простой тепловой схеме при температуре газа $T_3 = 1050 \div 1100$ К, и с паровым контуром, рассчитанным на параметры пара 9,0 МПа и 573 К, могло обеспечить около 7 % экономии топлива. В настоящее время ПГУ с аналогичным газовым контуром и паровой турбиной сверхкритических параметров пара может дать не более 2 % экономии топлива. Качественно аналогичный результат дают установки и с ВПГ.

Полученный характер изменения экономичности парогазовых установок объясняется относительно небольшим изменением к. п. д. бинарной части комбинированного цикла, обусловленным слабым повышением температуры газа в ГТУ. Так, за последние 20 лет температура газа в эксплуатируемых ГТУ выросла лишь на 25—30 К. Поэтому особые преимущества имеют теплофикационные ПГУ, в которых, вследствие повышения конечной температуры пара, резко возрастает относительная эффективность бинарной части комбинированного цикла.

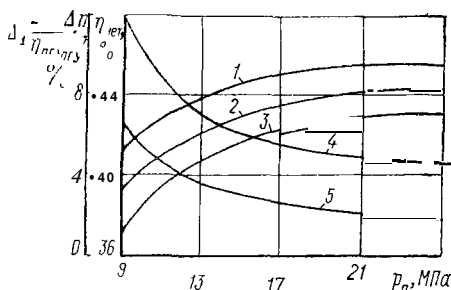


Рис. 1.5 Изменение термической эффективности установок различного типа

1 и 2 — к. п. д. ПГУ при промподогреве газа и простой тепловой схеме ГТУ, 3 — к. п. д. машинного зала (нетто) ПТУ, 4 и 5 — относительная экономия топлива в ПГУ при промподогреве газа и простой тепловой схеме ГТУ соответственно

1.4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ В ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ

Особенность рассматриваемых парогазовых установок — значительные расходы пара, для которых относительный расход пара d обычно больше 0,50—0,55. В этих условиях применение в установке паровой регенерации оказывается всегда экономически целесообразным. Возможны различные варианты регенеративного подогрева питательной воды: последовательный подогрев отборами пара низкого или высокого давления и в газовом подогревателе, подогрев питательной воды параллельно в газовом и регенеративных подогревателях и смешанный подогрев питательной воды.

При подогреве питательной воды отборами пара низкого давления (рис. 1.6, а) температура воды на входе в газовый подогреватель повышается до T_{a1} и теплота в этом подогревателе подводится на участке a_1-f . Обычно температура газа на выходе из газового подогревателя выбирается не по минимальному температурному напору ΔT_{\min} , который имеет место в выходном сечении подогревателя, а исходя из условия коррозионной стойкости поверхности нагрева. Уровень температуры T_5 должен

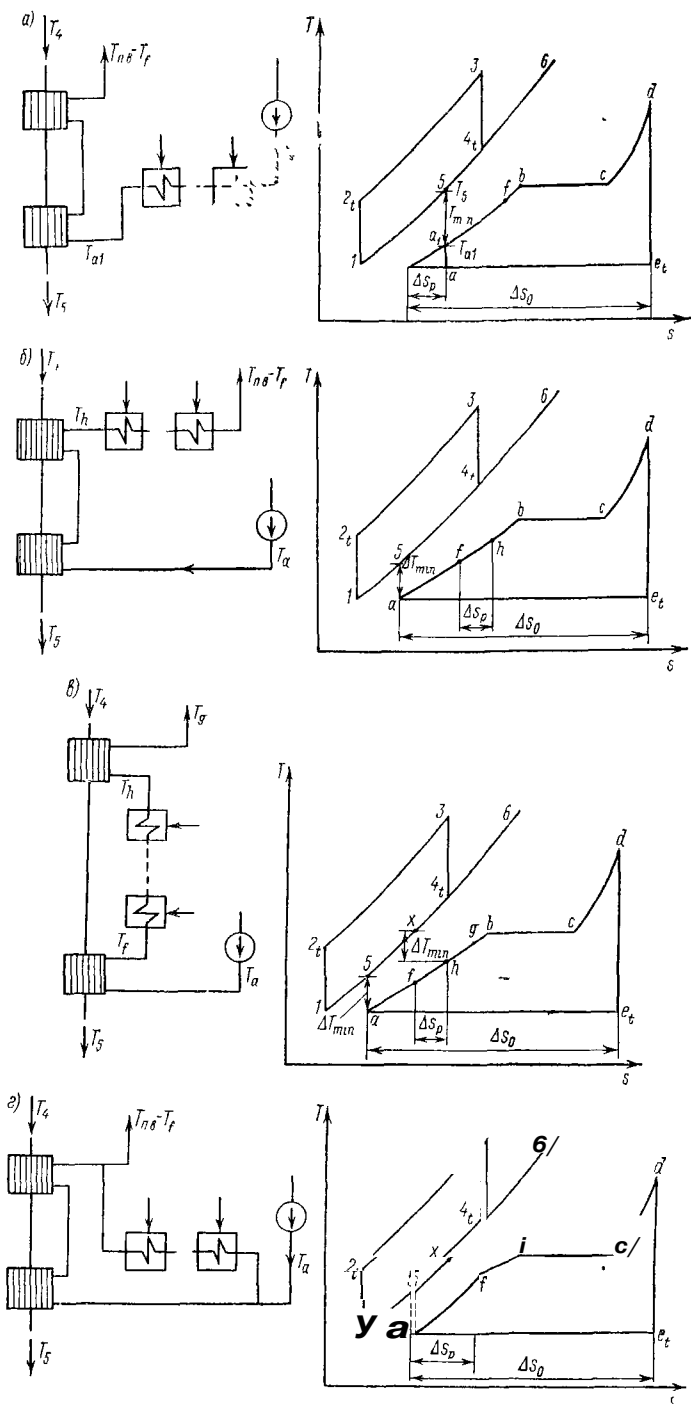


Рис. 1.6. Схемы и Ts -диаграммы подогрева питательной воды

исключить выпадение влаги из отходящих газов на теплопередающей поверхности. В этих условиях регенеративный подогрев питательной воды, приводящий к повышению к. п. д. комбинированной установки, будет определяться температурой T_{a1} , которая найдется как $T_5 - \Delta T_{\min}$. Если $T_{a1} > T_5 - \Delta T_{\min}$, то будет наблюдаться рост T_5 , т. е. повышение потерь теплоты с отходящими газами, что благоприятно сказывается на металлоемкости газового подогревателя, но может привести к понижению к. п. д. ПГУ. Выбор температуры подогрева питательной воды, обеспечивающей максимальное значение внутреннего к. п. д. парогазовой установки, определяется решением следующих уравнений, приведенных в работе [5]:

$$T_{п. в.}^{\text{наиб}} = T_в / [1 - \eta_{\text{ПГУ}}^{\text{max}} (1 - c'_p/d)]; \quad (I.12)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{max}} = 1 - \frac{c_{п. в.} + \Delta t_{\min}) c_{pг} c_p T_н + (\Delta S_0 - \Delta S_p) T_в d}{h_{г. к} + (t_{п. в} + \Delta t_{\min}) c_{pг} - c_{pг} T_н + (t_d - t_{п. в.}^{\text{наиб}}) d}, \quad (I.13)$$

где Δt_{\min} — минимальный температурный напор на холодном конце газовой подогретель; $T_н$ — температура наружного воздуха; ΔS_p — уменьшение изменения энтропии при конденсации пара за счет введения регенеративных отборов, $\Delta S_p = c_{\text{вод}} \times X \ln (T_{п. в.}/T_a)$.

Приведенные уравнения справедливы при идеальной регенерации, поэтому полученное с их помощью значение $T_{п. в.}^{\text{наиб}}$ используется для предварительной оценки уровня подогрева питательной воды. Для более точного определения $T_{п. в.}^{\text{наиб}}$ должно быть учтено конечное число регенеративных подогревателей. Увеличение числа регенеративных подогревателей несколько повышает эффективность установки, причем к. п. д. растет тем больше, чем выше значение d . Особенно сильно при этом растет температура подогрева питательной воды [5].

При подогреве питательной воды отборами пара высокого давления (рис. I,6, б) температура уходящих газов может быть достаточно низкой. На участке $a-f$ питательная вода подогревается в двух секциях газового подогревателя, а на $f-h$ подогрев питательной воды обеспечивается за счет отборов пара высокого давления. Поскольку в точке a температура воды минимальная и определяется в основном процессом конденсации, то температура уходящих газов будет зависеть только от принятого температурного напора на холодном конце подогревателя и составит $T_5 = T_a + \Delta T_{\min}$.

Применение отборов воды высокого давления и за этот счет повышение температуры воды от T_f до $T_в$, оказывает влияние на расход пара в ПГУ. Действительно, уравнение теплового баланса для процессов генерирования пара и подогрева питательной воды

в газовом подогревателе позволяет получить следующее уравнение для определения относительного расхода пара:

$$d = c_{pг} (T_6 - T_5) / [(i_d - i_a) - (i_h - i_f)]. \quad (I.14)$$

Уравнение (I.14) показывает, что чем больше подогрев питательной воды за счет отборов пара, определяемый величиной $(i_h - i_f)$, тем больше пара при неизменных параметрах рабочих тел и принятой температуре уходящих газов генерируется в установке.

При последовательном расположении газовых и регенеративных водоподогревателей целесообразно расположить регенеративные подогреватели между низкотемпературной и высокотемпературной секциями газовых подогревателей (рис. I.6, *в*). В этом случае подогрев питательной воды до температуры T_f (точка / на T_s -диаграмме) осуществляется в низкотемпературном газовом подогревателе, до температуры T_h (точка *h*) — в регенеративных подогревателях за счет отборов пара высокого давления, а до температуры T_g (точка *g*) — в высокотемпературном газовом подогревателе.

Минимальный температурный напор ΔT_{\min} имеет место на входе в обе секции газовых водоподогревателей: В оптимальных условиях подогрев воды за счет отборов пара должен быть такой, чтобы обеспечить равенство этих температурных напоров.

Температура воды на выходе из регенеративных подогревателей T_h определяется принятым минимальным температурным напором ΔT_{\min} и составляет $T_h = T_x - \Delta T_{\min}$, где T_x — температура газа на входе в высокотемпературный газовый подогреватель. Температура воды на входе в регенеративные подогреватели T_f может быть найдена из уравнения теплового баланса

$$c_{pг} (T_x - T_5) = d (i_f - i_a). \quad (I.15)$$

Для нахождения температуры газа на входе в высокотемпературный газовый подогреватель T_x следует составить уравнение теплового баланса парогенератора, которое позволяет получить, что

$$T_x =$$

Уравнения (I.14)—(I.16), а также принятые величины ΔT_{\min} и T_5 позволяют найти расход пара и подогрев питательной воды за счет отборов пара высокого давления.

Для определения наиболее выгодной температуры подогрева питательной воды за счет отборов пара высокого давления, обеспечивающей максимальный к. п. д. установки, в работе [5] предлага-

ются следующие уравнения, полученные для случая идеальной регенерации:

$$T_h - T_{\text{нагр}} \quad / \quad d \quad \cdot \quad \sqrt{\frac{T_a}{2}} + \\ + \sqrt{\left[\left(\frac{d}{c_{\text{пр}}} - 1 \right) \frac{T_a}{2} \right]^2 + \frac{d}{c_{\text{пр}}} \frac{T_a T_e}{1 - \eta_{\text{ПГУ}}^{\text{max}}}}; \quad (I.17)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}} = 1 - \frac{q_{\text{yx}} + \left[\Delta S_0 - \ln \left(\frac{T_h}{T_f} \right) \right] T_e d}{h_{\text{г.к}} + q_{\text{yx}} + (i_d - i_h + i_f - i_a) d}, \quad (I.18)$$

где $h_{\text{г.к}}$ — удельная работа газового контура, эквивалентная площади $1-2_t-3-4_f$ (рис. I.6, б); q_{yx} — теплота уходящих от установки газов, равная $c_{\text{пр}}(T_5 - T_1)$.

Решение уравнений (I.17) и (I.18) проводят методом последовательных приближений.

Схема с параллельным подогревом питательной воды в газовом и регенеративных подогревателях (рис. I.6, з) характеризуется наилучшими термодинамическими свойствами, так как позволяет иметь минимальный температурный напор по всей поверхности газового подогревателя. В этом случае обеспечивается минимальная температура уходящих газов $T_5 = T_a + \Delta T_{\text{min}}$, а процесс подогрева питательной воды в газовом подогревателе $a-f$ должен быть эквидистантен процессу охлаждения газа $x-5$. Для осуществления эквидистантности этих процессов относительный расход питательной воды через газовый подогреватель b' должен быть равен величине $c_{\text{пр}}/c_{\text{вод}}$, т. е. $d' \approx c_{\text{пр}}$. Остальная масса питательной воды d'' будет нагреваться в регенеративных подогревателях за счет отборов пара; $d'' = d - c_{\text{пр}}$.

При параллельном подогреве питательной воды к. п. д. парогазовой установки для идеальной регенерации можно определить с помощью уравнения [5]

$$\eta_{\text{ПГУ}} = 1 - \frac{q_{\text{yx}} + \left[\Delta S_0 - \ln \left(\frac{T_f}{T_a} \right) \right] T_e d'' + q'_k d'}{h_{\text{г.к}} + q_{\text{yx}} + (i_a - i_f) d' + (i_f - i_a) d''}, \quad (I.19)$$

где T_f — температура питательной воды на входе в парогенератор ($T_f = T_{\text{п в}}$); q'_k — отвод теплоты в конденсаторе в нерегенеративной части цикла.

Схема с параллельным подогревом питательной воды обеспечивает максимальную термическую эффективность парогазовой установки. Однако практическая реализация оптимального варианта этой схемы затруднена опасностью коррозии поверхностей нагрева газового водоподогревателя, его повышенной металлоемкостью и другими факторами. На практике обычно находят применение смешанные схемы подогрева питательной воды, обеспечивающие высокую надежность работы установки, а также вы-

сокую термическую эффективность. Применение такой схемы позволяет поднять температуру питательной воды на входе в газовый подогреватель, в котором может быть обеспечен минимальный температурный напор по всей поверхности теплообмена.

1.5. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Показатели парогазовых установок зависят от вида парогенератора. Как уже отмечалось, возможны два варианта установок: парогазовые установки с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ) и с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ). Ниже рассмотрим показатели ПГУ с учетом этих особенностей.

Полезная мощность ПГУ определяется работой как парового, так и газового контуров и составляет

$$N_{\text{ПГУ}} = N_{\text{г.к}} + N_{\text{п.к.}}$$

При использовании воздушного охлаждения элементов газовой турбины с выбросом охлаждающего воздуха в проточную часть удельную работу газового контура ПГУ с НПГ можно определить по уравнению

$$\begin{aligned} h_{\text{г.к}}^{\text{н}} = & [1 - g_{\text{охл}} + (1/\alpha_{\text{к}}^{\text{н}} c L_0) (1 - g_{\text{охл}})] c_{\text{pг}} T_3 \left[1 - (\nu^{\text{н}} \pi_{\text{тк}})^{-m_{\text{г}}} \right]_{\text{г.к.}} \\ & - [1 - g_{\text{охл}} + (1/\alpha_{\text{к}}^{\text{н}} c L_0) (1 - g_{\text{охл}})] \kappa q_{\text{охл}} - c_{\text{pв}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}} + \\ & + c_{\text{pв}} T_3 \text{охл} (1 - \pi_{\text{охл}}^{m_{\text{в}}}) \eta_{\text{г}} \tau g_{\text{охл}}, \end{aligned} \quad (1.20)$$

где $g_{\text{охл}}$ — относительный расход охлаждающего воздуха; $g_{\text{охл}} = G_{\text{охл}}/G_{\text{в}}$; $\alpha_{\text{к}}^{\text{н}}$ — коэффициент избытка воздуха за камерой сгорания ПГУ с НПГ; L_0 — теоретическая масса воздуха, необходимая для сжигания 1 кг топлива; $\nu^{\text{н}}$ — коэффициент гидравлических потерь в газозвушном тракте установки с НПГ; κ — коэффициент потерь работы газа за счет отвода от газа теплоты $q_{\text{охл}}$ при охлаждении элементов газовой турбины, а $\kappa q_{\text{охл}}$ определяет потерю удельной работы газовой турбины из-за охлаждения; $T_3 \text{охл}$ и $\pi_{\text{охл}}$ — температура охлаждающего воздуха при его вводе в проточную часть турбины и средняя степень понижения давления этого воздуха в турбине; $m = (k - 1)/k$ — величина, зависящая от показателя адиабаты k . Индекс «н» при всех параметрах определяет влияние НПГ.

Вошедшее в уравнение (1.20) $\alpha_{\text{к}}^{\text{н}}$ зависит, прежде всего, от начальной температуры газа T_3 и определяется уравнением теплового баланса камеры сгорания. Решение этого уравнения позволяет получить, что

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{н}} = \frac{1}{L_0} \frac{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{к}} c - c_{\text{p}} (\alpha_{=1}) T_3 (L_0 + 1) + c_{\text{pв}} T_3 L_0}{c_{\text{pв}} T_3 \{ 1 - \tau [1 + (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}}] \}}, \quad (1.21)$$

где $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ — удельная теплота сгорания топлива; $\eta_{\text{к}} c$ — к. п. д. камеры сгорания; τ — температурный коэффициент, $\tau = T_1/T_3$.

В современных условиях, когда в ГТУ осваиваются высокие начальные температуры газа T_3 , на показатели ПГУ существенное влияние оказывают параметры системы охлаждения, в частности расход охлаждающего воздуха $g_{охл}$. При используемых в настоящее время технических средствах охлаждения проточной части турбин можно рекомендовать определенные значения параметров системы охлаждения. Графическая зависимость этих параметров от температуры T_3 при температуре стенки $T_{ст} = 1000$ К, полученная в результате проработки газовой турбины*, представлена на рис. 1.7. С повышением температуры газа теплота охлаждения $q_{охл}$ и расход охлаждающего воз-

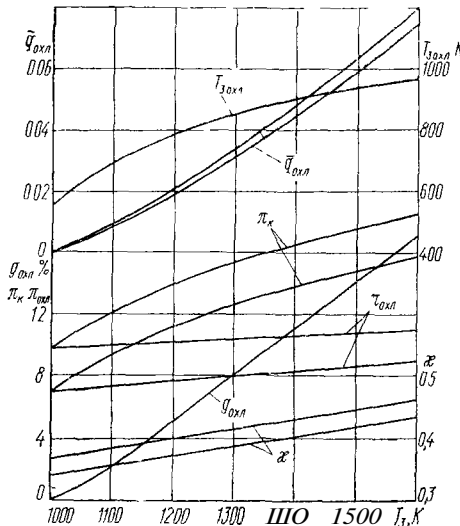


Рис. 1.7. Влияние начальной температуры газа T_3 на основные показатели системы охлаждения при $T_{ст} = 1000$ К: $\bar{q}_{охл} = q_{охл} / c_{pг} (T_3 - T_{ст})$

духа $g_{охл}$ существенно возрастают. Изменение π_k определяется некоторой областью, ширина которой в зависимости от T_3 связана с назначением и особенностями конструкции ГТУ.

В ПГУ с ВПГ удельная работа газового контура будет.

$$h_{г.к}^B = \left[1 - g_{охл} + \frac{1}{\alpha_{ВПГ} L_0} (1 - g_{охл}) \right] c_{pг} T_3 \left[1 - (v^B \pi_k)^{-m^B} \right] \eta_{г.т} - \left[1 - g_{охл} + \frac{1}{\alpha_{ВПГ} L_0} (1 - g_{охл}) \right] \kappa q_{охл} - c_{pв} T_1 (\pi_k^{m^B} - 1) / \eta_{к} + c_{pв} T_{3охл} (1 - \pi_{охл}^{-m^B}) \eta_{г.т} g_{охл}. \quad (1.22)$$

Здесь индекс «В» у ряда параметров определяет влияние высоконапорного парогенератора.

* Конструктивные проработки газовой турбины выполнены на кафедре турбиностроения ЛПИ им. М. И. Калинина.

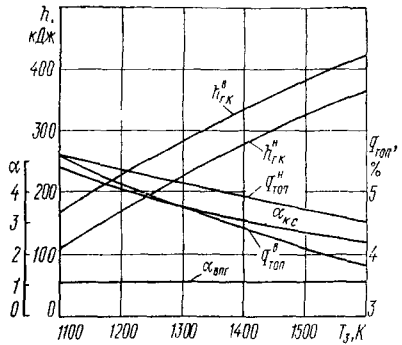


Рис. 1.8. Показатели парогазовой установки при различной температуре газа

Различие в работах $h_{г-к}^H$ и $h_{г-к}^B$ невелико и определяется, прежде всего, разным расходом газа перед турбинами в этих установках из-за различных значений $a_{к-с}''$ и $\alpha_{ВПГ}$ (рис. 1.8). С повышением температуры газа T_3 это различие уменьшается. Так, если при $T_3 = 1100$ К $\Delta h = (h_{г-к}^H - h_{г-к}^B)/h_{г-к}^H$ составляло 25—30 %, то уже при температуре газа $T_3 = 1500$ К Δh не превышало 10—12 %. Эти показатели получены при работе ПГУ на природном газе, однако применение другого топлива существенно не изменяет полученных количественных соотношений.

Мощность парового контура при принятых параметрах пара и структуре тепловой схемы зависит от расхода пара $G_{п}$, определяемого затратами теплоты сгорания топлива на его генерацию. В ПГУ с НПГ количество теплоты, подведенной к пароводяному рабочему телу в парогенераторе, определяется расходом топлива, которое зависит от коэффициента избытка воздуха за НПГ α_{yx} . Расход топлива можно найти с помощью уравнения

$$G_{топ}^{к-с} = \frac{G_B}{\alpha_{к-с}^H L_0} \left(1 - g_{охл} \right),$$

где $G_{топ}^{к-с}$ — масса топлива, подведенная в камеру сгорания. Так как

$$G_{топ}^{к-с} = \frac{G_B}{\alpha_{к-с}^H L_0} \left(1 - g_{охл} \right),$$

то

$$G_{топ}^{НПГ} = \frac{G_B}{\alpha_{yx} L_0} \left(1 - \frac{1 - g_{охл}}{\alpha_{к-с}^H} \right). \quad (1.23)$$

Из уравнения видно, что охлаждение в газовой турбине позволяет существенно повысить расход топлива в низконапорном парогенераторе. Уже при температуре газа $T_3 = 1300$ К оборот воздуха на охлаждение позволяет на 4,5—5,0% повысить $G_{топ}^{НПГ}$. Заметно возрастает из-за дополнительного расхода топлива и масса генерируемого в НПГ пара.

Общее количество теплоты, которое в установке с НПГ подводится к пароводяному рабочему телу, составит

$$Q_{общ}^{п-и} = Q_{топ}^{НПГ} \eta_{НПГ} + Q_{г-к} + Q_{рег},$$

где $\eta_{НПГ}$ — к. п. д. низконапорного парогенератора, учитывающий механический и химический недожог топлива; $Q_{г-к}$ — количество теплоты газового контура, переданное пароводяному рабочему телу за счет утилизации; $Q_{рег}$ — количество теплоты, которое подводится к питательной воде за счет регенеративных оборотов пара.

Общее количество теплоты можно представить как:

$$Q_{\text{общ}}^{\text{п. н}} = Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{НПГ}} \frac{G_{\text{в}}}{\alpha_{\text{вх}} L_0} \left(1 - \frac{1 + g_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{к. с}}} \right) + \\ + G_{\text{в}} \left[1 + \frac{1}{\alpha_{\text{к}}^{\text{н}} c L_0} (1 - g_{\text{охл}}) \right] \times \\ \times c_{\text{р}}^{\text{н}} T_3 \left\{ 1 - \left[1 - (v^{\text{н}} \pi_{\text{к}})^{-m_{\text{г}}^{\text{н}}} \eta_{\text{г. т}} - \tau_5 \right] \right\} + Q_{\text{рег}}, \quad (1.24)$$

где τ_5 — температурный коэффициент, $\tau_5 = T_5/T_3$.

Количество теплоты $Q_{\text{общ}}^{\text{п. н}}$ слабо зависит от температуры газа T_3 , так как падение $G_{\text{топ}}^{\text{НПГ}}$ при повышении T_3 компенсируется ростом теплоты $Q_{\text{г. к}}$, переданной воде в газовом подогревателе. Удельная работа парового контура может быть найдена по уравнению

$$h_{\text{п. к}}^{\text{н}} = Q_{\text{общ}}^{\text{п. н}} \eta_{\text{п. к}} / G_{\text{п}}, \quad (1.25)$$

где $\eta_{\text{п. к}}$ — внутренний к. п. д. парового контура, определяемый параметрами пара и тепловой схемой этого контура. Следует отметить, что $\eta_{\text{п. к}}$ несколько ниже к. п. д. паротурбинной установки на те же параметры пара, поскольку в комбинированном цикле из-за наличия в схеме газового водоподогревателя отборы пара на регенерацию уменьшены.

В ПГУ с ВПГ количество теплоты, подводимое к пароводяному рабочему телу в высоконапорном парогенераторе, можно определить как разность общей теплоты сгорания топлива, выделившейся в ВПГ, и теплоты сгорания топлива, подведенной к газу в этой установке, т. е. $G_{\text{топ}}^{\text{р. в}} = G_{\text{топ}}^{\text{ВПГ}} - G_{\text{топ}}^{\text{г. в}}$. Если принять, что повышение затрат топлива на нагрев газа в ПГУ с ВПГ по сравнению с НПГ определяется прежде всего ростом расхода газа, то можно написать, что

$$G_{\text{топ}}^{\text{р. в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0} (1 - g_{\text{охл}}) \frac{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0 + 1}{\alpha_{\text{к}}^{\text{н}} c L_0 + 1}.$$

Тогда затраты топлива на генерацию пара в высоконапорном парогенераторе будут определяться уравнением

$$G_{\text{топ}}^{\text{п. в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0} (1 - g_{\text{охл}}) \left(1 - \frac{1 - g_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{ВПГ}}} \frac{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0 + 1}{\alpha_{\text{к}}^{\text{н}} c L_0 + 1} \right). \quad (1.26)$$

Здесь $\alpha_{\text{ВПГ}}$ — коэффициент избытка воздуха за ВПГ.

При анализе схем ПГУ обычно принимают равные значения α на выходе из ВПГ и НПГ. В этом случае для схемы с ВПГ к пару подводится заметно меньше теплоты сгорания топлива (рис. 1.8), так как коэффициент избытка воздуха в отходящих газах для ПГУ с ВПГ оказывается выше из-за охлаждения газовой турбины. Охлаждающий воздух в схеме с НПГ используется для генерации пара.

Общее количество теплоты, подводимое к пароводяному рабо-

$$Q_{\text{общ}}^{\text{п}} = Q_{\text{р}} \eta_{\text{ВПГ}} \frac{G_{\text{в}}}{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0} \left(1 - \frac{1 - g_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{ВПГ}}} \frac{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0 + 1}{\alpha_{\text{н.с}} L_0 + 1} \right) + G_{\text{в}} \left[1 + \frac{1}{\alpha_{\text{ВПГ}} L_0} (1 - g_{\text{охл}}) \right]$$

где $\eta_{\text{ВПГ}}$ — к. п. д. высоконапорного парогенератора, учитывающий недожог топлива.

Удельная работа парового контура найдется по уравнению

$$h_{\text{п.к}}^{\text{в}} = q_{\text{общ}}^{\text{п.в}} \eta_{\text{п.к}} / d, \quad (I.28)$$

где $q_{\text{общ}}^{\text{п.в}}$ — общее удельное количество теплоты, подведенное к пару в ПГУ с ВПГ, $q_{\text{общ}}^{\text{п.в}} = Q_{\text{общ}}^{\text{п.в}} / G_{\text{в}}$.

Поскольку $q_{\text{общ}}^{\text{п.в}}$ оказывается меньше, чем $q_{\text{общ}}^{\text{п.н}}$, прежде всего из-за использования воздуха, отбираемого на охлаждение для сжигания топлива в НПГ, то удельная работа парового контура в схеме с НПГ превышает этот параметр для схемы с ВПГ. Это превышение тем больше, чем существеннее отборы воздуха на охлаждение, т. е. чем выше температура газа T_3 (рис. I.8). Поскольку с ростом температуры T_3 различие в работе газовых контуров обеих схем уменьшается, то существует температура газа T_3 , выше которой общая работа ПГУ с НПГ оказывается больше работы ПГУ с ВПГ. Для параметров современных паротурбинных и газотурбинных установок $T_3 \approx 1300$ К.

Коэффициент полезного действия ПГУ зависит от показателей как парового, так и газового контуров и находится по уравнению

$$\eta_{\text{ПГУ}} = (h_{\text{г.к}} + h_{\text{п.к}} d) / q_{\text{ПГУ}}, \quad (I.29)$$

где $q_{\text{ПГУ}}$ — общий расход удельной теплоты сгорания топлива на оба контура — паровой и газовый.

Для ПГУ с НПГ общее количество теплоты топлива $q_{\text{ПГУ}}^{\text{н}}$ составит

$$q_{\text{ПГУ}}^{\text{н}} = Q_{\text{р}}^{\text{н}} (\eta_{\text{н.с}} G_{\text{топ}}^{\text{н}} + \eta_{\text{НПГ}} G_{\text{топ}}^{\text{НПГ}}), \quad (I.30)$$

а с учетом (1.23) для $q_{\text{ПГУ}}^{\text{н}}$ получим

$$q_{\text{ПГУ}}^{\text{н}} = \frac{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{н.с}}}{\alpha_{\text{н.с}} L_0} \left[\left(1 - g_{\text{охл}} \right) + \frac{\eta_{\text{НПГ}} \alpha_{\text{н.с}}^{\text{н}}}{\eta_{\text{н.с}} \alpha_{\text{ух}}} \left(1 - \frac{1 - g_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{н.с}}} \right) \right]. \quad (I.31)$$

Общее количество теплоты топлива для ПГУ с ВПГ будет

$$q_{\text{ПГУ}}^{\text{в}} = Q_{\text{р}}^{\text{в}} \eta_{\text{ВПГ}} (1 - g_{\text{охл}}) / (\alpha_{\text{ВПГ}} L_0) \quad (I.32)$$

В схеме с НПГ общий расход топлива несколько больше, чем в ВПГ при равенстве $\alpha_{\text{зпг}}$ и $\alpha_{\text{ух}}$, что определяется использованием для окисления топлива охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}}$. Это различие тем больше, чем выше T_3 , и, следовательно, больше $g_{\text{охл}}$.

Общая работа ПГУ в уравнении (I.29) определяется по уравнениям (I.20) и (I.25) для ПГУ с НПГ и по уравнениям (I.22) и (I.28) для ПГУ с ВПГ.

I.6. РАБОТА ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ

В зависимости от условий эксплуатации парогазовые установки могут работать в широком диапазоне нагрузок, участвуя в регулировании мощности энергосистемы. Возможная длительная работа ПГУ на частичных нагрузках ставит задачу выбора целесообразной программы управления, обеспечивающей максимальные экономические показатели при работе на пониженных нагрузках. Решение этой задачи применительно к комбинированным парогазовым установкам усложняется наличием двух подводов топлива (в камеру сгорания и в топку котла), что расширяет возможности организации режимов пониженных нагрузок установки.

Здесь приводится анализ частичных нагрузок, выполненный для ПГУ со сбросом газов, поскольку организация управления таких установок в ряде случаев оказывается более сложной. Тепловая схема установки предполагает использование однофазной ГТУ, а газовый подогрев воды включен параллельно регенеративным подогревателям [47].

В паровом контуре использованы высокие параметры пара, поэтому предусмотрен промежуточный перегрев пара. Распределение питательной воды на газовый и регенеративный подогрев на номинальном режиме выполнено таким образом, чтобы в месте соединения этих потоков имело место равенство температур воды, что исключает дополнительные необратимые потери. Равенство температур желательно поддерживать и на частичных нагрузках, что позволяет получить максимальную экономичность. Однако обеспечение этого требует применения специальной системы регулирования, воздействующей на распределение питательной воды. Такая система усложняет эксплуатацию установки, поэтому здесь использована более простая схема организации частных режимов, при которой расход воды через газовый водоподогреватель принят постоянным, и регенеративный подогрев питательной воды по мере уменьшения нагрузки сокращается. Принятая схема распределения питательной воды на частичных нагрузках не обеспечивает максимальной экономичности, но позволяет получить основные качественные зависимости.

Простая схема газового контура, принятая для парогазовой установки, обеспечивает расход воздуха, подаваемый компрессором, и он практически не изменяется во всем рассматриваемом диапазоне изменения мощности установки. Поэтому на частичных нагрузках для обеспечения соотношения между расходами воздуха и топлива, необходимого для организации процесса горения, приходится газы после газовой турбины разделять на два потока.

Один поток газа, необходимый для сгорания топлива, следует направить в топку котла к топочно-горелочному устройству. Другим потоком — байпасировать котел и сбрасывать его перед газовым водоподогревателем.

Наличие в схеме установки двух топливных органов, обеспечивающих подачу топлива в камеру сгорания и топку котла, позволяет выбирать закономерность изменения мощности как газового, так и парового контуров. В этом случае частичные нагрузки парогазовой установки могут быть организованы следующим образом:

1) снижение мощности установки производится только за счет сокращения расхода топлива в парогенератор, а расход топлива в камеру сгорания остается неизменным,

2) снижение мощности осуществляется только за счет уменьшения расхода топлива в камеру сгорания, а режим работы паровой турбины остается неизменным,

3) снижение мощности достигается за счет уменьшения расхода топлива, поступающего как в камеру сгорания, так и в топку парогенератора.

В зависимости от выбранной программы управления установкой будут меняться, прежде всего, КПД газового и парового контуров. Поэтому рассмотрим влияние этих КПД на экономичность парогазовой установки со сбросом газа в котельный агрегат. Коэффициент полезного действия такой установки

$$\eta_{ПГУ} = (h_{ГК} + h_{ПК}d) / (q_{ГК} + q_{ПГ}), \quad (I.33)$$

где $q_{ГК}$, $q_{ПК}$ — количество теплоты топлива, вводимое в камеру сгорания и топку парогенератора соответственно.

Если работу парового контура соответствовать в виде

$$h_{ПК}d = (q_{ГК} + q_{ПК} - h_{ГК}) \eta_{ПК},$$

где $\eta_{ПК}$ — КПД парового контура, то КПД парогазовой установки будет

$$\eta_{ПГУ} = \frac{\alpha}{1+\beta} \eta_{ГК} + \frac{\beta}{1+\beta} \eta_{ПК}. \quad (I.34)$$

Здесь β — коэффициент распределения топлива, по контурам установки, $\beta = q_{ПК}/q_{ГК}$.

В зависимости от способа организации режима частичных нагрузок будет изменяться КПД газового контура $\eta_{ГК}$ или парового $\eta_{ПК}$ и за этот счет КПД установки в соответствии с уравнением (I.34). Темп изменения $\eta_{ПГУ}$ при том или ином способе управления будет определяться абсолютными значениями $\eta_{ГК}$ и $\eta_{ПК}$. Для определения основных закономерностей изменения экономичности установки были проведены расчеты экономических показателей ПГУ на режимах частичных нагрузок. В качестве газового контура была принята ГТУ простой тепловой схемы с начальной температурой газа 1023 К, а паровой контур

образован ПГУ на базе блока К-200-130 В качестве топлива использован природный газ [47].

Результаты расчета частичных нагрузок в принятой для исследований ПГУ представлены на рис. 1.9 в виде изменения к. п. д. установки в зависимости от нагрузки. При уменьшении мощности за счет газового контура (кривая b_1 к. п. д. ПГУ падает довольно резко и уже при нагрузке $N_{\text{г.т}} = 0,75$ составляет лишь 0,9 от

номинального значения. При этой нагрузке ПГУ (точка А) газовый контур достигает холостого хода, поэтому дальнейшая разгрузка этим методом регулирования исключена, и для получения более низких мощностей необходимо переходить на разгрузку парового контура (кривая a_5). Падение к. п. д. при этом остается значительным и при нагрузке 50 % от номинальной $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,84\eta_{\text{ПГУ}0}$. Несколько более высокая экономичность ПГУ на малых нагрузках имеет место при отключении в точке А газового контура. Тогда изменение к. п. д. ПГУ будет определяться линией с.

Заметно более высокой экономичности ПГУ на режимах частичных нагрузок можно достигнуть при программе управления за счет парового контура (линия a_1). При нагрузке 75 % от номинальной к. п. д. установки составляет 0,95 от $\eta_{\text{ПГУ}0}$, и даже при нагрузке 50 % падает лишь на В % (относительных). Этот метод управления парогазовой установкой является более предпочтительным. В пределах рассмотренных режимов работы ПГУ (линии a_1 и b_1) могут быть организованы различные комбинированные программы управления ПГУ, которые определяются линиями a_2, a_3 и a_4 и линиями b_2, b_3, b_4, b_5 .

В ПГУ возможно обеспечение режима перегрузки относительно номинального режима, если проточная часть паровой турбины позволяет пропустить дополнительный расход пара. Для организации такого режима предусматривается специальный дутьевой вентилятор, позволяющий сжечь дополнительное топливо в котле и за этот счет получить повышенную паропроизводительность парогенератора. На рис. 1.9 режиму перегрузки соответствует линия d. К. п. д. ПГУ резко падает.

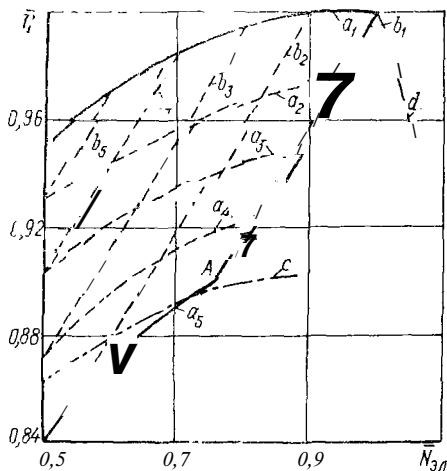


Рис. 1.9. Влияние нагрузки на к. п. д. установки

$a_1 - a_5$ — постоянный расход топлива в камере сгорания, $b_1 - b_5$ — постоянный расход топлива в парогенераторе, с — автономная работа паровой части ПГУ, d — режим перегрузки ПГУ с дополнительным дутьевым вентилятором

Приведенный анализ относится к конкретной парогазовой установке. При других показателях газового и парового контуров количественные показатели экономичности установки могут измениться. Однако качественные закономерности, отраженные на рис. 1.9, сохраняются.

1.7. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Все рассмотренные показатели комбинированных установок касались прежде всего ПГУ, предназначенных для выработки электроэнергии. Однако в промышленных районах существует потребность в теплоте, количество которой определяется промышленно-технологическими нуждами, отоплением и горячим водоснабжением. Наиболее эффективно электрическая и тепловая нагрузки обеспечиваются теплофикационными установками, в которых наряду с электроэнергией генерируется и теплота.

В настоящее время широкое применение для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты получили паротурбинные установки, эффективность которых определяется количеством электроэнергии, выработанной на тепловом потребителе. Поэтому большие возможности для экономии топлива открываются при использовании теплофикационных парогазовых установок, в которых за счет газовой турбины значительно увеличивается доля электроэнергии на единицу выработанной теплоты.

Возможны различные тепловые схемы теплофикационных ПГУ. Ниже рассмотрим некоторые из них. Наиболее простой является установка, в которой тепловой потребитель обеспечивается только за счет отходящей теплоты ГТУ (рис. 1.10, а). Выработка электроэнергии осуществляется в газовом контуре и при идеальном цикле определяется площадью $1-2_t-3-4_t$, а тепловой потребитель получает $q_{тп}$, эквивалентную площади $a'-a-b-c-c'$. Для утилизации отходящей теплоты ГТУ за газовой турбиной может располагаться либо сетевой подогреватель, как это имеет место в установке ГТ-100-750 на Краснодарской ТЭЦ и в установках ГТ-25 на ГРЭС в г. Якутске, либо утилизационный котел, который, например, используется на электростанции «Гисперслебен» с ГТУ G24 (ГДР). Повышение эффективности использования теплоты сгорания топлива объясняется снижением потерь теплоты с уходящими газами $q_{ух}$, расход которой эквивалентен площади $1'-1-5-a'$ (рис. 1.10, а).

Существенное повышение доли выработки электроэнергии обеспечивает применение в паровом контуре противодавленной паровой турбины, пар после которой направляется к тепловому потребителю (рис. 1.10, б). Паровая турбина также участвует в выработке электроэнергии, поэтому рост удельной работы соответствует площади $a_1-b-c-d-e_t$. Потери теплоты остаются такими

же, как и в первой схеме. В рассмотренной схеме температура перегрева пара $T_{п}$ оказывается ниже температуры газа за газовой турбиной $T_{4г}$. Для повышения перегрева пара следует применить сжигание топлива в парогенераторе, расположенном за газовой турбиной, или использовать высоконапорный парогенератор, совмещенный с камерой сгорания.

Оценка показателей теплофикационных ПГУ также обладает некоторыми особенностями. Один из показателей экономичности конденсационных ПГУ — термический к. п. д. η_t , представляющий

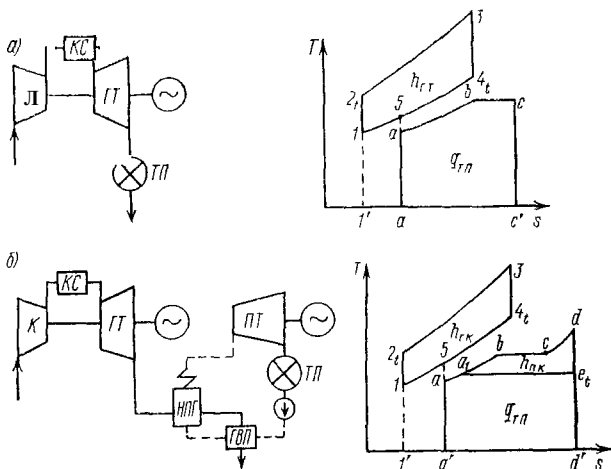


Рис 10 Принципиальная тепловая схема и идеальный цикл в Ts -диаграмме простейшей теплофикационной установки (а) и установки с паровой турбиной (б)

собой отношение полезной используемой теплоты к теплоте затраченного топлива, в теплофикационных установках оказывается мало представительным и не определяет термодинамическое совершенство той или иной тепловой схемы.

В качестве термодинамического показателя теплофикационных установок широко используется коэффициент χ , представляющий собой отношение выработанной электроэнергии к теплоте, отданной тепловому потребителю. Для теплофикационной ПГУ

$$\chi = (h_{г.к} + dh_{п.к}) / (dq_{т.п}). \quad (I.35)$$

В качестве наиболее полного показателя теплофикационной ПГУ в работе [5] рекомендован коэффициент термодинамической эффективности $\eta^{т.э}$, который представляет собой:

$$\eta^{т.э} = (h_{г.к} + dh_{п.к} + dE_q^т) / q_{топ},$$

где $E_q^т$ — работоспособность теплоты, отданной тепловому потребителю; $q_{топ}$ — теплота сгорания топлива, подведенная в цикл ПГУ.

Приведенные показатели достаточно полно характеризуют основные свойства теплофикационных ПГУ и могут быть использованы для выбора оптимальных параметров как газового, так и парового контуров. При этом следует иметь в виду, что на выбор параметров большое влияние оказывают показатели теплового потребителя, а также графики электрической и тепловой нагрузок, определяемые районом расположения станции. Поэтому полные данные об эффективности теплофикационных ПГУ могут быть

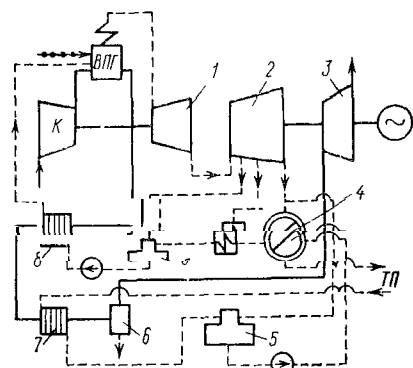


Рис. 1.11 Принципиальная схема теплофикационной ПГУ с глубоким охлаждением отходящих газов:

1 — паровая турбина для привода компрессора; 2 — генераторная паровая турбина, 3 — низкотемпературная газовая турбина (детандер), 4 — сетевой подогреватель; 5 — деаэрактор, 6 — сепаратор, 7 и 8 — газовые подогреватели сетевой и питательной воды

получены только в результате технико-экономических исследований, выполненных для конкретных условий расположения ТЭЦ.

Эффективность теплофикационной ПГУ определяют не только параметры рабочих тел, но и принятая тепловая схема, с которой связана величина потерь с уходящими газами.

Термическая эффективность теплофикационной установки зависит прежде всего от потерь теплоты с уходящими газами. Использование комбинированных циклов для теплофикации позволяет существенно сократить эти потери. Принципиальная схема теплофикационной ПГУ с высокой эффективностью, разработанная в ЛПИ, изображена на рис. 1.11 [22].

Генерация пара осуществляется в ВПГ. В схеме использована напорная утилизация, поэтому перед расширением в турбине газы охлаждаются в газоводяных подогревателях 7 и 8 до температуры, обеспечивающей частичную конденсацию пара, содержащегося в продуктах сгорания. После расширения в турбине температура отходящих газов может быть настолько низкой, что исключаются потери теплоты в окружающую среду. Схема с напорной утилизацией отходящей теплоты может не только повысить эффективность, но и сократить габаритные размеры водоподогревателей.

1.8. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С НИЗКОНАПОРНЫМ ПАРОГЕНЕРАТОРОМ

Повышение за счет комбинированного парогазового цикла эффективности электрогенерирующего оборудования определяет целесообразность применения ПГУ в энергетике. Первые теоретические исследования и конструктивные проработки комбинированных установок, показавшие их достоинства, были выполнены

еще в 40-е гг. Однако практический интерес к комбинированным установкам начинает появляться только 10—15 лет спустя, после того как турбиностроители накопили опыт создания и эксплуатации стационарных ГТУ. В конце 50-х и особенно в начале 60-х гг. появляется ряд парогазовых установок, используемых не только на электростанциях, но и в различных технологических циклах промышленных предприятий. Установки предназначались для несения базовой нагрузки и обеспечивали заметную экономию топлива по сравнению с работавшими в тот период паротурбинными установками. Ниже рассматриваются основные показатели парогазовых установок, предназначенных для работы на электростанциях.

Парогазовые установки с НПГ обладают рядом достоинств. Это, прежде всего, высокая термическая эффективность, поэтому такие установки рассматриваются обычно как базовые. ПГУ с НПГ обладают высокой надежностью, так как может быть обеспечена изолированная работа газового и парового контуров. Для изолированной работы ГТУ установка снабжается отдельной дымовой трубой, рассчитанной для пропуска отходящих газов ГТУ. Высота трубы принимается пониженной (60—65 м), так как основным топливом ГТУ обычно является природный газ. Изолированная работа парового контура требует включения резервного дутьевого вентилятора, подающего воздух в топку котла. В связи со значительным различием в температурах воздуха при изолированной работе ПТУ и газа после турбины при работе по комбинированному циклу воздушные короба горелок обычно выполняются двухстенными. Переход с комбинированной работы на индивидуальную организуется за короткое время и не требует прекращения работы. В аварийной ситуации при выходе одного из контуров из рабочего состояния в автоматизированной установке не требуется вмешательства персонала. Возможность автономной работы позволяет существенно сократить время создания электростанции. При строительстве новой ПГУ газовый контур может быть включен в эксплуатацию значительно раньше завершения строительства всей ПГУ.

Достоинством ПГУ с НПГ является также отсутствие необходимости значительных переделок в ГТУ, используемых для газового контура, что позволяет при создании этих ПГУ применить уже отработанные выпускаемые промышленностью ГТУ. Еще одно преимущество сбросных ПГУ — возможность использования двух видов топлива: высококачественного жидкого или газообразного в газовом контуре и низкокачественного жидкого или твердого топлива в паровом контуре. Доля низкокачественного топлива значительна и достигает 70—75%. В условиях все возрастающего дефицита высококачественных топлив это преимущество сбросных ПГУ с НПГ приобретает особое значение.

Отечественные ПГУ с НПГ. В Советском Союзе ПГУ с низконапорным парогенератором уделялось значительное внимание.

Велись не только широкие теоретические исследования и проектные проработки, но и создавались промышленные установки, которые успешно эксплуатируются. Уже в 1967 г. введена в работу небольшая опытная газопаровая установка, которая была смонтирована на ТЭЦ ЦКТИ. В состав установки вошла ГТУ-15 завода «Экономайзер» мощностью 1200 кВт, выхлопные газы которой сбрасываются в топку котла Е-40ВН бывш. Белгородского котлостроительного завода паропроизводительностью 52 т/ч с давлением 4,0 МПа и температурой 713 К. Генерируемый в котле пар направляется в общий паровой коллектор ТЭЦ, с которым связана паровая турбина АТ-6 мощностью 6000 кВт [48].

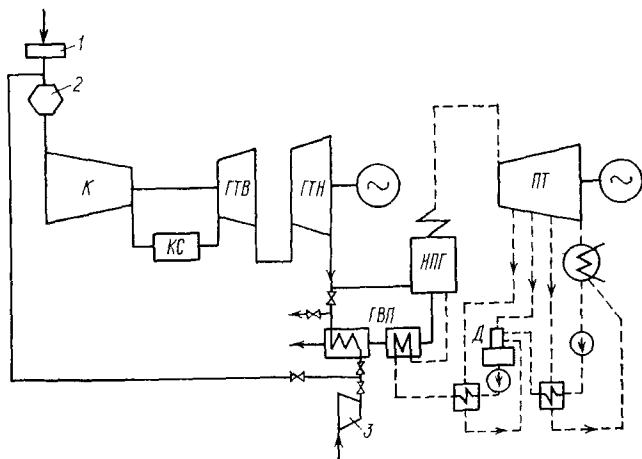


Рис. 1.12. Тепловая схема парогазовой установки ТЭЦ ЦКТИ

Тепловая схема установки представлена на рис. 1.12. Воздух в компрессор поступает через воздушный фильтр и развитый шумоглушитель 1, поскольку установка расположена в черте города. Перед компрессором расположен испарительный охладитель воздуха 2, позволяющий воздействовать на влагосодержание воздуха. К всасывающему воздухопроводу подключен котельный вентилятор 3, что обеспечивает наддув компрессора. Тепловая схема позволяет иметь как комбинированную, так и автономную работу контуров. При комбинированной работе газы после ГТУ через регулировочные шиберы подводятся к горелкам котла.

Надув и охлаждение воздуха перед компрессором применены для увеличения расхода воздуха через установку. Применение охлаждения оказалось необходимым, поскольку температура воздуха за вентилятором существенно повышается (на 12—13 К при к. п. д. вентилятора 70%) и без охладителя эффект наддува практически отсутствует.

За время работы ПГУ был выполнен большой объем экспериментальных исследований. При этом изучались следующие режимы работы: изолированная работа ГТУ; работа ГТУ с наддувом

котельным вентилятором; комбинированная работа без наддува и с наддувом.

При комбинированной работе исследовалась возможность сжигания топлива в среде с пониженным содержанием кислорода. Было установлено, что процессы сжигания газа и мазута в среде выхлопных газов ГТУ протекают устойчиво с большой полнотой горения (даже если объемная доля кислорода 15 %, химический недожог полностью отсутствует) [48].

При сжигании твердых топлив были вскрыты ограничения по глубине разгрузки парогенератора, что связано с условиями жидкого шлакоудаления. Для назаровского бурого угля этот диапазон составил 100—50 %. При сжигании угля в обедненной кислородом среде наблюдается механический недожог, который составляет около 0,1—0,2 % на каждый процент понижения содержания кислорода. Доля сжигаемого твердого топлива в ПГУ с НПГ оказалась высокой. На номинальном режиме масса топлива, подаваемого в камеру сгорания ГТУ, составляет лишь 15 % от общего расхода топлива [48].

В результате исследований опытно-промышленной установки подтверждена высокая работоспособность и эффективность комбинированного цикла. Заметное возрастание мощности обеспечивает наддув компрессора совместно с испарительным охлаждением. Такой наддув позволяет осуществлять надежный пуск ГТУ без больших забросов температуры. Доказана возможность сжигания в топке котла твердого топлива в среде с пониженным содержанием кислорода.

Эксплуатация опытно-промышленной установки на ТЭЦ ЦКТИ позволила перейти к созданию мощной промышленной установки. В настоящее время сооружаются два блока ПГУ мощностью 250 МВт на Молдавской ГРЭС, разработанные Львовским отделением института «Теплоэлектропроект» и НПО ЦКТИ [69]. ПГУ-250 образована паровой турбиной К-200-130 ПО ЛМЗ и газотурбинной установкой ГТ-35-770 ХТГЗ. В качестве парогенератора использован модернизированный котел ТМЕ-210 Таганрогского котлостроительного завода. При температуре наружного воздуха 283 К эта установка развивает мощность около 250 МВт, а ее к. п. д. при этом превышает 39% .

В соответствии с тепловой схемой включение газовых подогревателей осуществляется параллельно регенеративному подогреву питательной воды (рис. 1.13). Для этого после ПНД-3 часть питательной воды направляется в I ступень газового подогревателя. II ступень газового подогрева включена параллельно ПВД. Для предотвращения низкотемпературной коррозии поверхностей первой ступени газового подогревателя температура питательной воды на его входе поддерживается за счет рециркуляции достаточно высокой (400 К)-

Для обеспечения номинальной мощности предусмотрена подача в топку парогенератора дополнительного воздуха, для чего

Выполненные по маневренному парогазовому блоку технические проработки показали, что ожидаемый удельный расход топлива составит 318 г у. т./ (кВт·ч), что обеспечит 11,7 % экономии топлива по сравнению с маневренным блоком К-500-130. При реализации этой ПГУ следует ожидать существенного снижения удельных капитальных затрат, которые по расчетам должны достигнуть 17 % [69]. Проработка ПГУ с низконапорным парогенератором и исследование их эксплуатационных показателей убедительно показали безусловную целесообразность их внедрения в отечественную энергетику. Освоенные нашей промышленностью турбоагрегаты позволяют уже в ближайшие годы приступить к выпуску мощных парогазовых блоков.

Зарубежные ПГУ с НПП. За рубежом установки со сбросом получили широкое распространение. Суммарная мощность зарубежных ПГУ к настоящему времени достигла 25 млн. кВт, а число работающих ПГУ только на европейских электростанциях составляет 25 агрегатов. Основные данные ряда ПГУ, характеризующих современное состояние развития парогазовых установок, приведены в табл. I.1.

Уже в 1954 г. одной из первых в США вступила в строй сбросная ПГУ на электростанции «Рио Пекос». Газовый контур этой установки был образован одновальной ГТУ мощностью 5 МВт, а ее общая мощность составляла всего 44 МВт. Паровая турбина имела относительно невысокие параметры пара ($p_{п} = 6,0$ МПа, $T_{п} = 758$ К) и мощность около 40 МВт. Низкие даже для того периода параметры рабочих тел объясняются тем, что на этой станции была проведена реконструкция по комбинированному циклу устаревшего оборудования. Надстройка устаревшей паровой турбины позволила не только увеличить мощность в заданных габаритных размерах станции, но заметно повысить к. п. д. установки, который достиг 34 %.

Реконструкция устаревших паровых турбин за счет их надстройки газотурбинной установкой по схеме сбросных ПГУ произведена на ряде американских станций («Ривертон». «Планк Крип» и др.). Это были, как правило, установки малой мощности и низких параметров пара.

Создавались в этот период ПГУ и специально сконструированные для работы по комбинированному циклу. Одной из первых таких установок была ПГУ, построенная на станции «Хорсшоу Лэйк» и пущенная в эксплуатацию в 1963 г. Мощность установки превышала 200 МВт, а параметры пара уже были достаточно высокие ($p_{п} = 13,0$ МПа, $T_{п} = 810$ К с промежуточным перегревом до 810 К). Газовый контур включал ГТУ мощностью 23,4 МВт при достаточно высокой для того периода температуре газа, равной 1088 К. Принятые параметры рабочих тел позволили получить высокий к. п. д. ПГУ, уровень которого по среднегодовой эксплуатации достиг 39,8 %. Как и камера сгорания газового контура, котел этой установки, построенный фирмой «Бабкок

Наименование станции, страна	Год пуска	Характеристика установки		Параметры газового контура			Параметры парового контура			Топливо	Температура УХО, °С Т _а Об, К	Температура и давление пара Т _п , К	Паропроизводительность, т/ч
		Мощность, МВт	η, %	Мощность, МВт	Температура газа Т _г , К	Степень повышения давления Д _к	Мощность, МВт	Давление пар: р _п , МПа	Температура Т _п , К				
«Планк Крист» (США)	1959	17,5	29,2	5,0	—	—	12,5	4,5	710	газ/уголь	—	—	
«Рио Пекос» (США)	1954	44,0	34,0	5,0	—	—	39,0	6,0	760	—	—	—	
«Хоршое Лэйк» (США)	1963	210,8	39,8	23,4	1100	8,5	185,6	13,0	810/810	газ/газ	—	583	
«Ривертон» (США)	1964	50,0	—	12,5	1060	—	37,5	6,0	755	газ/ж.	—	—	
«Апач» (США)	1964	93,0	38,0	11,0	—	—	82,0	10,5	810/810	газ/газ	—	—	
«Сан Анджело» (США)	1966	110,0	37,0	25,0	1070	—	85,0	10,5	810/810	газ/газ	—	—	
«Хохе Ванд» (Австрия)	1965	75,0	41,9	11,0	1023	—	64,0	18,0	810/810	газ/уголь	—	196	
«Витри» (Франция)	1970	322,0	42,0	40,0	1033	7,5	250,0	17,7	840/840	газ/уголь	—	—	
«Альтбах» (ФРГ)	1971	245,0	38,5	50,0	1053	8,7	200,0	12,0	810	газ/ж	453	664	
«Эмиль Уше» (ФРГ)	1972	340,0	—	16×3	1140	8,0	294,0	16,0	840	газ/газ	—	750	
«Герштайнверк» (ФРГ)	1973	415,0	—	53,5	1073	9,5	365,0	18,0	810/810	газ/ж.	377	1030	
«Эмден» (ФРГ)	1973	452,0	43,5	52,5	1073	9,5	400,0	24,5	815/815	газ/газ	393	1050	
«Марбах» (ФРГ)	1974	315,0	—	55,0	1100	9,5	260,0	11,0	810	ж./газ	453	900	
«Вельтхайм» (ФРГ)	1975	354,0	—	55,0	1100	9,5	300,0	18,5	810/810	газ/газ	388	900	
«Дуйсбург» (ФРГ)	1975	175,0	—	35,0	1073	—	140,0	18,5	805/805	газ/ж.	430	360	
«Франкен» (ФРГ)	1975	425,0	—	55,0	1100	9,5	370,0	20,0	810/810	газ/ж	423	1012	
«Роберт Франк» (ФРГ)	1975	510,0	—	55,7	1100	—	455,0	25,5	810/810	газ/газ	413	1200	
КМВ (ФРГ)	1976	334,0	44,1	64,0	1160	10,0	270,0	28,0	820/820	газ/ж	430	720	
«Лаусвард» (ФРГ)	1976	420,0	40,5	58,0×2	1160	—	300,0	19,0	810/810	ж./газ	383	850	
«Майнц» (ФРГ)	1977	340,0	—	66,0	1160	10,0	270,0	25,0	815/815	газ/ж.	—	—	

и Вилкок», работает на природном газе, что заметно снижает затраты на собственные нужды.

В 60-е гг. в США строится ряд других сбросных установок несколько меньшей мощности. Это ПГУ «Апач» в Аризоне (табл. I.1) общей мощностью 93 МВт, ПГУ на электростанции «Сан Анджело» в Техасе мощностью 110 МВт и др. Для получения высокого к. п. д. давление пара было выше 10,0 МПа и, как правило, во всех установках этого периода использовался промежуточный перегрев пара. Ряд установок снабжается наддувным вентилятором у компрессора (например, на электростанции «Сан Анджело»), что позволяет форсировать мощность ПГУ, обеспечить ее запуск, а при остановке газового контура — автономную работу парового контура. Обычно каждый контур ПГУ снабжен своим электрическим генератором, что вызвано необходимостью автономной работы паровых и газовых турбин.

В качестве газового контура американских ПГУ этого периода использовались ГТУ простой тепловой схемы, выпущенные фирмой «Дженерал электрик» или «Вестингауз». Температура газа была невысокой и не превышала 1050—1060 К, а их мощности достигали лишь 20—25 МВт.

Среди европейских ПГУ этого периода следует назвать установку «Хохе Ванд». При общей относительно небольшой мощности 90 МВт давление пара достигает 18,0 МПа, а начальный и промежуточный перегрев составляет 813 К. Эта установка характеризуется высоким к. п. д., равным 42 %.

Опыт эксплуатации ПГУ этого периода подтвердил, в основном, ожидаемый эффект от их внедрения. Более высокая экономичность ПГУ обеспечила около 3—5 % экономии топлива по сравнению с ПТУ на те же параметры пара. На 10—15 % оказались ниже капитальные вложения. Так, стоимость ПГУ на электростанции «Апач» составила немногим более 100 дол./кВт, тогда как стоимость ПТУ была в тот период около 120—140 дол./кВт [74].

Несмотря на полученные результаты, в энергетике США интерес к ПГУ сбросного типа в дальнейшем уменьшился. Это объясняется прежде всего повышением показателей паротурбинных блоков и увеличением их единичной мощности. Большую роль также сыграло повышение температуры газа (до 1270 К и выше) в газотурбинных установках, выпускаемых американскими фирмами, что предопределило целесообразность перехода к ПГУ другого типа.

В Европе развитие ПГУ сбросного типа приходится на 70-е гг., когда в ФРГ создается ряд энергетических установок относительно большой мощности (табл. I.1). Интерес к ПГУ в странах Западной Европы в этот период объясняется значительным повышением стоимости топлива, что заставило турбостроительные фирмы разрабатывать установки, обладающие максимальной экономичностью. Не последнюю роль при этом играли и выпускаемые в Европе ГТУ (фирмы «Броун Бовери» (Швейцария), КВУ (ФРГ) и др.),

начальная температура газа в которых была значительно ниже американских установок. Важным обстоятельством для использования ПГУ является и то, что для уменьшения загрязнения окружающей среды на электростанциях Европы относительно широко используют природный газ и жидкое топливо.

Для европейских установок характерны значительные единичные мощности, значения которых колеблются от 175 МВт («Дуйсбург») до 510 МВт («Роберт Франк») [88]. Характерно также применение высокого давления пара, уровень которого в некоторых ПГУ достигает 25,0 МПа («Эмден»). Перегрев пара, в том числе и промежуточный, также значительный и составляет 810—815 К (см. табл. I.1).

Наибольшие параметры пара имеет ПГУ, сооруженная в энергокомпании КМВ (ФРГ). Давление пара в этой установке достигает 28,0 МПа, а температура перегрева пара — 818 К. Общая мощность этой ПГУ 334 МВт при мощности паровой турбины 270 МВт (мощность газового контура менее 15 %). Принятые параметры пара обеспечивают высокий к. п. д. ПГУ, равный 44,1 %, что позволяет экономить около 7 % топлива по сравнению с ПТУ тех же параметров пара.

Для снижения температуры отходящих газов в европейских парогазовых установках используются обычно две ступени газового водоподогревателя. В систему регенеративного подогрева питательной воды они могут включаться параллельно, последовательно или комбинированно. В сбросных ПГУ, особенно базового назначения, применяется обычно довольно развитая система регенерации. Однако для всех рассмотренных схем включения газовых подогревателей температура уходящих газов $T_{\text{вх}}$ оказывается довольно низкой. Эта особенность сбросных схем определяется тем, что к ним предъявляется требование обеспечения максимального к. п. д., а расчеты показывают, что понижение $T_{\text{вх}}$ на 20 К приводит к росту к. п. д. установки почти на 1 %. Последовательное включение подогревателей конструктивно наиболее просто, однако наибольшую экономичность обеспечивает параллельное включение, так как позволяет иметь минимальные разности температур между газами и водой как на входе, так и на выходе, поэтому у большинства выполненных ПГУ газовые подогреватели включены параллельно регенеративным подогревателям.

ПГУ сбросного типа характеризуется высокой экономичностью и на частичных нагрузках. Для этого их управление организовано так, что уменьшение мощности осуществляется за счет парового контура при неизменном режиме работы газового контура.

На рис. I.14 в качестве примера приведено изменение удельного расхода топлива на режимах частичных нагрузок ПГУ на электростанции «Апач» [74]. До нагрузки 50 % от номинальной уменьшение мощности обеспечивается за счет парового контура, поэтому к. п. д. изменяется мало и при $N_{\text{ПГУ}} = 0,5N_{\text{ПГУ}0}$ \bar{q} повышается лишь на 3 %. Дальнейшее понижение мощности ПГУ связано

уже с воздействием на газовый контур, и расход топлива на этих режимах резко возрастает. При $N_{ПГУ} = 0,38 N_{ПГУ \text{ в контуре}}$ контур полностью разгружен, поэтому более глубокая разгрузка связана с отключением ГТУ и переходом на работу по паротурбинной схеме, а изменение к. п. д. установки определяется автономной работой парового контура.

Для максимального повышения экономичности ПГУ на частичных нагрузках при уменьшении мощности до 50 % широко используется организация работы по скользящему давлению пара. При меньших нагрузках давление перед турбиной поддерживается постоянным. Для улучшения маневренных характеристик блоков температура перегрева пара, как правило, в широком диапазоне нагрузок не меняется, что позволяет обеспечить высокую скорость набора нагрузки.

Широкое применение сбросных ПГУ в ФРГ определяется не только более высокой их термической эффективностью по сравнению с ПТУ, но и несколько более низкой удельной стоимостью. Так, опыт создания ПГУ энергосистемы КМВ показал, что ее внедрение, так же как и для американских ПГУ, обеспечило некоторую экономию капитальных вложений, которая по сравнению с паротурбинным блоком составила около 10 % [84].

Для понижения удельных капитальных затрат в создании ПГУ сбросного типа целесообразно повышать долю мощности газового контура даже выше оптимального значения для получения максимального к. п. д. установки. В этом случае имеет смысл использовать две ГТУ в газовом контуре, что заметно повысит и эксплуатационную надежность. По такой тепловой схеме выполнена ПГУ, работающая на ТЭС «Лаусвард» (ФРГ). Расчеты такой установки показали, что при мощности газового контура 114 МВт, состоящего из двух ГТУ, общая мощность ПГУ превышает 400 МВт, а ее экономичность — 40,5 % [72]. Возможность поочередного отключения ГТУ, входящих в состав газового контура, расширяет диапазон частичных нагрузок и повышает их экономичность.

Одно из достоинств ПГУ со сбросом, связанное с возможностью сжигания твердого топлива в парогенераторе, реализовано далеко не во всех построенных ПГУ. Среди европейских ПГУ только три установки (15 % от всех действующих ПГУ) могут работать на твердом топливе. Наиболее интересной среди этих установок является ПГУ, работающая на электростанции «Хохе Ванд» (см. табл. I.1). Для снижения расхода высококачественного топлива, подаваемого в камеру сгорания, в схеме установки кроме

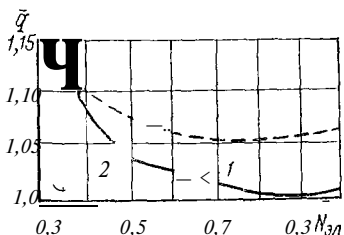


Рис 1 14 Изменение экономичности ПГУ станции «Апач» на режимах частичной нагрузки. 1 — воздействие на паровой контур, 2 — воздействие на газовый контур, 3 — индивидуальная работа ПТУ

паровой регенерации применена и газовая регенерация, позволяющая более чем на 100 К повысить температуру воздуха перед камерой сгорания. Важным достоинством газовой регенерации является повышение содержания кислорода O_2 в отходящих от газовой турбины газах, что облегчает проблему сжигания твердого топлива.

Длительный опыт эксплуатации ПГУ «Хохе Ванд», а также других установок показал, что возможно создание ПГУ большой мощности с парогенератором на твердом топливе, а проблема сжигания твердого топлива в газах после турбины с повышенным содержанием CO_2 и других инертных газов вполне решаема.

В ряде установок резервный котельным вентилятор устанавливается на входе в компрессор (ПГУ на электростанции «Сан-Анджело» и др.). Такое расположение вентилятора позволяет применить наддув ГТУ и за этот счет повысить мощность установки или обеспечить постоянство мощности при повышении температуры наружного воздуха. Форсировка мощности может быть значительной и достигать 10% от мощности газового контура. Вентилятор используется также и для запуска ГТУ, причем, как показал опыт эксплуатации таких установок, процесс запуска протекает надежно при существенном понижении температуры газа.

Компоновка оборудования парогазовой установки может быть весьма разнообразной с размещением ГТУ как в котельной, так и в машинном зале вместе с паровой турбиной. Основное требование при этом — максимальное приближение выхлопного патрубка к распределительному газоходу парогенератора, что сокращает длину горячего газопровода. На рис. 1.15 приведена компоновка ПГУ «Сан Анджело», при которой газовая турбина располагается в непосредственной близости от фронта парогенератора, а длина горячего газохода составляет 11 м.

ПГУ сбросного типа имеют высокие маневренные характеристики. Запуск ПГУ обычно начинается с раскрутки ГТУ. На первом этапе отработавшие газы могут сбрасываться помимо котла. Затем проводят мероприятия по запуску паровой турбины. Общее время запуска и выход на намеченную мощность лимитируется прогревом и нагружением парового контура и зависит от параметров пара. Расчетное время пуска котла ПГУ КМВ из холодного состояния при сверхкритических параметрах пара составляет 240 мин [88].

Газомазутные котлы работающих ПГУ обычно выполняются газоплотными без дымососа. Как показал опыт длительной эксплуатации ПГУ, сжигание газа или мазута в обедненной среде, содержащей 16,0—16,5% кислорода, не вызывает существенных трудностей. Влияние повышенного содержания инертных газов, характерных для рабочего тела ГТУ, в значительной мере компенсируется высокой температурой среды, поступающей в топку парогенератора.

Газ после турбины разделяется на два потока. Один направляется в топку котла для окисления топлива, другой — в экономайзерную часть парогенератора. Расход газа, поступающего в топку, регулируется специальными клапанами, с помощью которых поддерживается коэффициент избытка воздуха α в зоне горения на номинальном режиме на уровне 1,5. С уменьшением нагрузки α возрастает до 2.

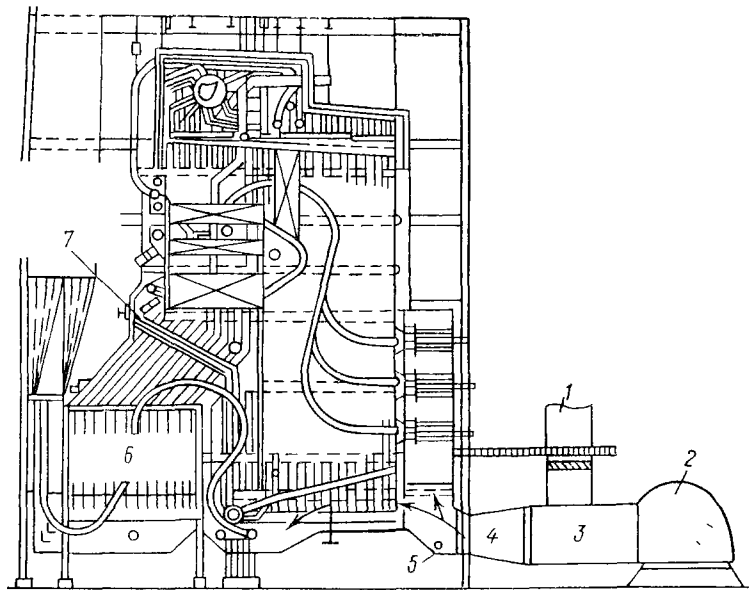


Рис 1 15 Компоновка парогазовой установки на электростанции «Сан Анджело»

1 — вспомогательная дымовая труба, 2 — газовая турбина, 3 — отработавшие газы ГТУ, 4 — газоход, 5 — заслонка, 6 — экономайзер из оребренных труб, 7 — испарительный пучок из оребренных труб

Стены топочной камеры и конвективной шахты обычно представляют собой газоплотные панели, набранные из испарительных и перегревательных поверхностей. Остальная часть парогенератора имеет плотную металлическую обшивку. Для уменьшения габаритных размеров парогенератора экономайзерные поверхности набираются оребренными трубами. На базе этих принципов фирма МАН изготовила парогенератор для ПГУ, которая эксплуатируется на электростанции КМВ (ФРГ). Параметры пара высоки (давление 280 МПа и температура перегрева пара 818/818 К). Парогенератор закреплен в верхней части силового каркаса и может свободно расширяться вниз. Комбинированные горелки этого парогенератора для сжигания природного газа и мазута расположены в три яруса на четырех стенках топочной камеры [84].

Эксплуатируемые котлы ПГУ имеют компоновку двух типов: П-образную и башенную. Парогенератор ПГУ «Марбах III», имеющий башенную компоновку, при мощности ПГУ 315 МВт обеспечивает паропроизводительность до 900 т/ч при температуре питательной воды 434 К и параметрах пара 12,3 МПа и 813 К. В котле предусмотрен перепуск части выхлопных газов, которые охлаждаются в испарительных и экономайзерных пучках. Поверхности последних элементов выполнены из оребренных труб. Расположение горелок — угловое тангенциальное. Выхлоп газа — верхний.

Парогенератор ПГУ «Роберт Франк» имеет П-образную компоновку. Дымосос отсутствует, поэтому его топка выполнена газоплотной и работает при некотором избыточном давлении. Парогенератор обеспечивает паропроизводительность 1200 т/ч при температуре питательной воды 533 К и параметрах свежего пара 25,5 МПа и 808 К. Промежуточный перегрев осуществляется также до 808 К при давлении 4,7 МПа. Возможна автономная работа парового и газового контуров. При самостоятельной работе ГТУ сброс отработавших газов идет помимо котла в дымовую трубу. Газ подводится к каждой горелке через регулирующие клапаны, обеспечивающие расход газа, при котором $\alpha = 1,05$. Количество горелок — 14 при подовом расположении. Выход газа — нижний.

1.9. ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ С ВЫСОКОНАПОРНЫМ ПАРОГЕНЕРАТОРОМ

Комбинированные установки с ВПП (ПГУ с ВПП) имеют более высокие экономические показатели по сравнению с ПГУ сбросного типа. В них достижимы несколько более высокие к. п. д. и удельная мощность газового контура. Кроме того, ПГУ с ВПП обеспечивают существенное понижение удельных капитальных затрат, обусловленное сокращением размеров парогенератора. Поэтому такие установки находят широкое применение не только в энергетике, но и в других областях техники.

Отечественные ПГУ с ВПП. Отечественное турбостроение в области развития и внедрения комбинированных установок с ВПП занимает ведущее положение в мировой энергетике. В ЦКТИ совместно с заводами и организациями Минэнерго выполнена глубокая проектно-конструкторская проработка мощных ПГУ на базе отечественных образцов турбинного оборудования. Созданы и уже длительное время находятся в промышленной эксплуатации несколько установок с ВПП. Основные данные отечественных ПГУ с ВПП приведены в табл. 1.2.

В 1964 г. были введены в работу две установки с ВПП: на Надворнянской ТЭЦ и на Ленинградской ТЭЦ № 2. Первая из этих установок смонтирована на ТЭЦ Надворнянского нефтеперерабатывающего завода и вырабатывает не только электроэнергию, но и технологический пар давлением 0,4 МПа. Газовым

Основные данные	Наименование станций		
	Надворнянская ТЭЦ, блок 1	ТЭЦ № 2 и № 6 (г Ленинград)	Невинномысская ГРЭС
Период работы, гг.	1964—1968	1965—1971	с 1972 г до настоящего времени
Характеристики ПГУ мощность, МВт к п. д., %	7,5 —	35,5 —	210 42,15
Параметры газового контура			
тип ГТУ	ГТ-15	ГТ 700-4-1	ГТ-35 770
мощность, МВт	1,5	4,65	38,2
температура газа, К	1000	973	1043
степень повышения давления	4,0	5,0	6,6
Параметры парового контура			
тип ПТУ	—	P-12-90, АК 30	K-160 130
мощность, МВт	6,0	31,85	168,7
давление пара, МПа	4,0	9,0	13,0
температура пара, К	713	808	838/838
Параметры ВПГ			
тип ВПГ	ВПГ 50	ВПГ-120	ВПГ-450
производительность, т/ч	50	120	450

контуром этой установки является ГТ-15 завода «Экономайзер». ГТУ выполнена по схеме со свободной силовой турбиной и при начальной температуре газа 973 К имеет мощность около 1500 кВт. Паровой контур ПГУ образован одноцилиндровой паровой турбиной с противодавлением, которая при давлении пара 4,0 МПа и температуре 713 К развивает мощность около 6000 кВт. Технологический пар отводится при давлении 0,4 МПа.

За четыре года эксплуатации ПГУ блок № 1 Надворнянской ТЭЦ отработал почти 11 000 ч и показал надежную работу установки во всем диапазоне нагрузок. Были продемонстрированы хорошие динамические качества ПГУ с ВПГ. Так, процесс запуска установки из холодного состояния до выхода на номинальную мощность составлял всего 40—45 мин. Выполненные в широком объеме экспериментальные исследования ПГУ позволили получить характеристики, необходимые для проектирования ПГУ с ВПГ, у которой газовый контур образован ГТУ со свободной силовой турбиной. Для балансирования мощности на турбокомпрессорном валу в различных условиях эксплуатации требуется либо подкручивающая паровая турбина, как это сделано на ПГУ № 1 Надворнянской ТЭЦ, либо регулируемый сопловой аппарат силовой турбины. Общие результаты работы этой установки положительно оценивают характеристики ПГУ с ВПГ [27].

а затем в агрегат АК-30. Система паровой регенерации включает две ступени ПНД и одну ступень ПВД. Пар на ПВД подается от турбины Р-12-90, а на ПНД — от АК-30. ПВД включен между двумя ступенями газовых водоподогревателей. Важная особенность тепловой схемы — дополнительная камера сгорания, установленная параллельно парогенератору. Эта камера используется при пусках и при частичных нагрузках ПГУ.

По аналогичной схеме выполнены еще три ПГУ с ВПГ, установленные на Ленинградской ТЭЦ № 6. Длительный опыт эксплуатации этих ПГУ (суммарное время работы каждой из них превышает 25 000 ч) и полученные при этом показатели свидетельствуют о надежности основного оборудования и правильности основных конструктивных решений при создании ПГУ с ВПГ.

Опыт разработки и эксплуатации ПГУ на Надворнянской и Ленинградской ТЭЦ позволил ЦКТИ совместно с другими организациями приступить к созданию мощной парогазовой установки с ВПГ. Такая установка, предложенная ЦКТИ, имеет мощность свыше 200 МВт. Она включает ГТУ типа ГТ-35-770 ХТГЗ, паровую турбину К-160-130 ХТГЗ на параметры пара: давление 13 МПа, паровой перегрев 838/838 К и высоконапорный парогенератор ВПГ-450-140-570/570 паропроизводительностью 450 т/ч [27].

Тепловая схема установки (рис. 1.16, б) включает развитую паровую регенерацию, а также подогрев питательной воды за счет отходящей теплоты газовой турбины. В схеме предусмотрены три ступени газовых водоподогревателей, причем II и III ступени включены параллельно ПВД и ПНД соответственно. Для повышения экономичности установки на частичных режимах в схеме предусмотрена дополнительная камера сгорания, включенная параллельно парогенератору. При уменьшении паропроизводительности ВПГ эта камера позволяет поддерживать номинальную температуру газа перед турбиной (1043 К) [27].

Установка, смонтированная на Невинномысской ГРЭС, пущена в опытно-промышленную эксплуатацию в октябре 1972 г. Общая наработка числа часов работы этой ПГУ к 1980 г. составила около 30 000 ч. За счет резкого сокращения габаритных размеров парогенератора удалось существенно снизить при создании ПГУ уровень капиталовложений, а их фактическая экономия для первого блока ПГУ по сравнению с ПТУ той же мощности (К-200-130) достигла 12 % [36].

При освоении парогазового блока был вскрыт ряд дефектов в оборудовании, которые не позволили ПГУ выйти на расчетные показатели как по мощности, так и по экономичности. В частности, были вскрыты существенные перетечки воздуха в продукты сгорания из-за неплотностей. Реконструкция ВПГ позволила в значительной мере устранить этот дефект.

ПГУ-200-130 работала как на газообразном, так и на жидком газотурбинном топливе. При этом максимальная мощность установки на жидком топливе составила 178 МВт при мощности га-

зового контура 26 МВт. Удельный расход условного топлива 322 г у. т./кВт·ч, что соответствует к. п. д. 38,2 % [36] (вместо 42 % по расчету).

Все оборудование ПГУ-200-130 на Невинномысской ГРЭС, включая и ВПГ-450, смонтировано в одном машинном зале без выделения специального котельного помещения. Опыт эксплуатации установки ПГУ-200-130, а также других ПГУ с ВПГ открывает возможность приступить к проектированию и изготовлению более мощных ПГУ. В настоящее время уже выполнены проектные проработки ПГУ с ВПГ мощностью 250 МВт и большей мощности [69].

Зарубежные ПГУ с ВПГ. Развитие парогазовых установок с ВПГ за рубежом и у нас в стране шло в различных направлениях. Зарубежные установки предназначались, в основном, для транспортного и специального использования. Их мощности, как правило, невелики, а параметры пара имеют низкий уровень [69]. Самая мощная зарубежная ПГУ с ВПГ, установленная на ТЭС «Келлерман» в г. Люнене (ФРГ), предназначена для работы в схеме с внутрицикловой газификацией и очисткой топлива. Установка имеет мощность 170 МВт. В качестве газового контура использована ГТУ простой тепловой схемы типа VF93 фирмы КВУ (рис. I.17, а) мощностью 74 МВт при температуре газа $T_3 = 1100$ К и степени повышения давления $\pi_K = 9$. В качестве парового контура применена паровая турбина мощностью 96 МВт с параметрами пара: давление 13 МПа, температура 793 К (без промперегрева). Расход пара на турбину около 170 т/ч [85].

В соответствии с тепловой схемой часть воздуха после компрессора отбирается в систему газификации твердого топлива, которая выполнена по схеме Лурги. Поскольку газификация угля происходит при давлении 1,5—2,5 МПа в схеме предусмотрен дожимный компрессор, приводом которого служит расширительная турбина, работающая на очищенном газифицированном топливе. Кроме регенеративных отборов имеется отбор при давлении 2,0 МПа на газификатор.

Пущенная в середине 1971 г. установка к 1975 г. наработала более 3 тыс. ч. За этот период высоконапорный парогенератор работал без крупных неполадок. Были проведены некоторые изменения в конструкции горелок, позволившие обеспечить комбинированное сжигание газа и жидкого резервного топлива.

Опыт эксплуатации ПГУ на ТЭС «Келлерман» позволил спроектировать более мощный высоконапорный парогенератор, предназначенный для ПГУ мощностью 800 МВт. Этот ВПГ, рассчитанный на паропроизводительность более 1900 т/ч, предназначается для генерации сверхвысокого давления пара ($p_n = 25$ МПа) с промежуточным перегревом пара до 818 К. Тепловая схема предусматривает развитый регенеративный подогрев питательной воды, а также газовый подогрев за счет теплоты отходящих газов

(рис. 1.17, б). Газовый контур ПГУ включает две ГТУ фирмы КВУ мощностью по 91 МВт. ВПГ каждой ГТУ состоит из двух частей, а в каждой части имеется три корпуса: два топочных и один конвективный [85].

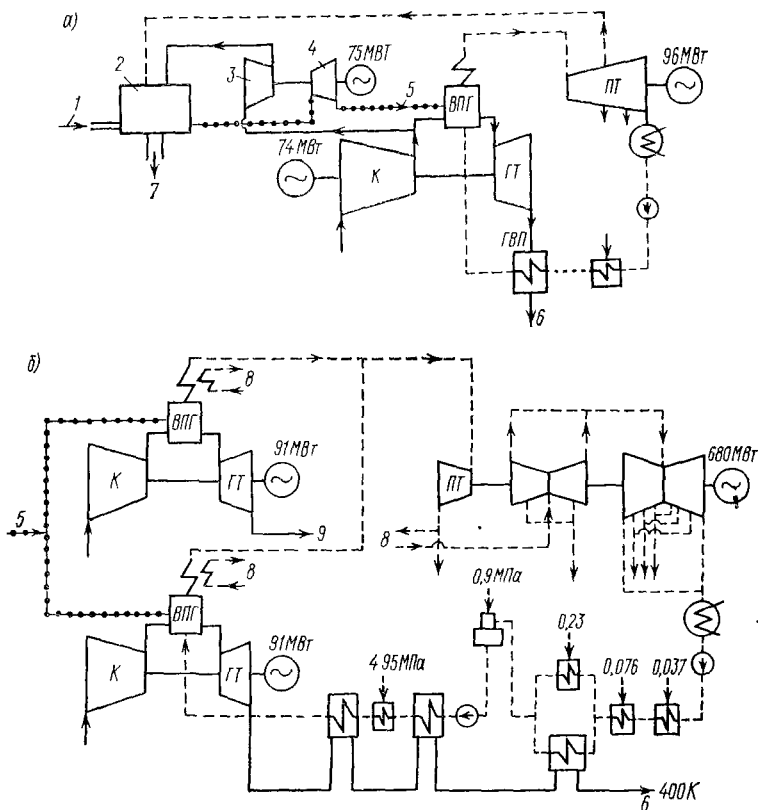


Рис 1 17 Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВПГ мощностью 170 МВт на ТЭС «Келлерман» (а) и перспективной установки мощностью 800 МВт (б):

1 — загрузка угля, 2 — система газификации и очистки топлива; 3 — дожимной компрессор газификации; 4 — расширительная турбина топливного газа, 5 — топливный газ из системы газификации и очистки, 6 — дымовая труба, 7 — выход зола, 8 — промежуточный перегрев пара; 9 — отработавший газ после турбины ко второй нитке газовых подогревателей

Расположение основного оборудования и компоновка ПГУ мощностью 800 МВт характеризует продольный разрез ТЭС, приведенный на рис. 1.18. Станция имеет два машинных зала, в которых размещены паровая турбина и две ГТУ вместе с секциями парогенератора. Обе ГТУ расположены поперек машинного зала, а осевой выход газа из турбины позволяет сократить длину газового тракта. Два газовых водоподогревателя смонтированы под воздухозабором. Газогенераторы вынесены в отдель-

ное помещение, которое примыкает к угольному складу. Выполненные технические проработки ПГУ мощностью 800 МВт показали, что ее внедрение обеспечит экономию около 9 % топлива и 17 % капитальных вложений по сравнению с ПТУ на те же параметры пара, снабженной сероочисткой [85].

Разработаны проекты мощных парогазовых установок с ВПГ и в других зарубежных странах (США, Японии и др.). Так, в США выполнен проект ПГУ мощностью 480 МВт с высоконапорным парогенератором фирмы «Фостер—Уиллер». Имеются проекты и более мощных ПГУ.

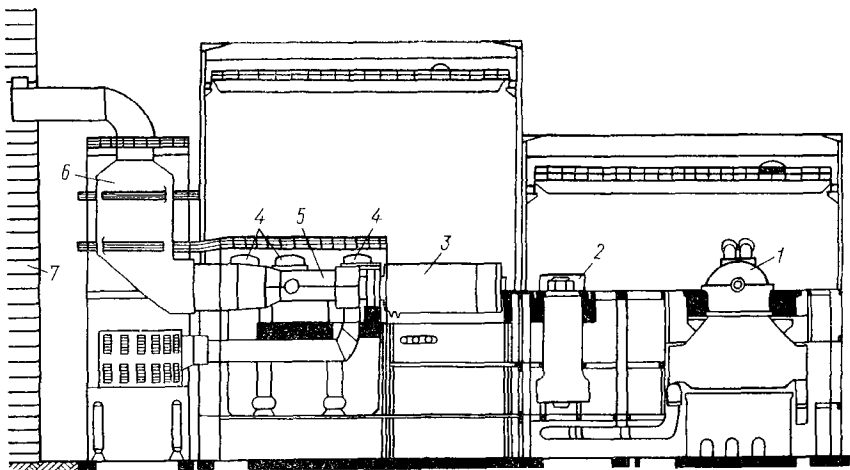


Рис. 1.18 Продольный разрез ТЭС и ПГУ мощностью 800 МВт:

1 — паровая турбина, 2 — питательный насос, 3 — электрогенератор ГТУ; 4 — секции высоконапорного парогенератора, 5 — ГТУ мощностью 91 МВт; 6 — газовый водогреватель; 7 — дымовая труба

Конструкции оборудования ПГУ с ВПГ. Одним из основных элементов рассматриваемых установок является высоконапорный парогенератор, конструкция которого принципиально отличается от конструкции современных паровых котлов мощных ПТУ. Это различие не только количественное, связанное с существенным сокращением площади поверхностей нагрева, но и качественное, обусловленное резким повышением теплонапряженности топочного объема и интенсификации сжигания топлива. Поэтому высоконапорные парогенераторы и их элементы имеют принципиальные конструктивные отличия от низконапорных парогенераторов. К особенностям конструкции ВПГ относятся:

- а) своеобразная форма топки (цилиндрическая, многогранная или сферическая) с торцевым фронтом горелочных устройств;
- б) полное отсутствие изоляционных материалов и переход на интенсивное охлаждение внутреннего корпуса парогенератора цикловым воздухом, который используется для сгорания топлива;

в) отсутствие каркаса, вместо которого силовые воздействия воспринимает кожух;

г) расположение теплообменных поверхностей парогенератора в самостоятельных цилиндрических блоках, что позволяет осуществлять блочную поставку парогенератора в виде отдельных модулей даже при высокой паропроизводительности;

д) высокая плотность греющего газа, что позволяет применить малые шаги в трубных системах конвективных поверхностей нагрева.

Еще одна особенность высоконапорного парогенератора — использование жидкого или газообразного топлива.

В соответствии с отмеченными особенностями выполняются все современные ВПГ. Они различаются по характеру движения воды в испарительном контуре, которое может быть естественной циркуляции, многократной принудительной циркуляции, а также прямоточного типа. Все эти типы ВПГ в перспективных конструктивных разработках или в виде реализованных действующих конструкций находят применение.

Выполненные зарубежные конструкции ВПГ рассчитаны на относительно небольшую паропроизводительность при пониженных параметрах пара и предназначаются, как правило, для транспортного использования. Часть ВПГ эксплуатируется также на ТЭЦ, где установлено более 100 таких парогенераторов [69].

Один из наиболее мощных современных ВПГ за рубежом работает в составе ПГУ, установленной на ТЭЦ «Келлерман». Он выполнен прямоточным и обеспечивает паропроизводительность 340 т/ч при давлении пара 13,5 МПа и температуре 800 К. Парогенератор предназначен для работы на низкокалорийном газе, полученном в результате газификации твердого топлива. Первый пуск ВПГ был в 1971 г. и в течение двух лет он работал на жидком топливе, а в 1973 г. был переведен на сжигание газифицированного топлива [85].

Крупные достижения в области создания высоконапорных парогенераторов для ПГУ имеет отечественное энергомашиностроение. Работы по ВПГ были начаты в ЦКТИ еще в 30-е гг., а в 1940 г. был построен прямоточный парогенератор паропроизводительностью 6 т/ч на параметры пара 6,5 МПа и 673 К. ВПГ имел оригинальную конструкцию, которая принципиально отличалась от конструкций зарубежных парогенераторов [27].

После 1945 г. в ЦКТИ были развернуты работы по созданию ВПГ большой паропроизводительности, в том числе для комбинированных установок. Первый парогенератор для ПГУ был разработан в ЦКТИ и изготовлен бывш. Белгородским котлостроительным заводом в начале 60-х гг. Парогенератор производительностью 50 т/ч генерировал пар давлением 4,0 МПа и температурой 713 К и длительное время эксплуатировался в составе ПГУ Надворнянской ТЭЦ [27].

Топливные газомазутные горелки в количестве пяти штук расположены в верхней части ВПГ, а отвод газа к турбине осуществляется в нижней его части.

Рядом с корпусом парогенератора располагается вертикальный барабан-сепаратор. В верхней его части размещено сепарирующее устройство, а в нижней части — забор котловой воды.

Сушественно большей паропроизводительностью обладает парогенератор, предназначенный для парогазовых установок ТЭЦ № 2, 6 (г. Ленинград). ВПГ имеет паропроизводительность 120 т/ч при параметрах пара 10,0 МПа и 813 К и выпущен по чертежам ЦКТИ и ЛФ «Оргэнергостроя» [25]. В парогенераторе использована принудительная циркуляция воды, а при расположении поверхностей нагрева использована вертикальная компоновка.

Цилиндрическая топочная камера, расположенная в нижней части парогенератора, экранирована испарительными трубами. Газовые горелки размещены на нижнем днище ВПГ. Газоход с конвективным испарительным пучком и пароперегревателем выполнен квадратной формы, поэтому в ВПГ предусмотрен конический участок, на котором осуществляется переход от цилиндрической топки к квадратному газоходу. Все теплообменные поверхности ВПГ, которые включают испарительные и перегревательные части, а также топочная камера расположены в цилиндрическом корпусе. Этот корпус имеет диаметр 3,0 м и высоту 9,5 м. Отводной газовый патрубок расположен на верхней крышке ВПГ.

Опыт разработки и эксплуатации ВПГ-50 и особенно ВПГ-120 был использован при создании парогенератора для парогазовой установки Невинномысской ГРЭС мощностью 200 МВт. Паропроизводительность ВПГ 450 т/ч, давление 14,0 МПа, температура пара 843 К. В схеме ПГУ предусмотрен промежуточный перегрев пара. По этим данным в ЦКТИ прорабатывалось несколько вариантов парогенераторов и был принят вариант ВПГ с принудительной циркуляцией, который был реализован в металле и вступил в работу в составе ПГУ как парогенератор ВПГ-450 в 1972 г.

ВПГ-450 выполнен П-образной компоновки в составе двух самостоятельных корпусов с половинной производительностью в каждом корпусе. Корпус ВПГ имеет два цилиндрических блока, соединенных между собой перепускным газоходом (рис. 1.19, а) [25]. В одном блоке расположена цилиндрическая топочная камера, экранированная испарительными поверхностями. В верхней части блока размещены конвективные поверхности нагрева. Другой блок представляет собою конвективную шахту, в которой расположены первичный и вторичный пароперегреватели. Перепускной газоход между блоками экранирован поверхностями нагрева I ступени первичного пароперегревателя.

В качестве одного из вариантов парогенератора для ПГУ 200 МВт в ЦКТИ был разработан проект ВПГ-450 прямоточного типа. Это двухкорпусной ВПГ с симметричным расположением поверхностей нагрева в корпусах (рис. 1.19, б). Диаметр корпуса

парогенератора 3,84 м, а его высота — около 20 м. Каждый корпус имеет топку и конвективную шахту. Эти элементы парогенератора экранированы трубами. Экранные поверхности в топке выполнены в форме восьмигранника, горелочные устройства в ко-

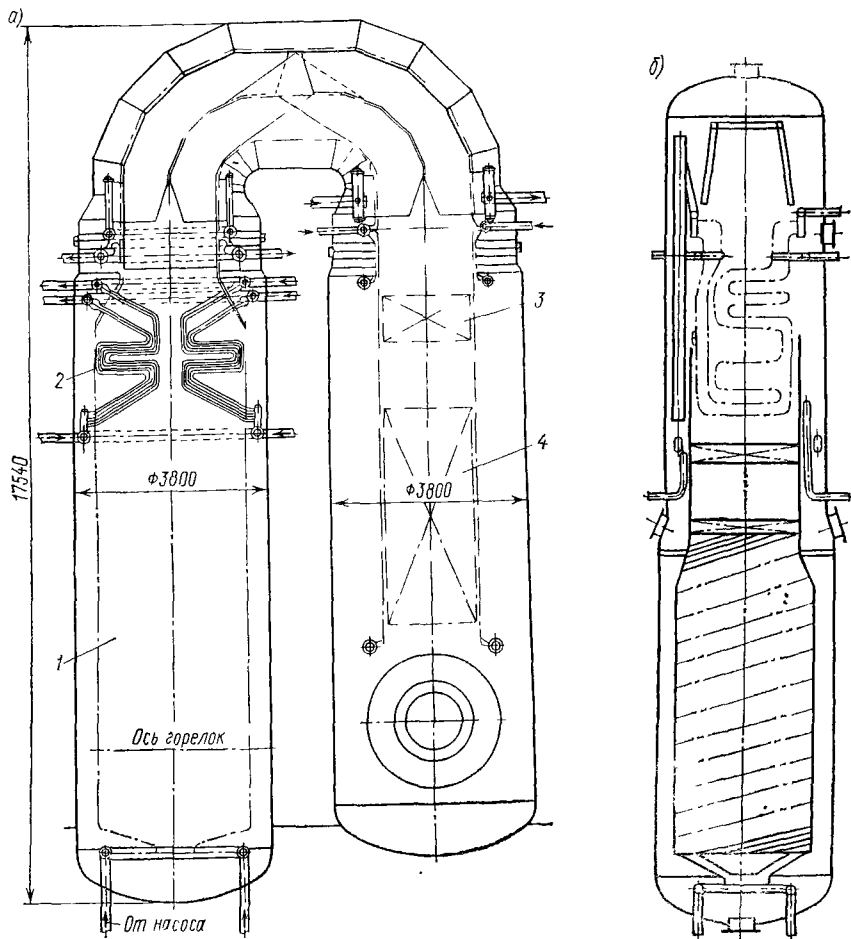


Рис. 1.19. Корпус парогенератора ВПГ-450 с принудительной циркуляцией (а) и прямоточного типа (б) для парогазового блока мощностью 200 МВт: 1 — топочная камера; 2 — ширмовая поверхность нагрева; 3 — I ступень промежуточного пароперегревателя; 4 — II ступень пароперегревателя

личестве восьми штук расположены в два яруса. Конвективная шахта имеет форму параллелепипеда, а компоновка конвективных трубных пакетов — коридорная. Общая компоновка поверхностей нагрева в конвективной шахте следующая: переходная зона, пароперегреватель I ступени, промежуточный пароперегреватель I ступени, пароперегреватель II ступени, промежуточный пароперегреватель II ступени [25].

Выполненные в ЦКТИ проработки показали, что прямооточный ВПГ необходим при сверхкритических параметрах пара. При большой паропроизводительности башенная компоновка парогенератора может оказаться неприемлемой из-за чрезмерной высоты его корпуса, усложняющей транспортировку ВПГ. Поэтому для облегчения блочной поставки парогенератора целесообразна блочная компоновка поверхности нагрева, которая позволяет также уменьшить высоту турбинного зала.

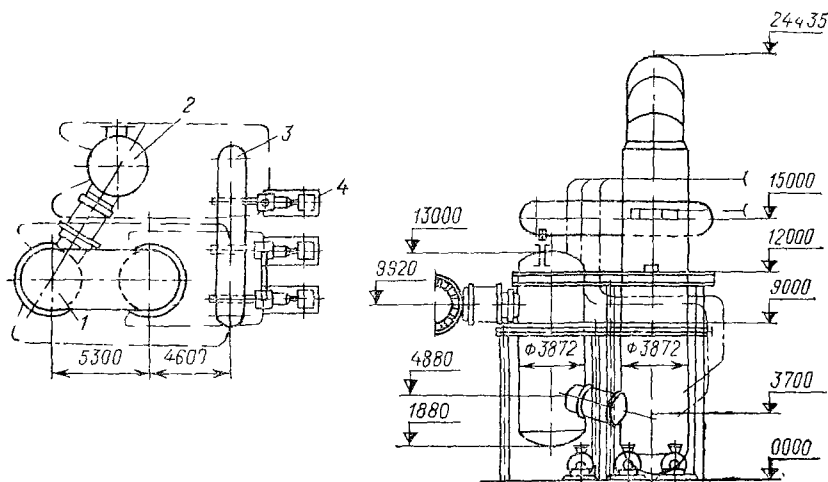


Рис. 1.20. Общая компоновка ВПГ-600.

1 — корпус парогенератора; 2 — дополнительная камера сгорания, 3 — барабан-сепаратор, 4 — электроциркуляционный насос

Используя опыт создания ВПГ-450 для ПГУ-200 Невинномысской ГРЭС в ЦКТИ разрабатываются парогенераторы большей паропроизводительности. Эксплуатацией ПГУ-200 установлено, что надежная работа ПГУ-450 обеспечена в значительной мере применением многократной принудительной циркуляции в испарительных поверхностях нагрева. Поэтому считают, что для докритических параметров пара целесообразно создавать ВПГ с принудительной циркуляцией.

В ЦКТИ совместно с ПО «Красный котельщик» разработана конструкция парогенератора на докритические параметры пара ($p_n = 14,0$ МПа, $T_n = 818/818$ К) паропроизводительностью 600 т/ч. ВПГ имеет П-образную компоновку, аналогичную ВПГ-450. По условиям компоновки парогазового блока (рис. 1.20) парогенератор выполнен двухкорпусным, причем каждый корпус включает три элемента: топочную камеру, конвективную шахту и соединительный газоход [69]. Поскольку назначением ВПГ в составе комбинированной установки является не только производство пара для паровой турбины, но и генерирование рабочего тела заданных параметров для газовой турбины, то в комплект

ВПГ-600 включена также дополнительная камера сгорания (ДКС). Необходимость этой камеры определяется тем, что по условиям надежной работы труб пароперегревателя температура газа на выходе из ВПГ не должна превышать 970—1020 К. Более высокие температуры газа на входе в турбину, что характерно для современных газовых турбин, могут быть обеспечены за счет дополнительной камеры, которая в этом случае включается последовательно с собственно парогенератором. Для получения температуры газа на входе в турбину 1120 К в дополнительной камере ВПГ-600 сжигается до 18 % топлива от расхода топлива на ВПГ [69].

Дополнительная камера оказывается исключительно полезной для организации частичных режимов ПГУ с ВПГ. С ее помощью

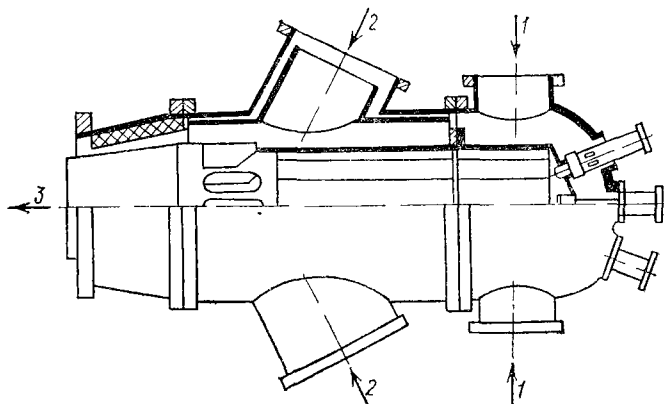


Рис. 1.21 Дополнительная камера сгорания ВПГ-450
 / — подача воздуха; 2 — газы после ВПГ, 3 -- выход газа к газовой турбине

можно обеспечить, так же как и в ПГУ с НПГ, уменьшение нагрузки в основном за счет парового контура, обеспечивая в широком диапазоне режимов закон регулирования, при котором $T_3 = \text{const}$. ДКС способствует и более быстрому пуску ПГУ, так как при зажигании ДКС вместе с ВПГ позволяет прогревать газовую турбину одновременно с паровой турбиной.

Конструкция ДКС для ВПГ-450 установки Невинномысской ГРЭС приведена на рис. 1.21. Поскольку газы после ВПГ содержат мало кислорода и непригодны для окисления топлива, в зону горения вводится воздух, который отбирается после компрессора. Воздушное охлаждение имеет только часть жаровой трубы, а другая ее часть омывается горячими газами. Опыт эксплуатации этой камеры показал, что для надежной ее работы требуется интенсивное охлаждение экранами из трубных поверхностей с циркуляцией воды.

Высоконапорный парогенератор обладает высокими технико-экономическими показателями по сравнению с современным кот-

Таблица 1.3

Параметр	Блоки установки	
	ТГМЕ-206	ВПГ-600
Расход топлива в парогенераторе $G_{\text{топ}}$, м ³ /ч	53 200	60 743
Давление пара $p_{\text{п}}$, МПа	14,0	14,0
Температура перегрева пара $T_{\text{п. п}}$, К	818/818	818/818
Паропроизводительность G , т/ч	670	600
Удельное теплонапряжение топочного объема q_v , кДж/(м ³ ·ч)	$930 \cdot 10^3$	$16,35 \cdot 10^6$
Удельное теплонапряжение площади поперечного сечения топки q_F , кДж/(м ² ·ч)	$14,55 \cdot 10^6$	$161,5 \cdot 10^6$
Удельное теплонапряжение площади поверхности топочного экрана $q_{\text{эк}}$, кДж/(м ² ·ч)	$673 \cdot 10^3$	$217,8 \cdot 10^4$
Площади поверхностей нагрева F , м ² :		
испарительные	3 885	757
пароперегреватели высокого давления	6 930	1 177
пароперегреватели низкого давления	6 550	830
водяной экономайзер	5 510	5 020
регенеративный воздухоподогреватель	44 212	—
газоводяные подогреватели	—	9 100
Масса металла парогенератора m , т	3 450	1 680
Мощность блока N , МВт	210	260
Удельные металлозложения:		
1 т металла/1 т пара	5,15	2,80
1 т металла/ МВт	16,42	6,47

лом аналогичных параметров. В качестве примера в табл. 1.3 приведены основные характеристики ВПГ-600 и газомазутного котла ТГМЕ-206 [69]. Из таблицы видно, что применение ВПГ позволяет более чем в два раза сократить металлоемкость парогенератора и за этот счет улучшить его маневренные свойства.

На базе ВПГ-600, который может генерировать пар для паровой турбины К-200, разработана модульная схема парогенератора, которая позволяет компоновать ВПГ для комбинированных установок мощностью до 1200 МВт [69].

Глава II

ГАЗОПАРОВЫЕ УСТАНОВКИ С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ

II.1. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ГАЗОПАРОВЫХ УСТАНОВОК С КУ

Генерация пара в установках с КУ обеспечивается за счет отходящей теплоты газовой турбины в котлах-утилизаторах. Такие комбинированные установки отличаются относительно низкими расходами пара d , так как количество теплоты для генерации пара оказывается ограниченным.

Идеальный цикл установки с КУ представлен на рис. II.1, а. Здесь физическая теплота отходящих газов, эквивалентная площадке $5-4_t-3'-5'-5$, используется не только для генерации пара, но и на его перегрев. Поэтому имеет место равенство тепловых потоков, эквивалентных площадкам $a-b-c-d-d'-a'$ и

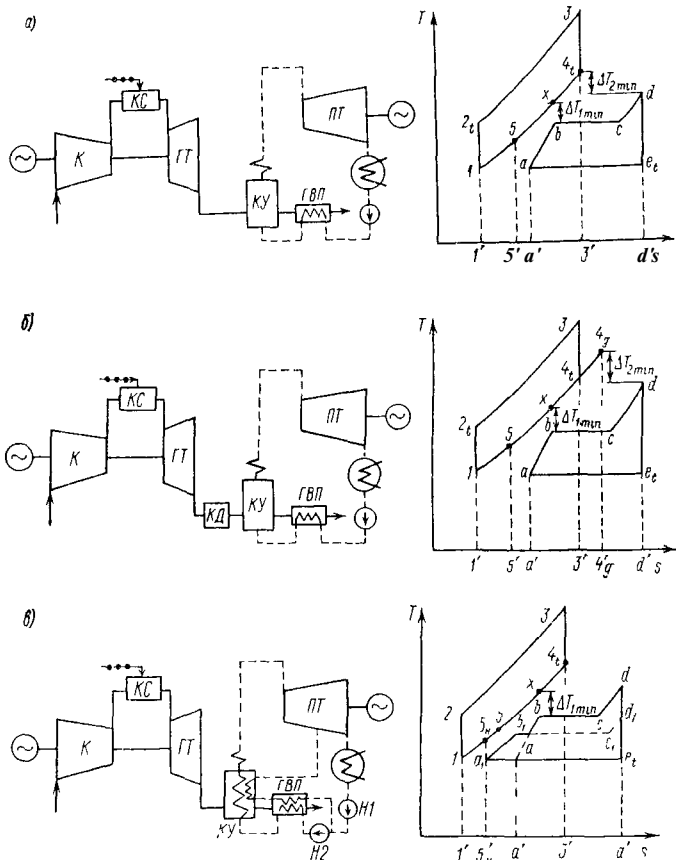


Рис. II.1. Принципиальная схема и цикл в Ts -диаграмме газопаровой установки: а — простейшие схемы; б — с камерой дожигания; в — для двух уровней давления пара

$5-4_t-3'-5'$. Это равенство определяет относительный расход пара d , так как

$$d = c_{pг} (T_{4t} - T_5) / (i_d - i_a).$$

Количество теплоты со стороны газа ограничено температурой газа за турбиной, поэтому масса генерируемого пара невелика и обычно $d < c_{pг} / c_{вод}$. Тепловой цикл комбинированной установки без подвода теплоты топлива к пароводяному рабочему телу будем называть *бинарным газопаровым циклом*.

В ряде случаев целесообразно ввести некоторое относительно небольшое сжигание топлива в котле, необходимое для повышения температуры газа, отходящего от газовой турбины. Малое количество теплоты топлива, подведенное к пару, не изменяет свойств такой установки, в том числе бинарности, а ее цикл будем называть *бинарным газопаровым циклом с дожиганием топлива*. Введение дожигания увеличит относительный расход пара d , который будет

$$d = c_{pT} (T_6 - T_5) / (i_d - i_a).$$

Дожигание дополнительного топлива может осуществляться как в топке котла, так и в специальном устройстве, расположенном между газовой турбиной и КУ, которое называют *камерой дожигания* (рис II 1, б). Иногда дожигание топлива производится непосредственно в газоходе между газовой турбиной и КУ, для чего предусматривают специальный блок форсунок, который называют *блок дожигающих устройств* (БДУ). Повышение температуры газа на входе в КУ позволяет повысить температуру перегрева пара и его давление, что положительно сказывается на термической эффективности ГПУ.

Для понижения температуры уходящих газов может оказаться полезным применить в паровом контуре ГПУ несколько уровней давлений пара. На рис II 1, в представлена тепловая схема с двумя уровнями давления. Здесь в дополнение к основному паровому контуру вводится контур низкого давления, для чего в схеме предусмотрены два насоса питательной воды $H1$ и $H2$. Пар низкого давления вводится в проточную часть турбины с соответствующим давлением, а отбор питательной воды осуществляется после насоса $H1$.

Физический смысл такой схемы состоит в том, что при верхнем уровне давления паровой цикл определяется площадью $a-b-c-d-e_f$ и поскольку расход пара d мал, его увеличение лимитируется ΔT_{min} . Для уменьшения температуры уходящих газов T_5 необходимо повысить расход пара, что может быть достигнуто за счет понижения начальных параметров пара. Однако при этом упадет эффективность установки и ее к. п. д. Понижение температуры уходящих газов T_5 достигается при сохранении начальных параметров, если ввести контур пониженного давления, который в низкотемпературной части КУ позволяет увеличить расход пара.

Давление пара в контуре низкого давления оптимизируется в результате технико-экономических расчетов, а его уровень обычно невелик. По давлению принимается и температура газа, которая определяет небольшой перегрев пара. Пар после котла-утилизатора подводится к соответствующей ступени паровой турбины.

Контуров низкого давления может быть не один, а два, тогда экономические показатели комбинированной установки оказываются несколько выше.

Газопаровые установки с КУ обычно имеют слабо развитую паровую регенерацию, которая прежде всего решает проблему повышения надежности КУ. Относительно невысокий регенеративный подогрев питательной воды предотвращает коррозию труб низкотемпературной части газовых подогревателей и упрощает тепловую схему установки. В некоторых схемах ГПУ паровая регенерация совсем отсутствует, а деаэрация питательной воды осуществляется в конденсаторе.

II.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГПУ С КУ

Рассмотрим комбинированную установку, в которой генерация пара осуществляется только за счет теплоты отходящих от газовой турбины газов (рис. II.1, а). Эта теплота, эквивалентная площади $5-4_t-3'-5'$, составляет величину $c_{pг} (T_4 - T_5)$, где T_5 — температура уходящих из КУ газов.

Бесспорным достоинством таких установок является повышение удельной работы и к. п. д. по сравнению с газотурбинными установками при любых параметрах генерируемого пара. Действительно, в ГПУ полезная удельная работа будет равна

$$h_{ГПУ} = h_{г.к} + h_{п.к}d. \quad (II.1)$$

Чем больше расход пара d и удельная работа пара $h_{п.к}$, тем больший экономический эффект обеспечивает применение комбинированной установки с КУ. Поскольку работа парового контура целиком определяется теплотой утилизации ($q_{к.с} - h_{г.к}$) $\eta_{ут}$, то удельную работу ГПУ можно определить как

$$h_{ГПУ} = h_{г.к} + q_{к.с} (1 - \eta_{г.к}) \eta_{ут} \eta_{п.к} \quad (II.2)$$

где $q_{к.с}$ — удельная теплота сгорания топлива, введенная с топливом в камеру сгорания ГТУ; $\eta_{ут}$ — к. п. д. утилизации, учитывающий степень использования отходящей от газовой турбины теплоты; $\eta_{п.к}$ — к. п. д. парового контура, зависящий от параметров пара.

Величины $\eta_{ут}$ и $\eta_{п.к}$ составляют

$$\eta_{ут} = (i_4 - i_5)/(i_4 - i_1) \approx (T_4 - T_5)/(T_4 - T_1); \quad (II.3)$$

$$\eta_{п.к} = (i_d - i_e)/(i_d - i_a). \quad (II.4)$$

Чем ниже к. п. д. газового контура $\eta_{г.к}$ и чем выше степень утилизации отходящей теплоты, тем большее повышение удельной полезной работы обеспечивает комбинированный цикл с КУ.

К. п. д. газопаровой установки находится из выражения

$$\eta_{ГПУ} = (h_{г.к} + h_{п.к}d)/q_{к.с}. \quad (II.5)$$

Легко показать, что после подстановки значения $h_{ГПУ} = h_{г.к} + h_{п.к}d$ из выражения (II.2), к. п. д. установки будет иметь вид

$$\eta_{ГПУ} = \eta_{г.к} + (1 - \eta_{г.к}) \eta_{ут} \eta_{п.к}. \quad (II.6)$$

Очевидно, что $\eta_{ГПУ}$ всегда выше $\eta_{Г.К}$, т. е. при любых параметрах газопаровой цикл с КУ всегда повышает эффективность использования теплоты сгорания топлива, подведенного в камеру сгорания ГТУ.

К. п. д. парового контура ГПУ $\eta_{п.к}$ представляет собою $h_{п.к}d/q_{ут}$, где $q_{ут} = c_{pг}(T_4 - T_5)$ — количество теплоты отходящих газов, используемое для генерации пара. Тогда с учетом зависимости (П.3) для $\eta_{п.к}$ можно написать

$$\text{Лп.к} = h_{п.к}d/[c_{pг}(T_4 - T_5) \eta_{y1}]. \quad (\text{П.7})$$

Поэтому для определения удельной работы и к. п. д. $\eta_{ГПУ}$ получим следующие уравнения:

$$\text{Агпу} = \text{Лг.к} + (1 - \eta_{Г.к}) h_{п.к}dc'_{pг}(T_3 - T_2)/[\bar{c}''_{pг}(T_4 - T_1)]; \quad (\text{П.8})$$

$$\text{ЛГПУ} = \eta_{Г.к} + (1 - \eta_{Г.к}) h_{п.к}d/[c''_{pг}(T_4 - T_1)]. \quad (\text{П.9})$$

После раскрытия значений температур газа эти уравнения примут вид:

$$h_{ГПУ} = h_{Г.к} + (1 - \eta_{Г.к}) \frac{\{1 - \tau [1 + (\pi_{кв}^m - 1)/\eta_{к}] \} c'_{pг}}{\{1 - (1 - \pi_{т}^{-m_{г}}) \eta_{г.т} - \tau \} \bar{c}''_{pг}} h_{п.к}d; \quad (\text{П.10})$$

$$\eta_{ГПУ} = \eta_{Г.к} + (1 - \eta_{Г.к}) \frac{h_{п.к}d}{c_{pг}T_3 [1 - (1 - \pi_{т}^{-m_{г}}) \eta_{г.т} - \tau]}, \quad (\text{П.11})$$

где τ — температурный коэффициент; $\tau = T_1/T_3$; c' и $\bar{c}''_{pг}$ — средние значения удельной теплоемкости для соответствующих температур газа; $\pi_{т}$ — степень понижения давления в турбине.

На показатели газопаровой установки большое влияние оказывает расход пара d , который генерируется за счет теплоты отходящих от газовой турбины газов.

Рассмотрим процесс теплообмена в котле-утилизаторе в ts -диаграмме (рис. П.2). Весь процесс генерации пара, включая перегрев пара и подогрев питательной воды, осуществляется за счет теплоты отходящих от турбины газов. При некотором расходе пара d процесс генерации пара определяется

точками $a-b-c-d$, а минимальный температурный напор будет иметь место в точке B и составлять $\Delta T_{1\text{мин}}$. Температура уходящих газов T_5 определяется балансом теплоты в низкотемпературной части котла-утилизатора, который представлен на диаграмме равенством площадей $5-x-b'-5'$ и $a-b-b'-a'$.

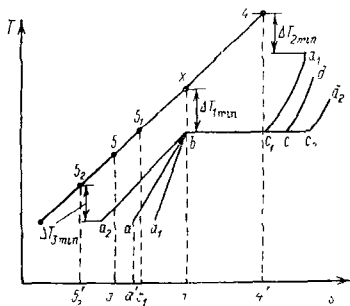


Рис П.2. Процесс теплообмена в котле-утилизаторе в ts -диаграмме

При уменьшении расхода пара d температура перегрева пара будет повышаться, а процесс генерации пара будет определяться точками $a_1-b-c_1-d_1$. Из рисунка видно, что температурный напор в точке d_1 уменьшается, поэтому существует такой расход пара, которому отвечают минимальные температурные напоры $\Delta T_{1 \text{ мин}}$ и $\Delta T_{2 \text{ мин}}$. При этом температурный напор в точке a повышается, поэтому в рассматриваемой схеме понижение расхода пара d всегда связано с увеличением температуры уходящих газов T_5 , а точка 5 на диаграмме смещается в положение δ_1 .

Повышение расхода пара d приводит к смещению процесса генерации пара в положение $a_2-b-c_2-d_2$, что связано с понижением температуры уходящих газов T_5 . При значении $d = c_{p\Gamma}/c_{\text{вод}}$ линия подогрева питательной воды эквидистантна линии охлаждения газа, что обеспечит минимальный температурный напор по всей линии ab , включая точку a с $\Delta T_{3 \text{ мин}} = \Delta T_{1 \text{ мин}}$. Значение $d > c_{p\Gamma}/c_{\text{вод}}$ для ГПУ с КУ обычно не имеет смысла, поэтому здесь не рассматривается.

Для парогенератора газопаровой установки могут быть написаны два уравнения теплового баланса:

для испарительно-перегревательной части

$$G_{\Gamma} c_{p\Gamma} (T_4 - T_x) = G_{\Pi} (i_d - i_b);$$

для экономайзерной части

$$G_{\Gamma} c_{p\Gamma} (T_x - T_5) = G_{\Pi} (i_b - i_a),$$

где T_x — температура газа в сечении парогенератора с минимальным температурным напором, т. е. $T_x = T_b + \Delta T_{1 \text{ мин}}$.

Обычно эти уравнения используются для нахождения расхода пара d и температуры уходящих газов T_5 . При заданном перегреве пара расход его будет

$$d = c_{p\Gamma} [T_4 - (T_b + \Delta T_{1 \text{ мин}})] / (i_d - i_b). \quad (\text{II.12})$$

Тогда температура уходящих газов составит

$$T_5 = (T_b + \Delta T_{1 \text{ мин}}) - d(i_b - i_a) / c_{p\Gamma}. \quad (\text{II.13})$$

Видно, что с понижением расхода пара d температура уходящих газов T_5 при прочих равных условиях возрастает.

Температуру T_5 можно определить по уравнению

$$T_5 = (T_b + \Delta T_{1 \text{ мин}}) - [T_4 - (T_b + \Delta T_{1 \text{ мин}})] (i_b - i_a) / (i_d - i_b). \quad (\text{II.14})$$

При использовании уравнений (II.12) и (II.13) требуется знание температуры T_b . Для докритического давления пара эта температура совпадает с температурой насыщения T_s , и тогда $T_x = T_s + \Delta T_{1 \text{ мин}}$. При сверхкритическом давлении пара температура T_b определяется точкой, в которой касательная к кривой процесса генерации пара параллельна линии охлаждения газа после турбины. Для определения этой температуры можно воспользоваться графиком на рис. П.3 [16].

На расход пара d существенное влияние оказывает перегрев пара, определяемый энтальпией пара i_d . Повышение i_d сокращает расход пара. Предельный перегрев пара будет определяться принятым температурным напором на горячем конце парогенератора $\Delta T_{2 \text{ мин}}$, при котором минимальный расход пара составит

$$d_{\text{мин}} = \frac{c_{pг} [T_4 - (T_b + \Delta T_{1 \text{ мин}})]}{c_{pп} (T_4 - \Delta T_{2 \text{ мин}} - T_s) + r + c_{\text{вод}} (T_s - T_a)}, \quad (\text{II.15})$$

где r — скрытая теплота парообразования.

Генерация пара ниже $d_{\text{мин}}$ возможна, однако при этом будет возрастать температурный напор в конце экономайзерной части ΔT_1 , что связано обычно с понижением эффективности установки.

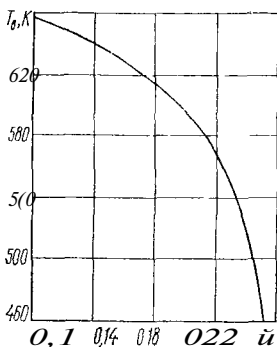


Рис II 3. Зависимость температуры воды в точке T_b от расхода пара d

II.3. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГПУ

Полезная работа газопаровой установки зависит от параметров рабочих тел и без учета охлаждения газовой турбины определяется уравнением

$$h_{\text{ГПУ}} = c_{pг} (1 + g_{\text{топ}}) T_3 (1 - \pi_r^{-m_r}) \eta_{г.т} - c_{pв} T_1 (\pi_k^{m_b} - 1) / \eta_{к.к} + c_{pг} (1 + g_{\text{топ}}) T_3 \times \{ [1 - (1 - \pi_k^{-m_r}) \eta_{г.к}] - \tau \} \eta_{у.т} \eta_{п.к}. \quad (\text{II.16})$$

Затраты теплоты топлива в этой установке будут:

$$q_{\text{ГПУ}} = q_{г.к} = c_{pг} T_3 \left\{ (1 + g_{\text{топ}}) - \frac{p_b}{c_{pг}} \tau [1 + (\pi_k^{m_b} - 1) / \eta_{к.к}] \right\}. \quad (\text{II.17})$$

Уравнения (II.16) и (II.17) определяют и к. п. д. газопаровой установки $\eta_{\text{ГПУ}} = h_{\text{ГПУ}} / q_{\text{ГПУ}}$. Эти уравнения показывают, что на показатели газопаровой установки влияют параметры как газового, так и парового контуров. Остановимся на этом влиянии подробно.

Сильное влияние на $h_{\text{ГПУ}}$ и $\eta_{\text{ГПУ}}$ оказывает температура газа T_3 , но ее влияние вполне определенное: с повышением T_3 показатели ГПУ возрастают.

Значения $h_{\text{ГПУ}}$ и $\eta_{\text{ГПУ}}$ существенно зависят от степени повышения давления π_k . Однако это влияние более сложное и определяется наличием оптимального значения π_k для получения максимальных значений как полезной работы $h_{\text{ГПУ}}$, так и к. п. д. $\eta_{\text{ГПУ}}$. Если допустить независимость $\eta_{у.т}$ и $\eta_{п.к}$ от степени повышения давления π_k , то в первом приближении оценку опти-

мальной π_K как по полезной работе, так и по к. п. д., можно сделать с помощью уравнений:

$$\pi_K^h \text{ opt} = \left[(1 + \sigma) \sqrt{\frac{c_{p\Gamma} m_\Gamma}{c_{pB} m_B} \frac{\eta_\Gamma \tau \eta_K}{\nu^{m_\Gamma}} \frac{1 - \eta_{yT} \eta_{п.к}}{\tau}} \right]^{1/(m_\Gamma + m_B)}; \quad (\text{II.18})$$

$$\pi_K^\eta \text{ opt} = \left[(1 + g_{\text{топ}}) \frac{c_{p\Gamma} m_\Gamma}{c_{pB} m_B} \frac{\eta_\Gamma \tau \eta_K}{\nu^{m_\Gamma \tau}} \frac{1 - \eta_{yT} \eta_{п.к}}{1 - \eta_{\Gamma.к}^{\text{max}}} \right]^{1/(m_\Gamma + m_B)}. \quad (\text{II.19})$$

По своему значению оптимальная степень повышения давления газопаровой установки как для $\eta_{\text{ГПУ}}$ так и $\eta_{\text{ГПУ}}$, меньше, чем для соответствующих величин газотурбинной установки. Связь этих характеристик будет:

$$(\pi_K^h \text{ opt})_{\text{ГПУ}} = (\pi_K^h \text{ opt})_{\text{ГТУ}} (1 - \eta_{yT} \eta_{п.к})^{1/(m_\Gamma + m_B)}; \quad (\text{II.20})$$

$$(\pi_K^\eta \text{ opt})_{\text{ГПУ}} = (\pi_K^\eta \text{ opt})_{\text{ГТУ}} (1 - \eta_{yT} \eta_{п.к})^{1/(m_\Gamma + m_B)}. \quad (\text{II.21})$$

Понижение рабочих значений π_K является заметным достоинством газопаровой установки, так как облегчает создание компрессоров и газовых турбин и повышает их надежность.

На удельную работу ГПУ, а следовательно, и ее к. п. д. влияют начальные и конечные параметры пара. Выбор начальных параметров пара зависит от начальных параметров газа, так как определяется температурой газа на входе в котел-утилизатор. Кроме того, начальные параметры пара оказывают воздействие

и на к. п. д. утилизации η_{yT} , так как с повышением начальных параметров пара уменьшается расход пара и растет температура уходящих газов T_5 [см. формулу (II.13)]. Поэтому выбор начальных параметров пара должен быть подчинен обеспечению оптимума между $\eta_{п.к}$ и η_{yT} .

При выборе начальных параметров пара следует иметь в виду допустимую влажность пара в конце процесса расширения. Начальные давление пара и его температура, при которых конечная влажность пара соответствует предельному значению, называются *сопряженными параметрами*. Величина сопряженных параметров зависит также от давления в конденсаторе и к. п. д. процесса расширения пара. На рис. II.4 в качестве примера представлена зависимость температуры перегрева от давления пара при одинарном перегреве пара для различных давлений в конденсаторе и конечной влажности 15%. К. п. д. процесса расширения принят 80%. С повышением начального давления необходимый

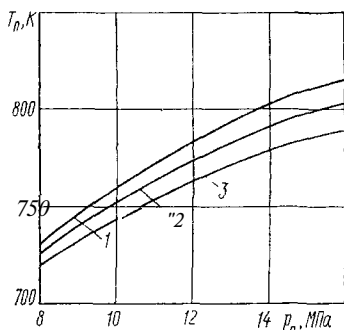


Рис. II.4. Сопряженные параметры пара при p_K , равном 8 (1), 10 (2) и 12 (3) кПа

перегрев пара возрастает и при давлении 12 МПа достигает почти 860 К (при давлении в конденсаторе $p_k = 0,01$ МПа).

Регенерация в газопаровых установках с КУ обычно малоэффективна, так как всегда приводит к повышению температуры уходящих газов. Однако регенерация низкого давления часто используется, что объясняется в этом случае повышением работоспособности газовых подогревателей.

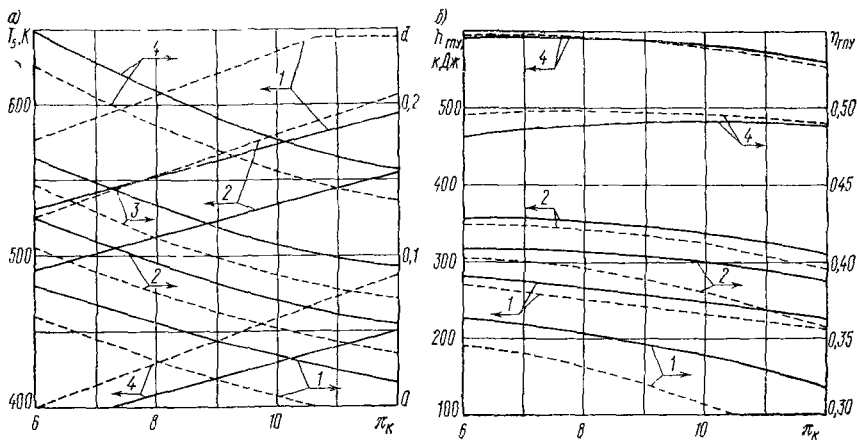


Рис. 11.5. Зависимость расхода пара d , температуры уходящих газов T_5 (а), термической эффективности $\eta_{ГПУ}$ и полезной работы $h_{ГПУ}$ (б) от параметров рабочих тел:

/ — $\#$ — температура газа T_3 , равная 1073, 1173, 1273 и 1473 К соответственно
 — — — — — давление пара 8 МПа и — — — — — давление пара 13 МПа

Основные показатели газопаровой установки в широком диапазоне изменения температуры газа T_3 и степени повышения давления приведены на рис. 11.5. При расчете этих показателей к. п. д. турбомашин приняты на уровне современных освоенных образцов, а потери, связанные с охлаждением проточной части газовой турбины, не учитывались.

Расход пара определяется параметрами газа и с повышением температуры газа T_3 существенно возрастает (рис. 11.5, а). При температурном напоре в котле-утилизаторе $\Delta T_{min} = 40$ К увеличение T_3 на 100 К приводит к росту расхода d на 8—10 %. Расход пара зависит и от давления пара p_n , причем с его повышением d несколько падает. В соответствии с изменением расхода пара меняется и температура входящих газов из котла T_5 , которая повышается с уменьшением d .

За счет парового контура заметно увеличивается удельная работа ГПУ (рис. 11.5, б), причем она тем больше, чем выше температура газа T_3 . При $T_3 = 1473$ К работа $h_{ГПУ}$ достигает 600 кДж, что существенно превышает значение удельной работы ГТУ даже сложной тепловой схемы. Степень повышения давле-

ния π_k оказывает относительно слабое влияние и при $T_3 = 1273$ К и выше в диапазоне π_k от 6 до 12 график изменения удельной работы $h_{ГПУ}$ имеет пологий характер. При высоких температурах газа T_3 слабо сказываются и параметры пара, однако характер этого влияния меняется. Если при температурах газа ниже 1273 К повышение давления пара $p_{п}$ (а следовательно, и температуры $T_{п}$, так как рассматриваются сопряженные параметры) несколько понижает $h_{ГПУ}$ из-за падения d , то при T_3 выше 1273 К наблюдается обратная картина.

ГПУ с котлом-утилизатором позволяет получить высокую термическую эффективность. Уже при $T_3 = 1073$ К к. п. д. установки оказывается на уровне 34—35 %. Повышение температуры T_3 приводит к неуклонному росту $\eta_{ГПУ}$, который при $T_3 = 1473$ К достигает 50 % даже при относительно невысоких параметрах пара. Влияние параметров пара на $\eta_{ГПУ}$, так же как и на $h_{ГПУ}$, сложное. При относительно невысоких T_3 повышение параметров пара понижает к. п. д. установки, а в высокотемпературных установках ($T_3 > 1173$ К) рост $p_{п}$ обеспечивает увеличение $\eta_{ГПУ}$. Изменение к. п. д. ГПУ в зависимости от π_k относительно невелико, особенно при высоких T_3 , а оптимальные значения π_k как по полезной работе, так и по к. п. д. ГПУ, существенно ниже, чем в газотурбинной установке.

II.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГПУ С ДОЖИГАНИЕМ ТОПЛИВА

В бинарной газопаровой установке получить низкую температуру уходящих газов не всегда удается, так как в этой установке имеет место соотношение $d < c_{пр}/c_{вод}$. Сведение к минимуму физической теплоты уходящих газов требует выполнения условия

$$d = (i_v - i_5)/(i_b - i_a) \approx c_{пр}/c_{вод}. \quad (II.22)$$

Для повышения эффективности установки необходимо обеспечить повышение расхода пара d до уровня, определяемого этим условием.

На расход пара влияют параметры пара: с их понижением d возрастает. Однако такое мероприятие не всегда дает повышение эффективности установки, так как при этом понижается к. п. д. парового контура, что приводит к падению $\eta_{ГПУ}$.

Выполнение условия (II.22) может быть достигнуто за счет непосредственного ввода в паровой контур некоторого количества теплоты топлива. Расход топлива во втором контуре обычно велик, поэтому его сжигание часто осуществляется не в парогенераторе, а в специальной камере, расположенной за газовой турбиной (см. рис. II.1, б).

В соответствии с характеристиками парогенератора можно получить выражение для определения показателей КЭ при дожигании топлива. Если обозначить $T_{4ц}$ температуру газа за

камерой дожигания, то дополнительный расход пара за счет дожигания составит

$$\Delta d = c_{p\Gamma} (T_{4д} - T_4) / (i_d - i_b)$$

или

$$\Delta d = q_{к. д} / (i_d - i_b), \quad (\text{II.23})$$

а понижение температуры уходящих газов за счет дожигания будет

$$\Delta T_{yx} = \Delta d (i_b - i_a) / c_{p\Gamma}$$

или

$$\Delta T_{yx} = q_{к. д} (i_b - i_a) / c_{p\Gamma} (i_d - i_b), \quad (\text{II.24})$$

где $q_{к. д}$ — количество теплоты топлива, подведенное в камеру дожигания.

Таким образом, при неизменных параметрах пара увеличение дожигания $q_{к. л}$ повышает расход пара и уменьшает температуру уходящих газов T_5 . Повышение d имеет место до тех пор, пока d не достигнет значения, равного $c_{p\Gamma} / c_{вод}$. Поэтому уравнения (II.23) и (II.24) справедливы для случая $d \leq c_{p\Gamma} / c_{вод}$.

К. п. д. цикла газопаровой установки с дожиганием топлива во втором контуре можно представить в виде

$$\eta_{ГПУ}^д = (h_{г.к} + h_{п.к}d + h_{п.к}\Delta d) / (q_{к.с} + q_{к.д}). \quad (\text{II.25})$$

Здесь d — относительный расход пара в бинарном цикле без дожигания. После несложных преобразований можно получить

$$\eta_{ГПУ}^д = \frac{1}{1 + \beta} \eta_{ГПУ} + \frac{\beta}{1 + \beta} \eta_{доп}, \quad (\text{II.26})$$

где β — коэффициент, характеризующий долю дожигания топлива $\beta = q_{к.д} / q_{к.с}$; $\eta_{доп} = h_{п.к} \Delta d / q_{к.д}$ — к. п. д. дополнительного цикла, определяющий использование теплоты сгорания топлива камеры дожигания; $\eta_{ГПУ}$ — к. п. д. газопарового цикла без дожигания топлива.

Приращение к. п. д. газопаровой установки за счет дожигания можно определить по выражению

$$\Delta \eta_{ГПУ} = \eta_{ГПУ}^д - \eta_{ГПУ} = \frac{\beta}{1 + \beta} (\eta_{доп} - \eta_{ГПУ}), \quad (\text{II.27})$$

а условие повышения к. п. д. ГПУ при дожигании топлива будет $\eta_{доп} > \eta_{ГПУ}$.

Таким образом, введение дополнительного подвода теплоты топлива в паровой контур (введение дожигания) обеспечивает увеличение термической эффективности установки только тогда, когда к. п. д. использования дополнительного топлива оказывается больше к. п. д. газопарового цикла без дожигания (бинарного цикла) [42].

Так как затраты теплоты в дополнительном цикле определяются кроме теплоты топлива $q_{т.д}$ еще и понижением температуры уходящих газов, то к. п. д. дополнительного цикла $\eta_{доп}$ можно представить в виде

$$\eta_{доп} = (q_{т.д} + c_{p1} \Delta T_{y\lambda}) \eta_{п.к} / q_{т.д} \quad (II.28)$$

Тогда условие увеличения к. п. д. установки за счет дожига-ния примет вид

$$1 + f c_{p1} \Delta T_{y\lambda} / q_{т.д} > \eta_{ГПУ} / \eta_{п.к} \quad (II.29)$$

Очевидно, что при современных параметрах газа всегда $\eta_{ГПУ} > \eta_{п.к}$. поэтому $\eta_{ГПУ} / \eta_{п.к} > 1$. Отсюда следует, что рост тер-мической эффективности га-зопаровой установки за счет дожигания топлива в паровом контуре имеет место только

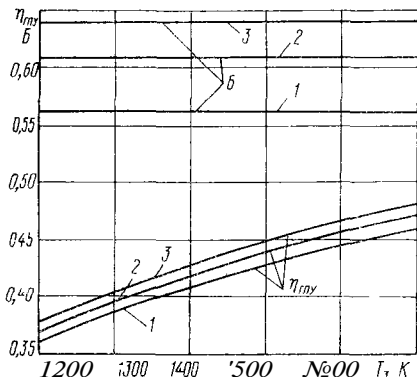


Рис. II.6. Графическая зависимость целесообразности дожигания топлива при $\pi_{т.к} = 15$

$$B = \left[1 + \frac{(t_b - i_a)}{(t_d - i_b)} \right],$$

1 — 3 — давление пара при 8, 10 и 12 МПа соответственно

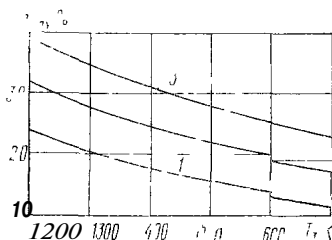


Рис. II.7. Основные показатели газопаровой установки с дожиганием при давлении пара $p_{п.к} = 13$ МПа и $\pi_{т.к} = 12$. 1 — 3 — коэффициент дожигания β , равный 0,1, 0,15 и 0,2 соответственно

тогда, когда дожигание обеспечивает понижение температуры уходящих газов.

Учитывая уравнение (II.24), можно получить следующее уравнение для определения целесообразности дожигания:

$$\left(1 + \frac{i_b - i_a}{t_d - i_b} \right) \eta_{п.к} > \eta_{ГПУ} \quad (II.30)$$

При заданных параметрах пара левая часть неравенства (II.30) будет неизменной, поэтому целесообразность дожигания будет зависеть только от величины $\eta_{ГПУ}$. На рис. II.6 представлены обе части выражения (II.30) в зависимости от температуры газа при различных параметрах пара. Оказывается, что даже при высоких температурах газа дожигание выгодно во всем рассмотренном диапазоне давлений пара.

Термическая эффективность ГПУ с дожиганием зависит не только от параметров рабочих тел, но и от величины дожигания, определяемой коэффициентом β (рис. II.7). Дожигание топлива

существенно влияет на к. п. д. установки. Так, при $T_3 = 1200$ К даже относительно небольшое дожигание топлива ($\beta = 0,15$) почти на 3 % повышает к. п. д. установки. По мере повышения температуры газа T_3 влияние дожигания несколько понижается, но даже при $T_3 = 1600$ К дожигание топлива при принятых параметрах пара заметно повышает к. п. д. газопаровой установки.

Увеличение дожигания целесообразно до определенного уровня, выше которого оно приводит к падению к. п. д. установки. Уровень предельного дожигания зависит от температуры газа и с ее повышением $\beta_{\text{пред}}$ падает.

Повышение расхода пара d и за этот счет понижение потерь теплоты с уходящими газами ГПУ может обеспечить включение в схему установки дополнительного контура генерации пара, воспринимающего часть теплоты продуктов сгорания на участке $T_x - T_5$. Таким контуром в схеме ГПУ является контур пониженного давления пара (см. рис. II.1, в).

Введение контура низкого давления повышает к. п. д. установки, так как при неизменном расходе топлива полезная работа установки повышается. Действительно,

$$h_{\text{ГПУ}} = (h_{\text{г.к}} + h_{\text{п.к}}d + h_{\text{доп}}\Delta d)/q_{\text{к.с}}, \quad (\text{II.31})$$

где Δd — расход пара контура низкого давления; $h_{\text{доп}}$ — удельная работа пара контура низкого давления.

Расход пара, генерируемого во втором контуре, зависит от принятого уровня температуры уходящих газов T_5 и определяется уравнением

$$\Delta d = c_{\text{рг}}(T_5 - T_{5\text{н}})/(i_{d1} - i_a), \quad (\text{II.32})$$

где T_5 и $T_{5\text{н}}$ — температура уходящих из КУ газов без второго контура и со вторым контуром; i_{d1} — конечная энтальпия генерируемого пара второго контура.

Важным параметром второго контура является давление пара, причем его повышение увеличивает работу пара $h_{\text{доп}}$, но снижает расход генерируемого пара Δd . Поэтому для выбора уровня давления второго контура необходимо выполнить расчеты по оптимизации этого параметра. Обычно уровень давления невысок и не превышает 1,0 МПа.

Легко показать, что прирост удельной работы установки и ее к. п. д. из-за введения контура низкого давления составит:

$$\Delta h_{\text{ГПУ}} = c_{\text{рг}}(T_5 - T_{5\text{н}}) \eta_i^{\text{н}} \eta_{\text{п.т}}^{\text{н}}; \quad (\text{II.33})$$

$$\Delta \eta_{\text{ГПУ}} = c_{\text{рг}}(T_5 - T_{5\text{н}}) \eta_i^{\text{н}} \eta_{\text{п.т}}^{\text{н}} / q_{\text{к.с}} \quad (\text{II.34})$$

где $\eta_i^{\text{н}}$ — термический к. п. д. цикла контура низкого давления; $\eta_{\text{п.т}}^{\text{н}}$ — к. п. д. процесса расширения пара низкого давления в паровой турбине.

II.5. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГАЗОПАРОВЫХ УСТАНОВОК

Показатели парогазовых установок с НПГ зависят от начальной температуры газа T_3 . При повышении T_3 несколько возрастает удельная мощность и заметно повышается экономичность. Так, при давлении пара в цикле 9 МПа (рис. II.8) рост T_3 на 200 К сокращает расход топлива на 2,5—3,0 % [53]. Переход на более высокие параметры пара и усложнение тепловой схемы парового контура несколько увеличивает экономичность комбинированной установки, но влияние температуры газа T_3 на экономию топлива остается практически без изменения.

Существенно больше температура газа влияет на показатели комбинированной установки с котлом-утилизатором. При температуре газа $T_3 = 1000$ К экономичность этой установки оказывается близкой к экономичности ПГУ с НПГ, а при $p_{II} \approx 24,0$ МПа даже несколько меньшей. Однако при повышении T_3 экономичность ПГУ с КУ возрастает

быстрее экономичности ПГУ с НПГ при всех рассматриваемых параметрах пара. Так, рост T_3 на 200 К приводит к сокращению расхода топлива в ПГУ по сравнению с ПТУ тех же параметров пара на 7—8 %. Уже при температуре газа $T_3 = 1500$ К установка с котлом-утилизатором обеспечивает существенно большую экономию топлива по сравнению с паротурбинным блоком тех же параметров пара, чем ПГУ с НПГ. При давлении пара 9,0 МПа эта экономия для ПГУ с КУ составляет 26 %, тогда как в ПГУ с НПГ — лишь 17 % (рис. II.8)

Большие возможности широкого применения комбинированных установок в энергетике связаны с резким повышением температуры газа T_3 . Использование высокотемпературных газовых турбин открывает новые перспективы развития комбинированных циклов. Повышение начальной температуры газа качественно меняет принцип организации комбинированных установок. Неуклонное повышение к. п. д. газового контура при росте T_3 приводит к тому, что при температурах газа около 1250—1300 К и выше максимальный к. п. д. комбинированной установки имеет место при малых расходах пара d . В этих условиях к газовому контуру целесообразно подводить большую долю теплоты топлива,

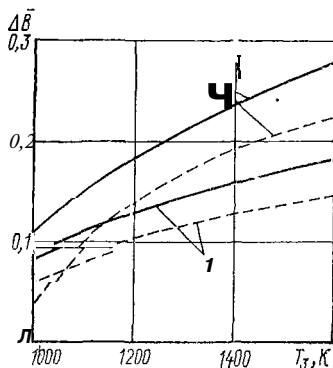


Рис. II.8 Экономия топлива в комбинированной установке по сравнению с ПТУ тех же параметров пара в зависимости от температуры газа T_3

1 — парогазовая установка с НПГ, 2 — газопаровая установка с котлом-утилизатором, — — — — — параметры пара 9 МПа и 808 К; — — — — — параметры пара 24 МПа и 933/813 К

оставляя небольшой процент дожигания перед КУ, необходимый для получения заданной температуры уходящих газов. Газовый контур в такой схеме генерирует большую долю полезной мощности (60—70 %).

Таким образом, газопаровая установка с котлом-утилизатором является результатом логического развития парогазовых установок со сбросом отработавших газов в топку обычного парогенератора.

При современных параметрах газа ГПУ с котлом-утилизатором обладает следующими достоинствами:

1) Высокая термическая эффективность на номинальном режиме уже при температуре газа 1150—1200 К находится на уровне современных ПТУ при сверхкритических параметрах пара. В перспективе по мере роста T_3 к. п. д. ГПУ с КУ будет повышаться и достигнет 48—50 %.

2) Умеренное уменьшение к. п. д. ГПУ при понижении нагрузки достигается воздействием как на газовый, так и на паровой контур за счет дожигания топлива перед КУ. Особенно благоприятным изменением к. п. д. обладают установки, использующие в газовом контуре несколько ГТУ, работающих на одну паровую турбину. Уменьшение мощности в этом случае достигается последовательным отключением ГТУ.

3) Высокая маневренность установки обеспечивается большой долей мощности газового контура (60—70 %), а также пониженными параметрами пара и упрощенной тепловой схемой парового контура. Выход установки, запускаемой из холодного состояния, на полную нагрузку обычно не превышает 60 мин.

4) Низкая удельная стоимость и высокая надежность работы; капитальные вложения в создание ГПУ на 20—25 % ниже соответствующих величин маневренных ПТУ. С течением времени это различие будет возрастать, поскольку характеристики ГТУ по мере повышения T_3 быстро совершенствуются, а показатели ПТУ близки к пределу своих возможностей.

5) Широкая автоматизация управления установкой, которая включает пуск, нагрузку и остановку. Даже при использовании дожигания топлива не возникает сложных проблем полной автоматизации ГПУ.

6) Блочная поставка оборудования ГПУ, куда включаются в виде отдельных блоков ГТУ, паровая турбина, котел-утилизатор и конденсатор.

Указанные свойства ГПУ определяют целесообразную область их применения в современных энергосистемах. Эта область связана с работой в переменной части графика нагрузок, в частности, с покрытием полупиковой нагрузки.

Отечественные ГПУ с КУ. У нас в стране проработки газопаровых установок с КУ ведутся уже длительное время, однако реализация этих проработок и создание энергетических ГПУ задерживались из-за отсутствия мощных энергетических ГТУ простой

тепловой схемы. Работы турбостроительных заводов последнего времени по газотурбостроению делают реальной в настоящее время проблему создания энергетической ГПУ.

Интересная проработка газопаровой установки выполнена в ВТИ, тепловая схема которой приведена на рис. II.9 [38]. Установка включает две газовые турбины, отработавшие газы которых направляются в соответствующие котлы-утилизаторы. Перед КУ предусмотрены камеры дожигания, позволяющие повысить температуру газа на входе в КУ и за этот счет расширить выбор начальных параметров пара. Система паровой регенерации принята упрощенной: использован один подогреватель смешивающего типа, который является и деаэратором.

Начальные параметры пара приняты относительно высокими (14,0 МПа и 813 К), причем использован промежуточный перегрев пара до 813 К. На эти параметры удалось подобрать серийную паровую турбину типа К-500-166, которая выпускается ПО ЛМЗ. Работа этой турбины в составе рассматриваемой ГПУ связана с появлением нерасчетных режимов ее проточной части. Однако отклонение от номинального режима турбины невелико и не должно привести к заметному понижению ее к. п. д. При работе в составе ГПУ мощность турбины К-500-166 составит около 400 МВт [38].

Для принятой тепловой схемы в составе газового контура использованы две ГТУ типа ГТЭ-150, которые готовят к выпуску ПО ЛМЗ. При температуре наружного воздуха 288 К и температуре газа $T_3 = 1223$ К ГТУ развивают мощность по 137 МВт. Повышение температуры газа до 1373 К, которое планируется на втором этапе освоения ГТЭ-150, позволит увеличить мощность установки до 174,2 МВт [14].

Температура газа за ГТУ составляет 789 К. Для обеспечения принятых параметров пара эту температуру необходимо повысить, поэтому перед КУ вводится дополнительное топливо, с помощью которого температура газа на входе в котел повышается до 1043 К.

Основные показатели газопаровой установки приведены в табл. II.1. При температуре наружного воздуха 288 К и температуре газа 1373 К мощность ГПУ около 750 МВт, а ее к. п. д. равен 47,3 %. Даже по сравнению с современным паротурбинным

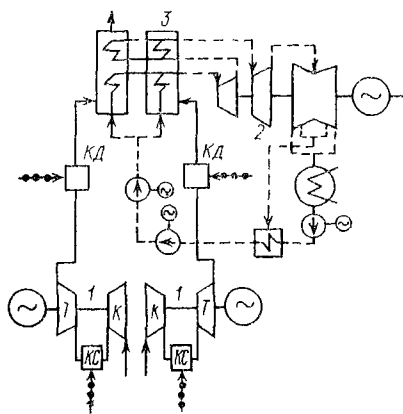


Рис II.9 Принципиальная тепловая схема ГПУ мощностью 750 МВт-

1 — газотурбинная установка; 2 — паротурбинная установка, 3 — парогенератор

Показатели газопаровой установки при $T_1 = 288 \text{ К}$	Температура газа перед турбиной, К	
	1223	1373
	I этап	II этап
Мощность ГТУ, МВт	274,0	348,5
Расход топлива на ГТУ, т/ч	73,6	91,6
Температура газа после ГТУ, К	710	789
Температура газа после дожига топлива, К	1043	1043
Расход дополнительного топлива, т/ч	46,8	34,9
Расход пара на турбину, т/ч	1000	1000
Давление пара перед турбиной, МПа	130	130
Давление в конденсаторе, кПа	3,5	3,5
Температура пара на входе в турбину, К	813/813	813/813
Мощность паровой турбины, МВт	398	398
Температура уходящих газов, К	398	398
Удельный расход топлива (нетто), г у т/(кВт·ч)	274,5	259,7
Коэффициент полезного действия ГПУ	44,8	47,3

блоком на сверхкритические параметры пара реализация рассматриваемой ГПУ позволит экономить около 40 г у. т./кВт·ч или 13—15 % топлива. Целесообразность создания ГПУ определяется не только экономией топлива, но и существенным сокращением капитальных вложений [38].

Зарубежные ГПУ с К.У. Для американских энергосистем характерно наличие существенно переменной части графика нагрузки. В связи с этим считают, что доля маневренных установок, в том числе и ГПУ, в американских системах должна составлять 20—25 % общей установленной мощности тепловых агрегатов электростанций. В США разработано несколько конструкций ГПУ, предназначенных для работы в полупиковой части графика нагрузки.

Фирма «Дженерал электрик» выпускает серию ГПУ типа СТАГ. В ее состав входит несколько ГТУ типа MS7000 и одна паровая турбина. В зависимости от числа ГТУ меняется номинальная мощность ГПУ, а индекс СТАГ может быть 100, 200, 300 и 400. СТАГ 400 состоит из четырех ГТУ типа MS7000, работающих на одну паровую турбину. Тепловая схема этой установки приведена на рис. 11.10. ГТУ типа MS7000 выполнена по простой тепловой схеме и при температуре газа 1230 К ее мощность достигает 52 МВт. Обработавшие в ГТУ газы направляют в К.У., перед которым установлена камера дожига. Пар из К.У. давлением 9,0 МПа и температурой 783 К направляется в двухцилиндровую паровую турбину. В номинальном режиме мощность этой турбины составляет 129,6 МВт [87]. Общая мощность ГПУ СТАГ 400 при температуре наружного воздуха 274 К достигает 391 МВт. Максимальная мощность этой установки, равная 433 МВт, имеет место при $T_H = 243 \text{ К}$.

Фирма «Дженерал электрик» организовала серийный выпуск ГПУ типа СТАГ. Большое число установок уже длительный период успешно эксплуатируется на различных электростанциях. Так, в 1974 г. вступила в строй СТАГ 400, установленная на электростанции «Гильберт» и предназначенная для работы в полупиковой части графика нагрузок (до 4000 ч в году). Установка обладает высокой экономичностью как на номинальной, так и на частичных нагрузках. Ее к. п. д. при полной мощности с учетом собственных нужд достигает 38 %. При последовательном отключе-

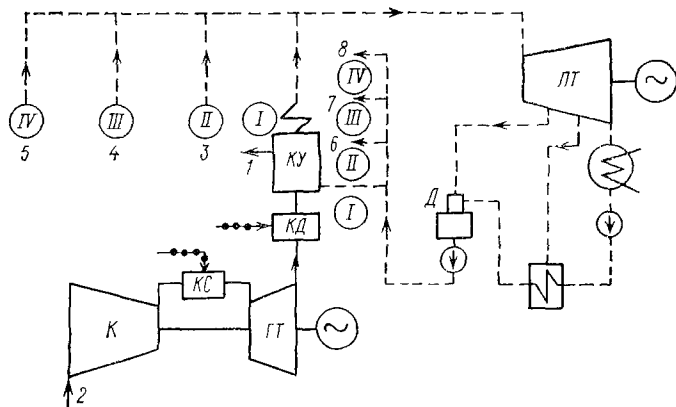


Рис. II 10. Принципиальная тепловая схема ГПУ фирмы «Дженерал электрик» типа СТАГ 400.

I—IV — ГТУ MS7000 с КУ; *I* — к дымовой трубе, установки (*I*),
2 — забор воздуха, *3—5* — пар от КУ установок (*I/I*), (*II/II*) и (*V*),
S—8 — питательная вода к КУ установок (*II*), (*III*) и (*IV*)

нии ГТУ остается высоким к. п. д. установки и на частичных нагрузках. Даже при разгрузке ГПУ на 60% ее к. п. д. уменьшается лишь до 34,5 % [87]. Установка СТАГ 400 обладает высокими маневренными характеристиками. Уже через 20 мин после начала пуска на номинальную мощность выходят все газовые турбины, а через 60 мин ГПУ выводится на номинальную мощность. Маневренность установки определяется полной ее автоматизацией, включая и паровой контур. Сначала производится запуск ГТУ, затем включается в работу котел-утилизатор. Прогрев и разворот паровой турбины, ее синхронизация и нагружение производятся автоматически.

Компоновка ГПУ на электростанции «Гильберт» предполагает открытое размещение четырех агрегатов MS7000 (рис. II.11, а) [87]. В специальном помещении расположена паровая турбина с конденсатором. В этом же здании размещен пульт управления. Все оборудование обслуживается одним мостовым краном, поэтому над паровой турбиной в крыше здания предусмотрены люки. Водоснабжение ГПУ замкнутое, а около станции сооружена градирня, обеспечивающая расход воды 11 400 т/ч. Общая стои-

мость станции на уровне цен 1972 г. составила около 130 дол. за 1 кВт установленной мощности.

Также серийный выпуск газопаровых установок освоена другой американской фирмой «Вестингауз». Ее ГПУ типа «Пейс» включает две газотурбинные установки типа W501 мощностью по 70 МВт и одну паровую турбину. Тепловая схема этой установки

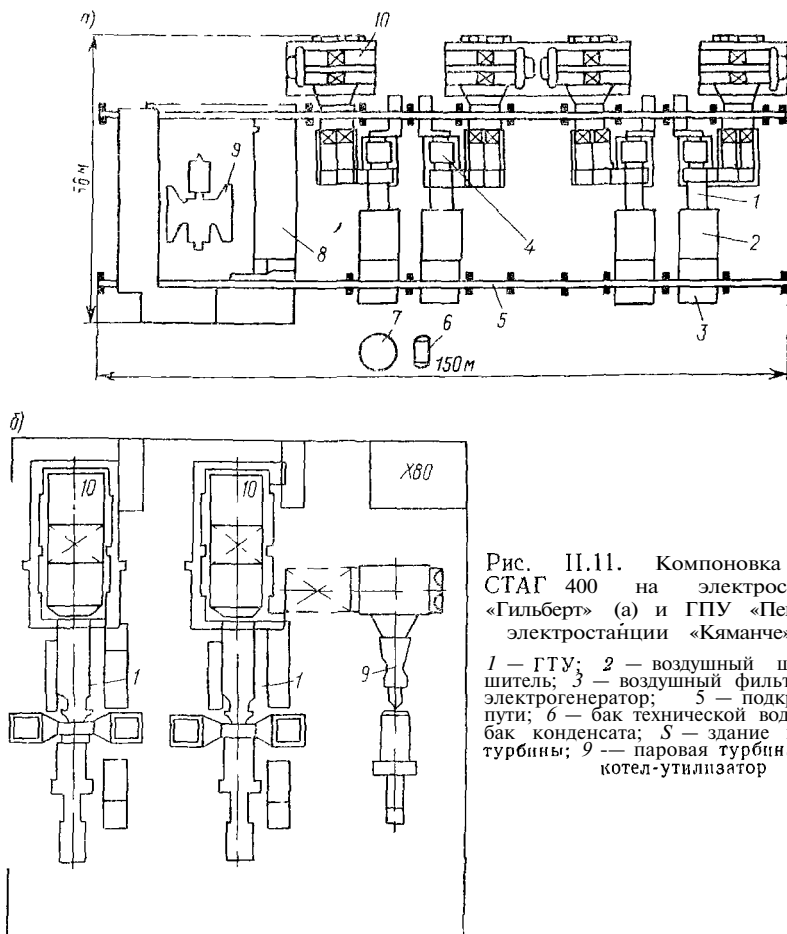


Рис. П.11. Компонка ГПУ СТАГ 400 на электростанции «Гильберт» (а) и ГПУ «Пейс» на электростанции «Кяманче» (б)

1 — ГТУ; 2 — воздушный шумоглушитель; 3 — воздушный фильтр; 4 — электрогенератор; 5 — подкрановые пути; 6 — бак технической воды; 7 — бак конденсата; 8 — здание паровой турбины; 9 — паровая турбина, 10 — котел-утилизатор

аналогична схеме СТАГ. Отходящие от одновальной ГТУ газы направляются в котел-утилизатор, перед которым предусмотрено дожигание топлива, обеспечивающее повышение температуры газа до 880 К. Основные данные установки приведены в табл. П.2.

Паровая турбина из-за относительно низких параметров пара (давление пара 8,5 МПа и температура пара 783 К) отличается высокой экономичностью и надежностью. Относительно низкие параметры пара позволили выполнить турбину из дешевых ма-

Наименование станции, страна	год пуска	Показатели ГПУ		Параметры газового контура			Параметры парового контура				Примечание
		Мощность N, МВ	К. с. д. %	Модель N, X	Температура заборная К	Степень выделения СО ₂	Мощность N, МВт	Диаметр паропровода мм	Температура пара К	Расход пара т/ч	
«Команче», США (ГПУ типа «Пейс»)	1973	260	38,0	70X2	1230	9,5	120,0	9,0	783	425	ГТУ типа W501 фирмы «Вестингауз» ГТУ типа MS7000 фирмы «Дженерал электрик» ГТУ фирмы ТПМ * включает два ТРД FT4 ГТУ фирмы «Броун Бовери» типа 13D ГТУ фирмы ТПМ на базе FT4 ГТУ фирмы «Броун Бовери»
«Гильберт», США (ГПУ типа СТАГ)	1974	400	38,0	52X4	1230	9,0	130,0	8,5	783	452	
«Бак», США	1970	165	38,0	40X3	1250	8,5	35×2	2,7	660	—	
«Гертруденверк», Швейцария	1975	120	44,3	75,5	1220	9,8	42,5	3,0/0,4	670/438	147,6/30,5	
«Берлингтон», США	1974	125	38,0	40×2	1250	8,5	44,0	6,2/1,0/0,2	676/453/394	—	
«Корнебург», Австрия	1961	75	32,6	25X2	1030	—	25,0	1,4	660	—	

* Фирма «Турбо Пауэ энд Марин Система».

териалов, упростить ее конструкцию и всю систему водоподготовки. Расчетное давление в конденсаторе паровой турбины равно 8,5 кПа. В этих условиях паровая турбина развивает мощность до 120 МВт, а общая мощность установки «Пейс» достигает 260 МВт [73].

Котел-утилизатор с принудительной циркуляцией кроме основного контура имеет контур низкого давления. Пар низкого давления направляется в регенеративный подогреватель, что уменьшает отбор пара из цилиндра турбины. При работе контура низкого давления достигается глубокое охлаждение газов в КУ, а температура покидающих КУ газов равна 410 К. При отключении контура низкого давления температура уходящих газов повышается до 445 К-

Одна из установок «Пейс» с 1974 г. эксплуатируется на электростанции «Команче» (США) [73]. Установка отличается высокой экономичностью. При номинальной мощности и температуре наружного воздуха 300 К ее к. п. д. равен 38 %.

Компоновка всего оборудования «Пейс» осуществляется в одном помещении совместно с котлами-утилизаторами (рис. II.11, б). Одна из особенностей компоновки — размещение воздушных коробов, которые расположены в подвальном помещении и подводят воздух к компрессорам снизу. При эксплуатации были получены высокие маневренные качества установки «Пейс». Процесс запуска и управления комбинированной установкой полностью автоматизирован, а система автоматизации включает вычислительную технику. Запуск установки начинается с разогрева и пуска турбины W501, которая уже полностью нагружается через 14,5 мин после синхронизации. Разогрев котла осуществляется при работе камеры дожигания, а пуск пара на турбину происходит, когда температура пара достигает 640 К. Синхронизация всех генераторов наблюдается через 20 мин после начала запуска. При пуске из состояния резерва полная мощность ПГУ достигается через 60 мин.

В европейских энергосистемах также используются газопаровые установки с КУ. С 1961 г. эксплуатируется ГПУ на электростанции «Корнебург» (Австрия) общей мощностью 75 МВт. В ее состав входят две ГТУ мощностью до 25 МВт, работающие каждая на свой котел-утилизатор, и одна паровая турбина — на низких параметрах пара (1,4 МПа и 660 К) мощностью 25 МВт. Дожигание топлива перед КУ отсутствует. За более чем 80 000 ч работы установка показала высокие эксплуатационные качества.

В 1975 г. на электростанции «Гертруденверк» (Бельгия) вступила в строй оригинальная ГПУ, разработанная фирмой «Брун Бовери». В состав установки входит ГТУ типа 13D мощностью 75,5 МВт, котел-утилизатор и паровая турбина мощностью 42,5 МВт (табл. II.2). Особенность ГПУ — отсутствие дожигания топлива перед КУ. Поэтому для уменьшения температуры уходящих газов и повышения экономичности генерируется пар двух

Американская фирма ТПМ разработала газопаровую установку также без дожигания топлива перед КУ. Она включает две ГТУ, созданные на базе четырех авиационных двигателей FT4 с двумя котлами-утилизаторами и одной паровой турбиной. Общая мощность ГПУ составляет 125 МВт (см. табл. II.2). ГПУ с 1974 г. успешно эксплуатируется на ТЭС «Берлингтон» (США). На вход в котел-утилизатор направляются газы температурой 753 К, что определило надежную работу котла и низкие затраты на его обслуживание.

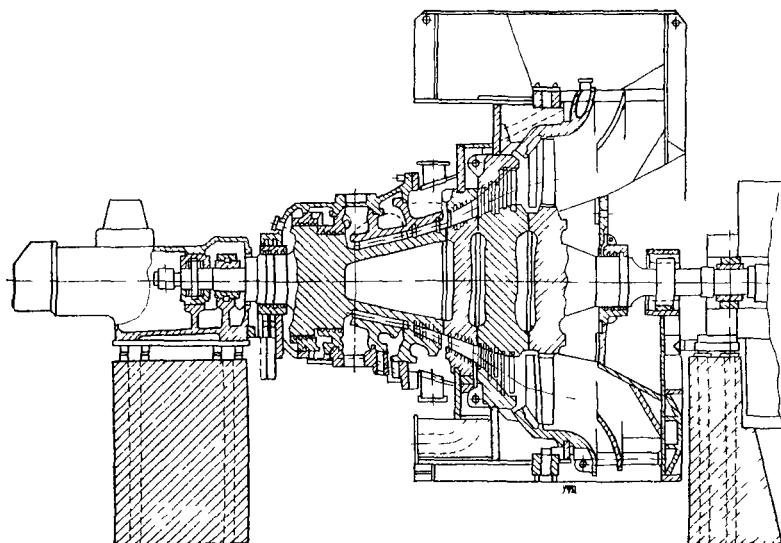


Рис. II.13. Продольный разрез паровой турбины ГПУ фирмы «Броун Бовери»

Котел генерирует пар трех давлений: острый пар ($p_{\text{п}} = 6,2$ МПа и $T_{\text{п}} = 676$ К), насыщенный пар ($p_{\text{п}} = 1,0$ МПа и $T_{\text{п}} = 453$ К) и пар низкого давления ($p_{\text{п}} = 0,2$ МПа и $T_{\text{п}} = 394$ К). Острый пар подводится к двухвенечной регулировочной ступени паровой турбины фирмы «Лаваль», а насыщенный пар вводится в проточную часть этой турбины за шестой ступенью. Пар низкого давления используется для подогрева питательной воды. При этом влажность пара на лопатках последней ступени относительно невелика и составляет 12—13 %. Мощность паровой турбины 43,7 МВт.

Несмотря на низкие параметры пара ГПУ ТЭС «Берлингтон» характеризуется высокими экономическими показателями. На номинальном режиме ГПУ удельный расход теплоты составил 9480 кДж/(кВт·ч), что заметно меньше расхода теплоты маневренных паротурбинных блоков.

Рассмотренные газопаровые установки с КУ, находящиеся длительное время в эксплуатации, отражают основные характер-

ные особенности современных комбинированных агрегатов. К их числу следует отнести:

а) низкие параметры пара, которые обеспечивают высокую надежность работы оборудования парового контура, особенно котла-утилизатора, и хорошие маневренные свойства паровой турбины;

б) упрощенную тепловую схему парового контура со слабой паровой регенерацией, причем в ряде случаев исключается даже деаэратор, а деаэрация питательной воды производится в конденсаторе;

в) несколько ГТУ в составе газового контура, объединенных каждая со своим котлом-утилизатором, а также несколько электрогенераторов, что существенно повышает надежность работы.

Последнее обстоятельство является исключительно важным с точки зрения экономичности установки на частичных нагрузках. Последовательное отключение ГТУ позволяет осуществлять в широком диапазоне уменьшение мощности и при этом сохранять высокий к. п. д. установки. Характеристика изменения к. п. д. будет тем благоприятнее, чем больше число ГТУ в составе газового контура. На рис. II.14 приведено изменение удельного расхода теплоты ГПУ, в состав которой входит восемь ГТУ. Уменьшение мощности ГПУ за счет изменения режима работы ГТУ (кривые /, // и /// для 8, 4 и 1 работающих ГТУ соответственно) сопровождается существенным понижением экономичности. Так, при уже половинной мощности ГПУ удельный расход теплоты увеличивается на 30 %.

Весьма благоприятна характеристика экономичности ГПУ при уменьшении мощности за счет отключения ГТУ (кривая IV на рис. II.14). При $\overline{N}_{э,г} = 0,5$ удельный расход топлива повышается лишь на 2,0—2,5 % и даже при $\overline{N}_{э,г} = 0,1$ расход теплоты увеличивается меньше чем на 10 %. Высокая экономичность ГПУ на частичных нагрузках — важное достоинство установок, предназначенных для покрытия полупиковых нагрузок.

За рубежом ГПУ с КУ нашли широкое распространение на промышленных предприятиях, где они используются не только для выработки электроэнергии, но и пара, который необходим для производства. Применение комбинированного цикла здесь также решает проблему сокращения расхода топлива.

Примером промышленной комбинированной установки является ГПУ завода компании «Дау Кемикл» (Канада), работающая с 1972 г. Она включает две ГТУ фирмы «Дженерал элек-

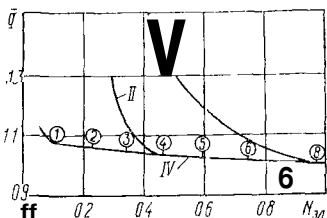


Рис II.14 Изменение удельного расхода теплоты ГПУ с КУ в зависимости от мощности установки.

1, 2, 3, ..., 8 — число работающих агрегатов, I, II и III — изменение мощности при сокращении числа работающих ГТУ; IV — изменение мощности ГПУ за счет отключения ГТУ

трик» типа MS7001, два котла-утилизатора и противодавленческую паровую турбину (рис. II.15) [89]. Здесь использован КУ с дожиганием топлива, что позволило применить высокие начальные параметры ($p_{\text{п}} = 10,0$ МПа, $T_{\text{п}} = 783$ К). Два уровня давления, которые генерирует котел (10,0 и 0,32 МПа), позволяют иметь глубокое использование теплоты сгорания топлива, а температура уходящих газов T_5 составляет лишь 330 К. Установка характеризуется высокой экономичностью. При номинальной мощности, равной 145 МВт, удельный расход теплоты на выработку электро-

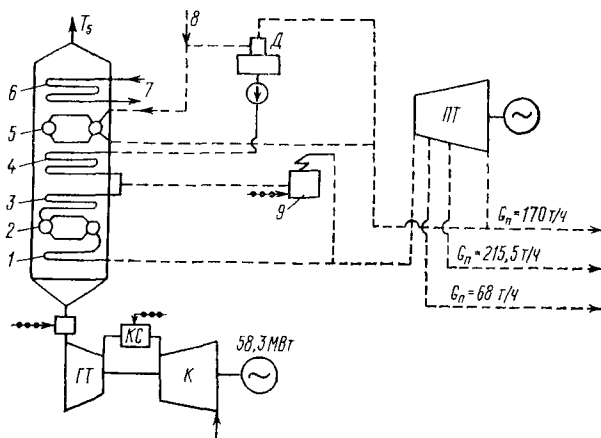


Рис. II.15. Принципиальная тепловая схема промышленной ГПУ с котлом-утилизатором химического комбината:

1 — пароперегреватель; 2 — испарительная часть высокого давления; 3,4 — первая и вторая ступень экономайзера высокого давления; 5 — испарительная часть низкого давления; 6 — подогреватель подпиточной воды; 7 — подпиточная вода; 8 — питательная вода; 9 — имеющийся на станции котел

энергии — около 4520 кДж/(кВт·ч), что соответствует к. п. д. 80 %. В целом установка демонстрирует высокие эксплуатационные качества.

Конструкция элементов ГПУ с КУ. При создании газопаровых установок обычно ориентируются на ГТУ, серийный выпуск которых освоен промышленностью. Эти установки не требуют серьезных конструктивных изменений при их использовании в составе ГПУ, поэтому здесь конструкции ГТУ не рассматриваются.

Паровые турбины ГПУ часто также удается подобрать среди уже освоенного оборудования. В тех случаях, когда паровая турбина создается специально для использования в составе ГПУ, ее конструкция подчиняется требованию повышенной маневренности, чему способствует низкий уровень начальных параметров. Одна из конструкций такой турбины приведена на рис. II.13.

Единственным крупным новым элементом в составе ГПУ, который требует новых конструктивных разработок, является котел-утилизатор, поэтому конструкции котлов-утилизаторов здесь и рассмотрим.

При создании котла, генерация пара в котором осуществляется за счет отходящей от ГТУ теплоты, необходимо иметь в виду особенности его работы в составе комбинированной установки. Главные из этих особенностей следующие.

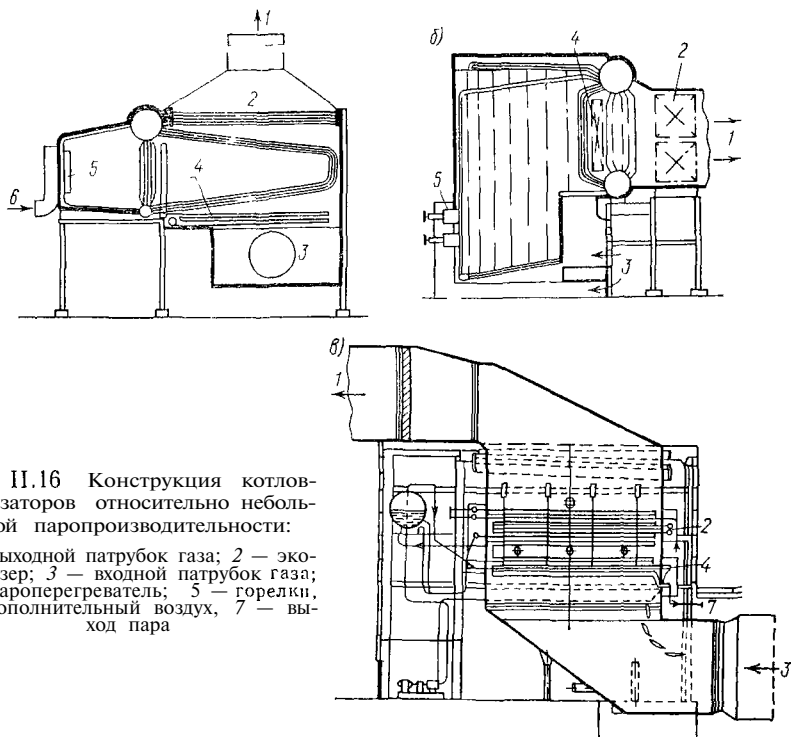


Рис. П.16 Конструкция котлов-утилизаторов относительно небольшой паропроизводительности:

- 1 — выходной патрубок газа; 2 — экономайзер; 3 — входной патрубок газа;
- 4 — пароперегреватель; 5 — горелки;
- 6 — дополнительный воздух, 7 — выход пара

Котел должен быть газоплотным, поскольку для упрощения эксплуатации дымосос отсутствует, а преодоление гидравлических сопротивлений теплопередающих поверхностей и газового тракта обеспечивается повышенным давлением за газовой турбиной. Он должен пропускать большие расходы газа и иметь при этом минимальное аэродинамическое сопротивление (минимальные гидравлические потери), так как потери давления за ГТУ оказывают существенное влияние на показатели ГПУ, в частности на расход топлива. Расчеты показывают, что рост давления за ГТУ на 1,0 кПа приводит к увеличению расхода топлива почти на 1 %. Поэтому в конструкции КУ широко используются оребренные трубы, а котел выполняют с многократной принудительной циркуляцией. Кроме того, котел должен обладать высокими маневренными ха-

рактическими, которые не препятствовали бы использованию ГПУ для покрытия полупиковых нагрузок. Допустимые скорости разогрева КУ должны соответствовать скорости прогрева турбины. Повышению маневренности КУ способствуют пониженные параметры пара и применение оребренных поверхностей нагрева.

При конструировании котла-утилизатора необходимо также учитывать, что теплообмен происходит за счет конвекции. При использовании дожигания топлива горелки перед котлом располагают так, чтобы исключить чрезмерное излучение на первые ряды труб. В этих условиях на конструкцию котла и его габаритные размеры большое влияние оказывают температурные напоры между газами и пароводяным телом. Для КУ минимальный температурный напор ΔT_{\min} обычно имеет место в начале испарительных поверхностей нагрева и от него зависит площадь поверхности теплообмена. С другой стороны, ΔT_{\min} оказывает влияние и на показатели установки. Расчеты показывают, что уменьшение ΔT_{\min} на 5 К повышает мощность установки почти на 0,8 % и сокращает на 0,3 % расход топлива. В современных котлах ΔT_{\min} обычно принимают равным 20—30 К.

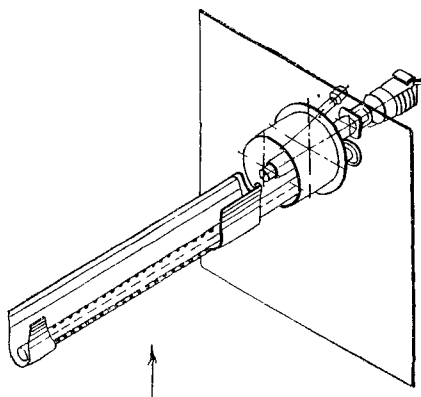


Рис 11.17. Канальная газовая горелка для дожигания топлива между турбиной и котлом-утилизатором

На рис. 11.16 приведены конструкции котлов, предназначенных для небольшой паропроизводительности [117]. Котел блочной поставки с U-образными трубами (рис. 11.16, а) предусматривает автономную работу без газовой турбины. Для этого он оборудован воздушным коробом с топливными горелками. Котел имеет, в основном, горизонтальное расположение труб.

При значительном дожигании топлива иногда применяют экранированную топку (рис. 11.16, б). При вертикальном расположении труб котел выполнен с естественной циркуляцией. Конструкция котла исключает блочную поставку, поэтому котел собирается на станции.

В настоящее время получают широкое распространение котлы относительно большой паропроизводительности. Конструкция такого котла-утилизатора, предназначенного для работы с ГТУ мощностью 80 МВт, например для ГТУ типа V93 фирмы КВУ, приведена на рис. 11.16, в. Парогенератор имеет горизонтальное расположение труб и выполнен с многократной принудительной циркуляцией. Корпус котла является силовым, поэтому возможна

блочная поставка элементов котла с секционной сборкой на станции. Сжигание топлива, расход которого для газопаровых установок обычно невелик, организуют в газоходе за газовой турбиной. Для этой цели используются специальные каналные горелки, которые чаще всего работают на природном газе (рис. II.17) [81]. Газоподводящая труба горелки устанавливается в газоходе поперек потока и снабжена большим числом сопел. Стабилизатор

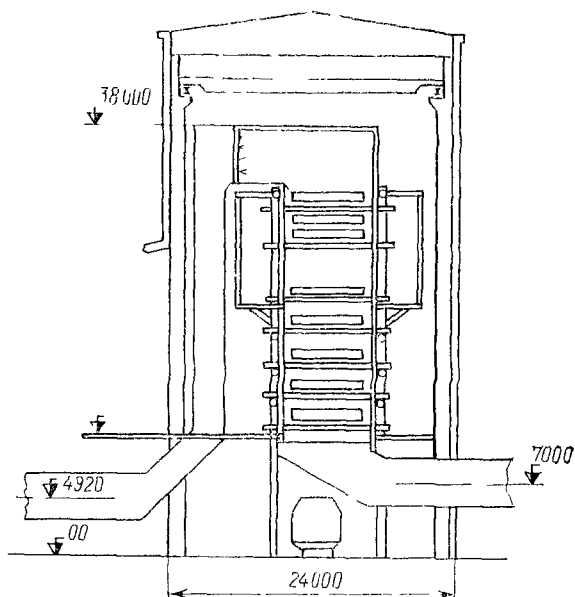


Рис. II.18 Котел-утилизатор конструкции ВТИ для ГПУ мощностью 750 МВт

пламени имеет отверстия для подвода к соплам окислителя (рабочего газа). Горелка снабжается запальным устройством и смотровым лючком, который используется для визуального наблюдения за горением топлива.

Оригинальный парогенератор-утилизатор разработан ВТИ для газопаровой установки мощностью 750 МВт. Парогенератор выбран прямоточным башенного типа (рис. II.18) [381]. Расположение змеевиков — горизонтальное. Для сокращения габаритных размеров испарительные и экономайзерные поверхности выполнены из оребренных труб. Для пароперегревательных поверхностей использованы неоробренные трубы. Паропроизводительность его значительная и составляет 500 т/ч. Высокий перегрев пара до 818 К (как первичный, так и вторичный) приводит к необходимости значительного дожигания топлива, которое осуществляется в газоходе перед теплопередающими поверхностями.

МАНЕВРЕННЫЙ ПАРОТУРБИННЫЙ БЛОК С ПИКОВОЙ ГТУ

III.1. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ И ЦИКЛЫ

Известны различные способы увеличения мощности блоков по отношению к номинальной величине. К ним относятся: повышение давления пара, снижение температуры пара, комбинированное изменение давления и температуры пара, впрыск воды в промежуточный перегреватель пара и, наконец, отключение отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды. Все эти мероприятия характеризуются различными экономическими показателями в зависимости от дополнительной мощности, продолжительности форсировки и т. д. [4].

Идея форсировки ПТУ за счет сокращения отборов пара уже длительный период исследуется и широко обсуждается. В большом объеме исследования характеристик энергоблоков при отключении паровой регенерации были выполнены в ЦКТИ и в других организациях [24]. Высокой эффективностью отключение отборов пара обладает в сочетании с газотурбинными установками, поэтому ниже этот метод получения пиковой мощности и будет рассмотрен.

Новым направлением развития комбинированных установок является использование на режимах форсировки для выработки дополнительной мощности, предназначенной, в основном, для пикового использования, комбинированного парогазового блока. При отключении регенеративных подогревателей питательной воды необходимый догрев воды до заданной температуры осуществляется в нем за счет отходящей от пиковой ГТУ теплоты. При этом техническом решении резко возрастает маневренная мощность и к. п. д. ее выработки.

Такая парогазовая установка, которую в дальнейшем будем называть *маневренной паротурбинной установкой* (МПТУ) с пиковой ГТУ, изображена на рис. III.1, а. Паротурбинный блок включается в схему без принципиальных изменений. Здесь наряду с регенеративными подогревателями питательной воды включается газовый подогреватель-утилизатор, работающий на теплоте отходящих от газовой турбины газов.

Возможны два режима работы такой установки. В базовом режиме, когда дополнительная мощность не требуется, пиковая ГТУ выключена и ПТУ работает автономно по обычной схеме. В режиме маневренных нагрузок включается пиковая ГТУ, а ПТУ переводится на режим работы с отключением регенеративных отборов пара. При этом через цилиндры ПТУ пойдет дополнительный пар, вытесненный из регенеративных отборов, и за этот счет ПТУ будет вырабатывать дополнительную мощ-

ность. Необходимый догрев питательной воды будет осуществляться в газовом подогревателе-утилизаторе, и парогенератор будет работать в нормальном режиме без перегрузок.

Маневренная мощность окажется значительной, так как будет вырабатываться не только за счет пиковой ГТУ, но и за счет дополнительной мощности ПТУ.

Газовый подогреватель-утилизатор может быть включен в схему как параллельно с отключенными подогревателями, так и последовательно. Последний способ включения удобен в эксплуатационном отношении, так как обеспечивает плавное и автоматическое

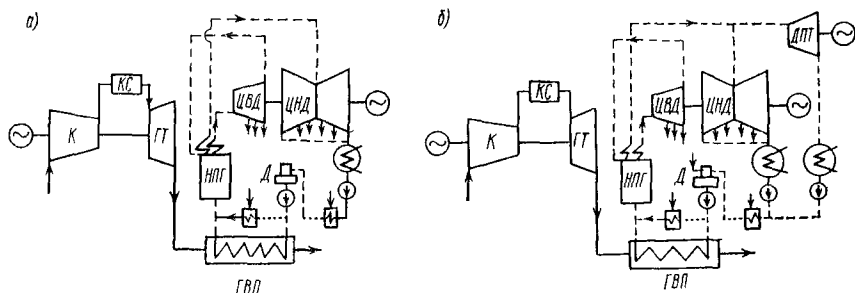


Рис. III.1. Принципиальная схема МПУ с перегрузкой ступени паровой турбины (а) и с дополнительной паровой турбиной ДПТ (б)

отключение регенеративных подогревателей по мере выхода ГТУ на номинальный режим работы. При этом упрощается проблема управления установкой при выработке пиковой мощности.

При переводе современных ПТУ на режим работы по схеме МПУ с пиковой ГТУ могут встретиться ограничения для пропуска дополнительного пара, полученного при вытеснении паровой регенерации через проточную часть турбины. В этом случае появляется необходимость включения в схему дополнительной высокоманевренной паровой турбины (рис. III.1, б), работающей на паре отключенных отборов. Конструктивно эта турбина должна выполняться так, чтобы не было заметных ограничений на набор дополнительной мощности.

Схема с отключением отборов пара обладает высокой эффективностью применительно к теплофикационным установкам, которые имеют значительные внутренние ресурсы наращивания мощности за счет пропуска через проточную часть дополнительных расходов пара. На режимах комбинированной выработки мощности необходимый догрев питательной и сетевой воды, снижение температуры которой обусловлено отключением соответствующих отборов пара, обеспечивается в газовых подогревателях за счет отходящей от газовой турбины теплоты. Здесь температура уходящих газов может дополнительно снижаться за счет догрева сетевой воды в газовом подогревателе второй ступени.

III.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЦИКЛА МПТУ С ПИКОВОЙ ГТУ

Комбинированную установку МПТУ с пиковой ГТУ можно представить состоящей из двух частей: бинарной газопаровой части, которая включает все дополнительные потери, связанные с отключением регенерации, и паротурбинной части, отвечающей номинальному режиму ПТУ. Бинарная часть обеспечивает выработку дополнительной мощности, которая рассматривается как маневренная мощность. Ниже рассмотрена бинарная часть установки.

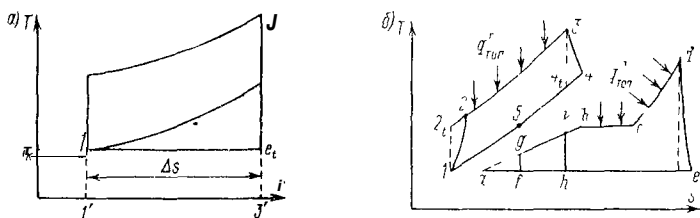


Рис III.2. Тепловой цикл идеального (а) и реального (б) маневренного блока

Особенностью бинарного цикла МПТУ с пиковой ГТУ является возможность осуществления треугольного цикла в его пароводяной части. Для идеальных условий при отсутствии потерь в турбомашине и необратимых потерь в процессе теплообмена идеальный цикл бинарной части установки представлен на рис III.2, а. Здесь контур $1-2_t-3-4_t-1$ — газовый цикл, а контур $1-4_t-e_t-1$ — треугольный цикл пароводяного контура. Рассмотрим эффективность идеального бинарного цикла.

Для идеализированной установки маневренная удельная работа может быть определена выражением

$$h_{\text{ман}} t = h_{\text{ГТУ}} \tau c_p (T_{4t} - T_1) - \Delta s T_1$$

или, пренебрегая различиями в удельной теплоемкости рабочих тел, можно написать

$$h_{\text{ман}} t = c_p T_3 [(1 - \tau \pi^m) + \tau (\ln \pi^m + \ln \tau)]. \quad (\text{III.1})$$

Согласно этому выражению, маневренная работа всегда больше работы ГТУ. Работа возрастает с уменьшением π и при $\pi = 1$ достигает максимального значения, которое составляет

$$h_{\text{ман}}^{\text{max}} t = c_p T_3 [(1 - \tau) + \tau \ln \tau]. \quad (\text{III.2})$$

При $\pi_{\text{пр}} = \tau^{\frac{1}{m}}$ работа маневренной установки отсутствует, т. е. $h_{\text{ман}} = 0$. В пределах изменения π от 1 до $\pi_{\text{пр}} = \tau^{\frac{1}{m}}$

превышение маневренной работы установки над работой пиковой ГТУ составляет

$$\Delta h_{\text{ман}t} = h_{\text{ман}t} - h_{\text{ГТУ}t} = c_p T_3 [(\pi^{-m} + \tau) + \tau (\ln \pi^m + \ln \tau)] \quad (\text{III } 3)$$

Это превышение тем больше, чем меньше степень повышения давления (рис. III.3, а). С повышением π маневренная работа сначала резко падает и при высоких π лишь незначительно превышает работу пиковой ГТУ.

К. п. д. идеализированного комбинированного цикла выработки маневренной мощности составляет

$$\eta_{\text{ман}t} = \frac{h_{\text{ман}t}}{q_{\text{ГТУ}}} = \frac{(1 - \tau \pi^m) + \tau (\ln \pi^m + \ln \tau)}{1 - \tau \pi^{-m}} \quad (\text{III } 4)$$

Это выражение можно привести к виду

$$\eta_{\text{ман}t} = \eta_{\text{ГТУ}t} + \frac{(\pi^{-m} - \tau) + \tau (\ln \pi^m + \ln \tau)}{1 - \tau \pi^{-m}}, \quad (\text{III } 5)$$

где $\eta_{\text{ГТУ}t}$ — термический к. п. д. идеального цикла простой ГТУ. Выражение (III.5) показывает, что при любом π к. п. д. выработки маневренной мощности больше к. п. д. ГТУ, но с ростом π это различие уменьшается (рис. III.3, б). Максимальное значение $\eta_{\text{ман}t}^{\text{max}}$ достигается при $\pi_{\text{пр}} = \tau^{\frac{1}{m}}$, когда $\eta_{\text{ман}t}^{\text{max}} = 1 - \tau$. При $\pi = 1$ $\eta_{\text{ман}t}$ имеет минимальное значение, которое в этом случае составляет

$$\eta_{\text{ман}t}^{\text{min}} = 1 + \tau \ln \tau / (1 - \tau).$$

Приведенные выражения показывают значительное влияние температурного фактора τ на показатели выработки маневренной мощности в идеальном цикле $h_{\text{ман}t}$ и $\eta_{\text{ман}t}$. Понижение этого фактора, обычно связанное с ростом начальной температуры газа T_3 , приводит к увеличению как $h_{\text{ман}t}$ так и $\eta_{\text{ман}t}$.

Тепловой цикл реальной установки отличается от идеального не только наличием необратимых потерь в турбомашине и при теплообмене, но и отключением только части регенерации (см. рис. III.2, б). Здесь часть парового цикла, эквивалентная площади $a - / - g$, обеспечена паровой регенерацией, а другая часть, эквивалентная площади $/ - g - k - h$, — отходящей теплотой ГТУ.

Показатели реального комбинированного цикла зависят прежде всего от параметров газового контура.

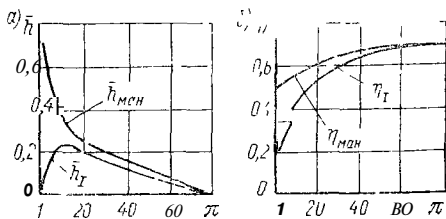


Рис. III.3. Характеристики идеального цикла маневренного блока а — изменение безразмерной работы $\bar{h} = h/c_p T_3$; б — изменение термического к. п. д., $\eta_{\text{ГТ}}$ — к. п. д. и работа идеального цикла ГТУ, $\eta_{\text{ман}}$, $\bar{h}_{\text{ман}}$ — к. п. д. и работа маневренной установки

Показатели реального комбинированного цикла зависят прежде всего от параметров газового контура.

Полезная работа $h_{\text{ман}} = h_{\text{ГТУ}} + h_{\text{доп}}d'$, где $h_{\text{доп}}$ — дополнительная работа парового контура, полученная за счет вытеснения регенерации. Работу парового контура можно найти по уравнению

$$h_{\text{доп}}d' = (q_{\text{к. с}} - h_{\text{ГТУ}} - q_{\text{yx}})\eta_{\text{п}},$$

где q_{yx} — количество уходящей теплоты, $q_{\text{yx}} = c_{\text{пр}} (T_5 - T_1)$, $\eta_{\text{пв}}$ — внутренний к. п. д. пароводяной части комбинированного цикла выработки маневренной мощности.

Если ввести коэффициент $\beta_{\text{отх}} = c_{\text{пр}} (T_4 - T_1)/q_{\text{к. с}}$, который характеризует отходящую от газовой турбины теплоту, то маневренная работа комбинированной установки будет

$$h_{\text{ман}} = h_{\text{ГТУ}} \left\{ 1 + \frac{\eta_{\text{п}}}{\eta_{\text{ГТУ}}} [1 - \eta_{\text{ГТУ}} - \beta_{\text{отх}} (1 - \eta_{\text{ут}})] \right\}. \quad (\text{III.6})$$

Маневренная работа для принятой ГТУ тем выше, чем больше $\eta_{\text{пв}}$ и чем меньше потери теплоты с уходящими газами.

К. п. д. выработки маневренной мощности определяется по уравнению

$$\eta_{\text{ман}} = \eta_{\text{ГТУ}} + (1 - \eta_{\text{ГТУ}}) \eta_{\text{пв}} \eta_{\text{ут}}, \quad (\text{III.7})$$

где $\eta_{\text{ГТУ}}$ — к. п. д. пиковой газотурбинной установки; $\eta_{\text{ут}}$ — к. п. д. утилизации; $\eta_{\text{ут}} = (T_4 - T_5)/(T_4 - T_1)$.

Имея в виду (III.6), к. п. д. выработки маневренной мощности можно найти по уравнению

$$\eta_{\text{ман}} = \eta_{\text{ГТУ}} \left\{ 1 + [1 - \eta_{\text{ГТУ}} - \beta_{\text{отх}} (1 - \eta_{\text{ут}})] \frac{\eta_{\text{п}}}{\eta_{\text{ГТУ}}} \right\}. \quad (\text{III.8})$$

Выражения (III.6) и (III.8) показывают, что возрастание удельной маневренной работы и к. п. д. ее выработки по сравнению с этими показателями газотурбинной установки одинаковы. Маневренную удельную работу удобно выразить через параметры газового контура. Если ориентироваться на простой термодинамический цикл в ГТУ без учета охлаждения газовой турбины, то внутренняя маневренная работа установки, отнесенная к 1 кг воздуха, будет равна

$$h_{\text{ман}} = (1 + g_{\text{топ}}) c_{\text{пр}} T_3^* [1 - (\pi_{\text{к}} \nu)^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{Г. Т}} - c_{\text{пр}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}} + \\ + c_{\text{пр}} T_3^* [1 - (\pi_{\text{к}} \nu)^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{Г. Т}} - \tau] \eta_{\text{ут}} \eta_{\text{п}}, \quad (\text{III.9})$$

где ν — коэффициент гидравлических потерь в тракте ГТУ.

Использование пиковой ГТУ в составе МПТУ для выработки маневренной мощности оказывает заметное воздействие на выбор параметров газотурбинной установки и, в частности, на выбор степени повышения давления. Формула (III.9) позволяет получить следующие уравнения для определения оптимальных значений $\pi_{\text{к}}$:

для получения максимальной работы $h_{\text{ман}}^{\text{маж}}$

$$\pi_{\text{к opt}}^h = \left[\frac{\Gamma}{\tau} \frac{1 + g_{\text{топ}}}{c_{\text{рв}} m_{\text{в}}} \frac{c_{\text{р}} m_{\text{г}}}{\nu} (1 - \eta_{\text{п}} \eta_{\text{гт}}) \right]^{1/(m_{\text{г}} + m_{\text{в}})}; \quad (\text{III.10})$$

для получения максимальной к. п. д. $\eta_{\text{ман}}^{\text{маж}}$

$$\pi_{\text{к opt}}^{\eta} = \left[\frac{1 + g_{\text{топ}}}{\tau} \frac{c_{\text{р}} m_{\text{г}}}{c_{\text{рв}} m_{\text{в}}} \frac{\eta_{\text{п}} \eta_{\text{к}}}{\nu^{m_{\text{г}}}} \frac{1 - \eta_{\text{п}} \eta_{\text{гт}}}{1 - \eta_{\text{ман}}^{\text{маж}}} \right]^{1/(m_{\text{г}} + m_{\text{в}})}. \quad (\text{III.11})$$

В комбинированном цикле имеет место тем большее понижение $\pi_{\text{к opt}}$, чем выше к. п. д. паровой ступени.

Комбинированный цикл с вытеснением паровой регенерации оказывает влияние на общие показатели установки. Ее удельная работа по сравнению с работой исходной паротурбинной установки вырастет на величину $h_{\text{ман}} = h_{\text{гт}} + h_{\text{доп}} d'$, а к. п. д. выработки общей мощности МПТУ с пиковой ГТУ составит

$$\eta_{\text{мпту}} = (h_{\text{гт}} + h_{\text{доп}} d' + h_{\text{гт}} d) / (q_{\text{к}} + dq_{\text{гт}}),$$

где $h_{\text{гт}}$ и $q_{\text{гт}}$ — удельная работа и удельный расход теплоты топлива паротурбинной установки, входящей в состав МПТУ.

Если ввести коэффициент, характеризующий соотношение расходов топлива в газовом и паровом контурах $\beta_{\text{топ}} = q_{\text{к}} / q_{\text{гт}}$, то уравнение для к. п. д. выработки общей мощности МПТУ будет

$$\eta_{\text{мпту}} = \eta_{\text{гт}} \left\{ 1 + \left[1 - \eta_{\text{гт}} - \beta_{\text{отх}} (1 - \eta_{\text{г}}) \right] \frac{\eta_{\text{п}}}{\eta_{\text{гт}}} \right\} \frac{\beta_{\text{топ}}}{1 + \beta_{\text{топ}}} + \frac{1}{1 + \beta_{\text{топ}}} \eta_{\text{пт}}. \quad (\text{III.12})$$

Для оценки общего экономического выигрыша от применения комбинированного цикла сравним к. п. д. комбинированной установки с базовым паротурбинным блоком. Для этого рассмотрим $\Delta\eta = \eta_{\text{мпту}} - \eta_{\text{пт}}$. После преобразований можно получить, что

$$\Delta\eta = \frac{\beta_{\text{топ}}}{1 + \beta_{\text{топ}}} (\eta_{\text{ман}} - \eta_{\text{гт}}). \quad (\text{III.13})$$

Это выражение показывает, что к. п. д. комбинированной установки только тогда выше к. п. д. базового паротурбинного блока, когда к. п. д. выработки маневренной мощности выше к. п. д. этого блока. На прирост к. п. д. $\Delta\eta$ большое влияние оказывает коэффициент $\beta_{\text{топ}}$, характеризующий соотношение расходов топлива в газовом и паровом контурах. Поскольку расход топлива в паровом контуре обычно существенно больше, чем в газовом контуре, а $\beta_{\text{топ}}$ составляет 0,25—0,30, то очевидно, что прирост к. п. д. $\Delta\eta$ невелик и составляет для современных энергетических установок доли процента.

При разработке установки МПТУ с пиковой ГТУ обычно имеется в виду готовый паротурбинный блок, к которому подби-

рается или проектируется газотурбинная установка. В этом случае прежде всего возникает вопрос о необходимом расходе воздуха в газовом контуре. Если перед газовым подогревателем питательной воды отсутствует камера дожигания, то уравнение теплового баланса подогревателя даст следующее уравнение для определения расхода воздуха:

$$G_n = \frac{Q_{п. в}}{q_{н. с}} \frac{1}{[1 - \eta_{ГТУ} - \beta_{отх} (1 - \eta_{ут})] (1 + g_{топ})} \quad (14) \quad (III)$$

где $Q_{п. в}$ — количество теплоты, необходимое для догрева питательной воды до заданной температуры; $g_{топ}$ — относительный расход топлива в камере сгорания.

Необходимая мощность газотурбинной установки, входящей в состав МПТУ, также зависит от догрева питательной воды в газовом подогревателе $Q_{п. в}$. Для определения этой мощности можно воспользоваться уравнением

$$N_{ГТУ} = Q_{п. в} \eta_{ГТУ} / [1 - \eta_{ГТУ} - \beta_{отх} (1 - \eta_{ут})] (1 + g_{топ}) \quad (III.15)$$

В зависимости от параметров газа будет изменяться как необходимый расход воздуха, так и мощность ГТУ для комбинированной установки с отключением паровой регенерации.

III.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ МПТУ С ПИКОВОЙ ГТУ

Основные характеристики комбинированной установки, образованной на базе современных блоков и пиковой ГТУ, зависят от конкретных свойств и особенностей исходных агрегатов. Сюда прежде всего относятся показатели тепловой схемы (наличие промежуточного подогрева рабочего тела, глубины регенеративного подогрева и т. д.), начальные параметры рабочего тела, а также характеристики отдельных элементов (к. п. д. турбомашин, гидравлические потери и т. д.). Поэтому основные показатели будем рассматривать применительно к конкретным установкам. При этом во всех случаях тепловая схема ГТУ остается неизменной, соответствующей простому циклу. В состав паросиловых блоков включены установки, которые в настоящее время рассматриваются как перспективные на ближайшие 20—25 лет. Ниже приведены результаты расчета основных характеристик МПТУ с пиковой ГТУ при отключении ПВД [1].

При исследовании характеристик основные изменения касались ГТУ. Рассматривалось изменение начальной температуры газа в пределах от 1100 до 1650 К. Для температур газа выше 1050 К вводилось воздушное охлаждение турбины. При расчете охлаждения турбины принято, что температура стенки составляет 1050 К для охлаждения рабочей лопатки и 1100 К — для направляющей лопатки. Рассмотрен широкий диапазон изменения степени повышения давления $\pi_{кн}$, значения которой изменялись от 5

до 40. Все потери в ПТУ учтены в тепловых балансах, данные которых использованы в расчетах.

Для догрева питательной воды при отключении регенерации и сохранения заданной температуры газа, покидающего водоподогреватель, расход воздуха в пиковой ГТУ однозначно определяется мощностью паросилового блока и параметрами газа (рис. III.4). Необходимый расход воздуха зависит прежде всего от температуры газа. С ее ростом G_B уменьшается. Так, для К-1200-240 (рис. III.4, а) при $T_3 = 1073$ К пиковая ГТУ должна проектироваться на расход воздуха 2600 кг/с, а при $T_3 = 1473$ К

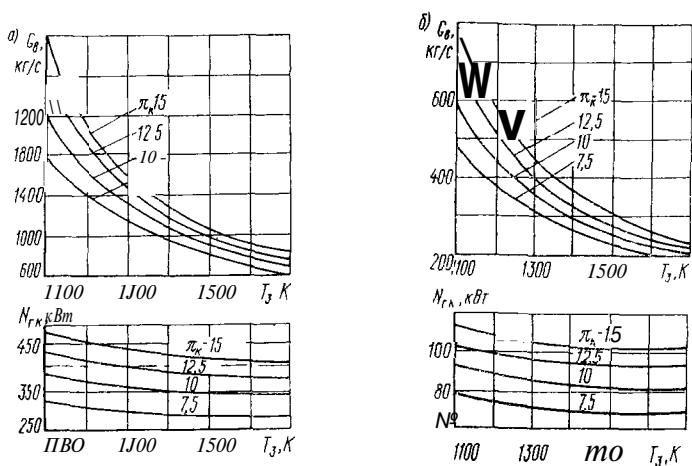


Рис. III.4. Характеристики ГТУ для блока К-1200-240 (а) и блока К-300-240 (б)

необходимый расход воздуха уменьшается до 1000 кг/с, т. е. больше чем в 2,5 раза. Степень повышения давления влияет на расход воздуха в обратном направлении. В рассматриваемой комбинированной установке температура газа T_3 оказывает на мощность ГТУ слабое влияние, причем с ростом T_3 мощность ГТУ даже падает. Такое влияние T_3 на $N_{ГТУ}$ определяется переменным расходом воздуха.

Аналогичные закономерности имеют место и для блока К-300-240 (рис. III.4, б). Вышеназванные зависимости отличаются соотношением мощностей в приведенных блоках, что дает возможность остальные закономерности рассматривать обобщенно для всех блоков сверхкритических параметров, относя параметры установки к расходу воздуха в ГТУ.

Применение комбинированного цикла увеличивает маневренную работу установки (рис. III.5) за счет добавочной работы парового цикла и существенно уменьшает $г_{с.корт.}$ Так, если при $T_3 = 1500$ К для получения максимальной работы ГТУ $\pi_{k, opt}$ составляет около 25, то в комбинированном цикле величина

$\pi_{\text{корт}}$ падает до 7—8 С уменьшением $\pi_{\text{к}}$ прирост удельной работы комбинированной установки за счет паровой части неуклонно увеличивается, что объясняется изменением относительного расхода пара d , который растет с понижением $\pi_{\text{к}}$.

Большое влияние параметры газового контура оказывают на так называемую маневренную мощность установки (рис. III.6) [1]. Особенно сильно на $N_{\text{ман}}$ влияет начальная температура газа. Если при $T_3 = 1300 \text{ K}$ и $\pi_{\text{к}} = 15$ маневренная мощность составляет 0,38 МВт на один килограмм расхода воздуха в секунду

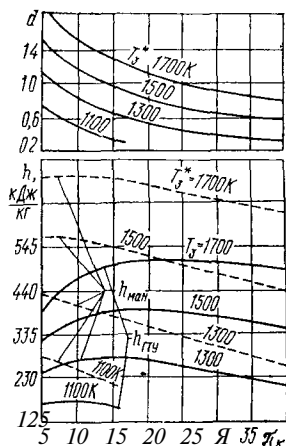


Рис III 5 Характеристики маневренной установки с конденсационными блоками

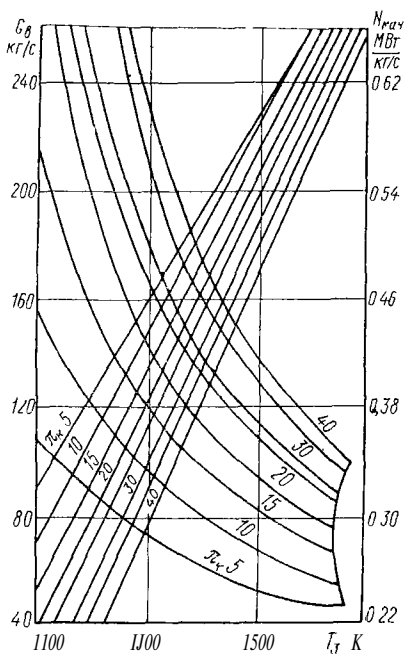


Рис III 6 Удельная маневренная мощность и расход воздуха в комбинированной установке

через компрессор, то уже при $T_3 = 1500 \text{ K}$ $N_{\text{ман}}$ возрастает до 0,54 МВт, т. е. на 42 %. Здесь уместно напомнить, что современные энергетические ГТУ, предназначенные для работы в переменной части графика нагрузки, имеют значительно меньшую удельную мощность. Так, удельная мощность пиковых ГТУ для умеренных температур газа составляет около 0,15 МВт/(кг/с), а для отечественной установки ГТ-100-750 ЛМЗ, выполненной по усложненной схеме, удельная маневренная мощность $N_{\text{ман}} = 0,22 \text{ МВт/(кг/с)}$. Рост начальной температуры увеличивает удельную мощность, но даже для ГТУ, рассчитанных на температуру газа около 1500 К, удельная мощность не превышает 0,3 МВт на килограмм воздуха. Даже сверхмощные ГТУ, работающие по сложным термодинамическим циклам с высокими $\pi_{\text{к}}$, характеризуются удельной мощностью, равной 0,5 МВт/(кг/с),

В меньшей мере на удельную маневренную мощность влияет степень повышения давления. Ее уменьшение в 1,5 раза (от 15 до 10) при $T_3 = 1500$ К увеличивает мощность установки только на 2,5 %. Достигнутые значения удельной маневренной мощности рассматриваемой установки свидетельствуют о возможности получения больших единичных мощностей, недостижимых для автономных пиковых ГТУ.

Большие единичные мощности, предназначенные для работы в переменной части графика нагрузки, — одно из основных преимуществ МПТУ с пиковой ГТУ на базе мощных паросиловых блоков и перспективных ГТУ с ВГТ.

Важной характеристикой установки является расход воздуха, который находится из условия догрева питательной воды в экономайзере. Расход воздуха определяется из уравнения (III. 14). При сверхкритических параметрах пара зависимость расхода воздуха, отнесенная к 100 МВт номинальной мощности паросилового блока, от начальных параметров газа представлена на рис. III.6. Большое влияние оказывает температура газа T_3 . Ее рост с 1100 до 1500 К при $\pi_K = 15$ снижает необходимый расход почти в три раза. Высокое значение температуры здесь также целесообразно, так как сокращает габаритные размеры ГТУ, уменьшает ее стоимость и облегчает компоновку установки. С помощью графиков на рис. III.6 можно оценить необходимый расход воздуха для любого блока на сверхкритические параметры пара при отключении ПВД.

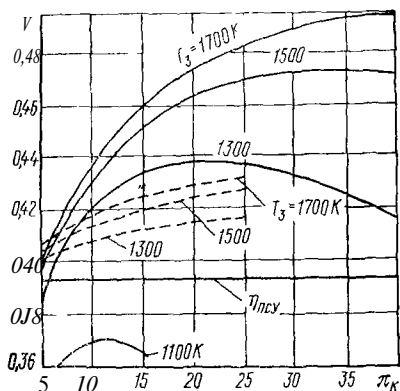


Рис. III.7. Термическая эффективность МПТУ с пиковой ГТУ

— выработка маневренной мощности; - - - выработка общей мощности установки

Маневренная мощность вырабатывается с высокой термической эффективностью. К. п. д. ее выработки в блоке на сверхкритические параметры (типа К-300-240 или К-1200-240) даже для умеренной температуры газа оказывается высоким (рис. III.7). При $T_3 = 1373$ К к. п. д. выработки маневренной мощности составляет 37 %, тогда как при использовании индивидуальной ГТУ — около 28—30 %. Необходимо отметить, что выработка маневренной мощности в паросиловом блоке только за счет отключения регенерации характеризуется невысокой экономичностью, находящейся на уровне пиковых ГТУ. Экономия топлива от использования ГТУ совместно с паросиловым блоком на сверхкритические параметры для выработки пиковой мощности по сравнению с индивидуальной ГТУ превышает 20 % [1].

Большой экономический эффект в рассматриваемых установках обеспечивает повышение начальной температуры газа. Увеличение этой температуры от 1100 до 1500 К уменьшает расход топлива на выработку маневренной мощности почти на 10 %. С ростом температуры газа T_3 к. п. д. выработки маневренной мощности $\eta_{\text{ман}}$ неуклонно повышается. Однако повышение к. п. д. по мере роста температуры газа замедляется и при переходе от 1500 до 1700 К для $\pi_{\text{к}} = 15$, предельной для однокомпрессорной ГТУ, к. п. д. выработки маневренной мощности повышается лишь на 0,5 %.

Для рассматриваемой установки характерна довольно высокая степень повышения давления для получения максимального к. п. д. (рис. III.7). Уже при $T_3 = 1500$ К величина $tt_{\text{Корт}}$, при которой $\eta_{\text{ман}}$ достигает максимального значения, равна 25—30, а при $T_3 = 1700$ К увеличивается еще больше. Однако в широком диапазоне $\pi_{\text{к}}$ величина $\eta_{\text{ман}}$ изменяется весьма слабо. Так, уменьшение $\pi_{\text{к}}$ от 35 до 15 при температуре газа 1500 К приводит к падению к. п. д. выработки маневренной мощности лишь на 1,5—2,0 % (абсолютных). Это позволяет при создании таких установок для упрощения конструкции компрессора и турбины принимать умеренные значения $\pi_{\text{к}}$. Последнее свойство МПТУ благоприятно сказывается и на удельной пиковой мощности, которая достигает максимального уровня для $T_3 = 1500$ К при $\pi_{\text{к}}$ около 10 [1].

Достаточно высокий уровень имеет к. п. д. выработки общей мощности $\eta_{\text{общ}}$ комбинированной установки (рис. III.7), хотя по значению он уступает $\eta_{\text{ман}}$. С ростом температуры газа T_3 к. п. д. установки $\eta_{\text{общ}}$ также неуклонно возрастает. Уже при температуре газа 1200 К к. п. д. маневренного блока $\eta_{\text{общ}}$ становится выше, чем к. п. д. паросилового блока на сверхкритические параметры, а с увеличением температуры газа это различие возрастает. Так, при $T_3 = 1500$ К и $\pi_{\text{к}} = 15$ увеличение общего к. п. д. установки по сравнению с паросиловым блоком достигает почти 3 %. Заметим, что высокая экономичность комбинированной установки делает целесообразным ее использование не только для покрытия пиковых нагрузок, но и на других участках графика, включая даже базовую нагрузку. При этом возможность использования установки в базовой части графика нагрузки будет определяться наличием газообразного или легкого жидкого топлива, сжигаемого в газотурбинной части ГТУ, и ресурсом ГТУ.

На к. п. д. МПТУ и маневренную мощность сильное влияние оказывает число отключенных регенеративных подогревателей. При этом изменяется и расход воздуха в ГТУ, найденный из условия заданного догрева питательной воды, что расширяет возможности выбора действующих ГТУ при создании маневренного блока. Частичное отключение регенеративных подогревателей может оказаться целесообразным для сокращения расхода воздуха в ГТУ при создании МПТУ на базе мощных паротурбинных блоков. Очевидно, что наибольшая маневренная мощность имеет

место при отключении всех подогревателей высокого давления. Для паротурбинного блока на сверхкритические параметры пара эта мощность при $\pi_k = 15$ и $T_3 = 1500$ К достигает 50 МВт на 100 МВт мощности ПТУ в номинальном режиме (рис. III.8). Доля мощности ГТУ в этом случае достигает 75 %. При понижении π_k маневренная мощность падает из-за уменьшения мощности ГТУ, которая при $\pi_k = 5$ составляет только 50 % маневренной мощности [1].

Необходимый расход воздуха в ГТУ при $T_3 = 1500$ К и $\pi_k = 15$ должен составить 83—84 кг/с на 100 МВт мощности ПТУ.

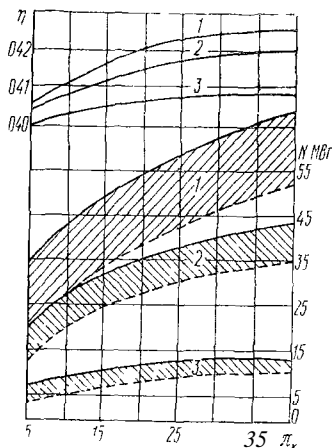


Рис III.8 Влияние числа отключенных подогревателей высокого давления на характеристики МПТУ при $T_3 = 1500$ К: 1 — отключены три ПВД; 2 — отключены два ПВД; 3 — отключен один ПВД. — маневренная мощность и к. п. д. комбинированной установки, — — — мощность пиковой ГТУ

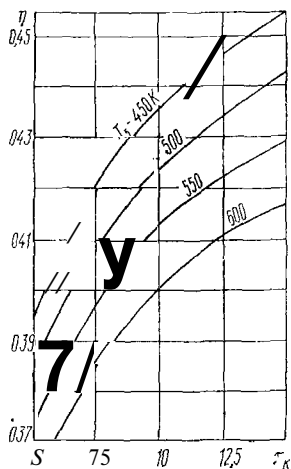


Рис. III.9. Влияние температуры уходящих газов на к. п. д. выработки маневренной мощности при $T_3 = 1500$ К

При отключении только одного подогревателя уменьшается до 18—20 кг/с на 100 МВт мощности паротурбинного блока. За счет отключения разного числа подогревателей обеспечивается подбор ГТУ для конкретной паротурбинной установки. Следует отметить, что большие возможности расширения сферы использования ГТУ открываются при использовании дожигания топлива за газовой турбиной, что компенсирует недостающую теплоту отходящих газов ГТУ.

При отключении двух регенеративных подогревателей необходимый расход воздуха в ГТУ падает до 55—56 кг/с,

Изменение числа отключенных регенеративных подогревателей заметно влияет на термическую эффективность комбинированной установки. При конкретных параметрах рабочих тел (рис. III.8) переход с трех отключенных подогревателей на два повышает

расход топлива в комбинированной установке на 1,0–1,2 %, а при работе с одним отключенным подогревателем расход топлива возрастает почти на 3 %. Однако даже при отключении только одного подогревателя экономичность комбинированной установки для рассматриваемых условий оказывается выше паротурбинного блока сверхкритических параметров пара. •

Маневренная мощность особенно возрастает при создании маневренной установки на базе блока К-1200-240 с высокотемпературной ГТУ. При отключении только шестого подогревателя

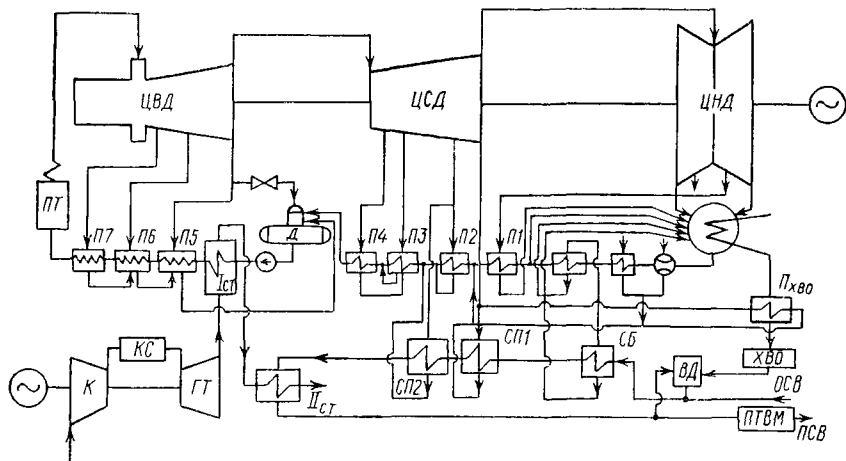


Рис. III.10. Тепловая схема комбинированной теплофикационной установки

дополнительная мощность блока составляет 40 МВт, а маневренная мощность МПТУ при $T_3 = 1500$ К и $\pi_{\text{н}} = 15$ достигает 120 МВт. При отключении всех ПВД маневренная мощность равна 600 МВт, из которой дополнительная мощность блока составляет 180 МВт.

Анализ необходимого расхода воздуха и показателей комбинированной установки выполнен для температуры уходящих газов $T_5 = 473$ К. При конкретных условиях создания МПТУ с пиковой ГТУ возможно получение и других значений T_5 . При повышении T_5 экономичность выработки маневренной мощности падает. Для паротурбинного блока на сверхкритические параметры пара и ГТУ с $T_3 = 1500$ К повышение T_5 на 50 К приводит к росту расхода топлива на 1,6–1,8 % (рис. III.9) [1].

Значительные внутренние резервы для наращивания пиковых мощностей имеют теплофикационные блоки, доля установленной мощности которых в ряде энергосистем превышает 30 %. Использование этими блоками высококачественного топлива и их расположение вблизи потребителей тепловой и электрической нагрузок способствует созданию на их базе маневренных установок с пиковой ГТУ.

Возможности генерирования маневренной мощности в теплофикационном блоке оказываются исключительно большими, так как определяются отключением не только регенеративных подогревателей высокого давления, но и сетевых подогревателей. Схема такой комбинированной установки, приведенная на рис. ШЛО, включает теплофикационный блок Т-175/210-130 и одновальную ГТУ. В этой схеме предусмотрена возможность отключения не только регенеративных подогревателей высокого

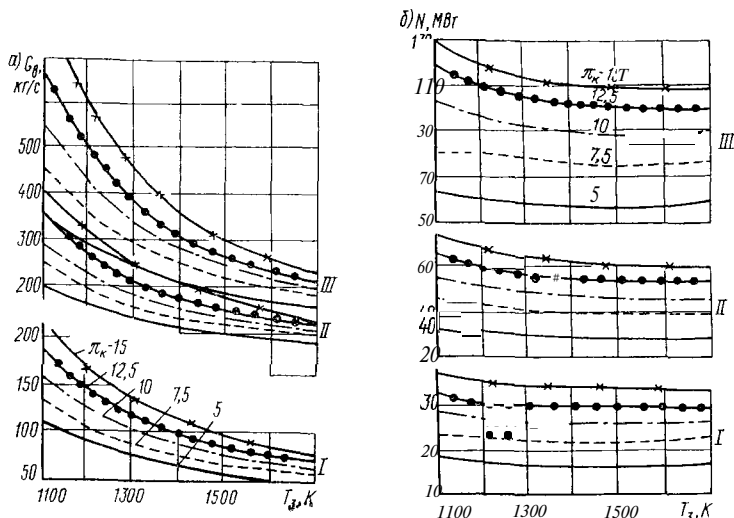


Рис. III.11. Влияние начальной температуры газа T_3 и степени повышения давления π_k на расход воздуха (а) и мощность газотурбинной части (б) комбинированной теплофикационной установки:

I — для блока Т-110/120-130; II — для блока Т-175/210-130; III — для блока Т-250/230-240

давления, но и сетевых подогревателей СП. На режимах выработки маневренной мощности включается пиковая ГТУ, которая обеспечивает работу газового подогревателя I степени и за этот счет вытеснение ПВД. В связи с относительно высокой температурой питательной воды на входе в газовый подогреватель I степени, а также из-за повышенной мощности ГТУ, температура газа может оказаться высокой. Для ее снижения в схеме предусмотрен газовый подогреватель II степени, предназначенный для догрева сетевой воды.

При создании комбинированных установок на базе теплофикационных блоков показателя пиковой ГТУ, найденные из условия догрева питательной воды, так же как и в конденсационных блоках, зависят от температуры газа T_3 и степени повышения давления π_k . Эти показатели для ряда теплофикационных установок приведены на рис. III.11 [26]. Характер изменения основных показателей такой же, как и в конденсационных блоках.

При построении характеристик МПТУ с теплофикационными блоками температура наружного воздуха принята равной 263 К, что соответствует среднезимней температуре районов Северо-Запада и Центра нашей страны. Однако теплофикационные установки эксплуатируются в широком диапазоне температур наружного воздуха, поэтому представляет интерес рассмотреть влияние этого параметра на характеристики маневренного агрегата. При этом возможны различные режимы работы ГТУ.

С повышением температуры наружного воздуха T_n начальная температура газа в ГТУ T_3 может поддерживаться неизменной.

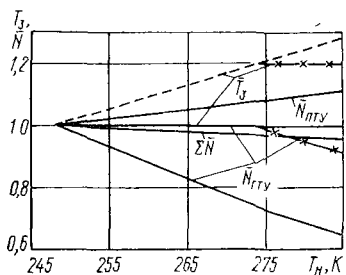


Рис. Ш.12. Влияние температуры наружного воздуха T_n на характеристики маневренного блока на базе теплофикационной установки

Такой режим характеризуется резким падением мощности газового контура (рис. Ш.12) [26], которая при повышении T_n на 30 К уменьшается почти на 30 %. Несмотря на такое падение $N_{ГТУ}$ общая мощность комбинированной установки практически не меняется, так как с ростом T_n несколько повышается мощность теплофикационной паротурбинной установки. При повышении температуры T_n возможно поддержание постоянной мощности газового контура, что приведет к увеличению общей мощности комбинированной установки ΣN . Однако

такой режим работы ГТУ требует существенного роста начальной температуры газа T_3 , который уже при $T_n = 273$ К должен составлять 20 %.

Таким образом, общая мощность маневренного блока в теплофикационной установке в широком диапазоне изменения T_n остается практически неизменной, что является важным достоинством рассматриваемого агрегата.

Приведенные данные показывают, что в маневренном паротурбинном блоке с пиковой ГТУ генерируется значительная пиковая мощность, достигающая 140—150 % мощности ГТУ. В состав такой комбинированной установки могут включаться весьма разнообразные по своим характеристикам ГТУ, обеспечивая при этом высокие экономические показатели.

Ш.4. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МПТУ С ПИКОВОЙ ГТУ

Маневренный паротурбинный блок, являясь агрегатом многоцелевого назначения, должен иметь приемлемые показатели в широком диапазоне нагрузок. Организация частичных режимов его работы является сложной задачей, решение которой определяется свойствами как паротурбинной, так и газотурбинной уста-

новок, входящих в его состав. Наличие двух самостоятельных контуров в составе МПТУ позволяет иметь различные программы регулирования, обеспечивающие и различные экономические показатели. Понижение нагрузки комбинированной установки может быть осуществлено как за счет ГТУ, так и ПТУ, и в зависимости от этого меняются ее статические характеристики. Ниже приведены статические характеристики МПТУ при различных программах регулирования [8].

Программа регулирования при $N_{ГТУ} = \text{const}$. Наиболее естественно в комбинированной установке уменьшать мощность за счет режима работы парового контура, мощность которого существенно

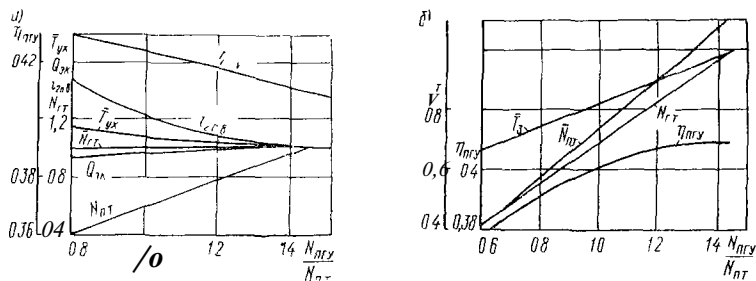


Рис III 13 Статические характеристики МПТУ при различных программах регулирования *a* — программа $N_{ГТ} = \text{const}$, *b* — программа $N_{ПТ} = \text{const}$

превосходит мощность газового контура. В этом случае уменьшение мощности МПТУ (при отключенных подогревателях) организуется уменьшением расхода пара. Статические характеристики установки в этом случае представлены на рис. III.13, *a*. В связи с тем, что температура газа на входе в газовый водоподогреватель (экономайзер-утилизатор) остается неизменной, а расход питательной воды с уменьшением мощности МПТУ падает, такая программа регулирования приводит к повышению температуры питательной воды на входе в парогенератор. Рост температуры на малых нагрузках может оказаться настолько значительным, что даже возможно образование пароводяной смеси в газовом подогревателе. В еще более тяжелом положении оказывается котельный экономайзер, эксплуатация которого ухудшается.

Из-за уменьшения расхода питательной воды, а следовательно, понижения эффективности газового подогревателя, падение мощности сопровождается сокращением, несмотря на рост $T_{2пв}$, переданного воде теплового потока $Q_{ГВП}$. Поэтому при понижении мощности МПТУ наблюдается рост температуры уходящих из ГВП газов $T_{ух}$. Однако даже при увеличении потерь с уходящими газами к. п. д. комбинированной установки с уменьшением нагрузки неуклонно повышается. Поэтому целесообразность этой программы регулирования, насколько это возможно по росту $T_{2пв}$,

очевидна. Если допустить увеличение $T_{2 п. в}$ на 25—30 К по сравнению с расчетной температурой питательной воды для изолированной работы ПТУ, то максимальная разгрузка маневренной установки возможна лишь на 18—20 %, а к. п. д. при этом вырастет на 1,5—1,6 % (относительных).

Программа регулирования при $N_{ПТУ} = \text{const}$ имеет место при воздействии на подачу топлива в камеру сгорания ГТУ. При сокращении расхода топлива для ГТУ простой тепловой схемы наблюдается резкое падение T_3 , а следовательно, и T_4 . Так как расход питательной воды остается неизменным, то в этом случае наблюдается интенсивное падение температуры питательной воды за

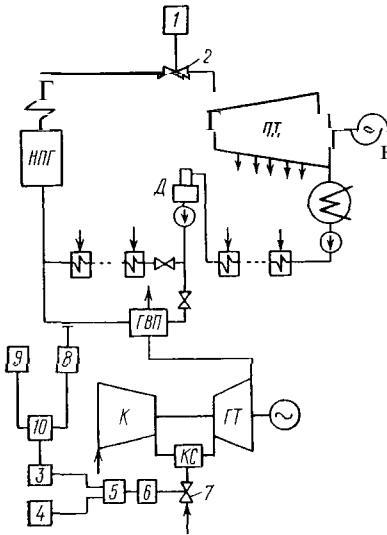


Рис. III.14 Схема регулирования МПТУ, обеспечивающая программу $T_{2 п. в} = \text{const}$

1 — система регулирования паровой турбины, 2 — регулирующий паровой клапан, 3 — механизм управления, 4 — регулятор скорости, 5 — промежуточный усилитель, 6 — сервомотор, 7 — регулирующий клапан подачи топлива, 8 — датчик температуры питательной воды, 9 — задатчик температуры, 10 — усилитель

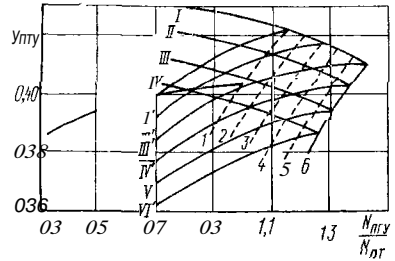


Рис. III.15 Номограмма режимов МПТУ.

I—IV — программа $N_{г.т} = \text{const}$, I — VI' — программа $T_{гп.т}$, 6 — программа $N_{п.т} = \text{const}$; 1 —

ГВП при уменьшении мощности установки. Так как мощность парового контура принята постоянной, то необходимый догрев питательной воды обеспечивается

дополнительным расходом топлива в парогенераторе. Поэтому такая программа регулирования МПТУ сопровождается интенсивным падением к. п. д. установки.

Надежную эксплуатацию маневренной установки в широком диапазоне нагрузок обеспечивает программа регулирования $T_{2 п. в} = \text{const}$, при которой изменяется режим работы как газового, так и парового контура. На всех нагрузках в этом случае подогреватели высокого давления отключены и уменьшение мощности установки осуществляется за счет понижения расхода пара через регулирующий клапан турбины. Для выполнения программы $T_{2 п. в} = \text{const}$ при уменьшении мощности сокращается

расход топлива на камеру сгорания, поэтому имеет место понижение мощности как парового, так и газового контуров (рис. III.13, б).

Относительно малая разгрузка газового контура, осуществляемая при $T_{2пв} = \text{const}$, приводит к высокой экономичности установки на пониженных нагрузках. Так, при уменьшении мощности МПТУ вдвое ее к. п. д. уменьшается только на 2 %. Глубина разгрузки маневренной установки оказывается в этом случае значительной и лимитируется работой парового контура.

Для рассматриваемой маневренной установки была предложена схема системы регулирования, реализующая программу $T_{2п. в} = \text{const}$ (рис. III.14) *. При уменьшении нагрузки на установку система регулирования паровой турбины 1 осуществляет воздействие на регулирующий паровой клапан 2. Процесс стабилизации температуры питательной воды $T_{2пв}$ обеспечивается через систему регулирования ГТУ, которая изменяет температуру газа на входе в газовый подогреватель.

Кроме перечисленных программ регулирования возможны их различные сочетания, позволяющие иметь комбинированное регулирование. Для выбора целесообразного воздействия на комбинированную установку на рис. III.15 представлена номограмма режимов МПТУ, включающая различные программы регулирования.

III.5. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ МПТУ

Проблема повышения маневренности современных энергоблоков подробно исследуется в различных организациях. Впервые в широком объеме исследования показателей энергоблоков при отключении регенерации были выполнены в ИДТИ, причем эти исследования касались как конденсационных, так и теплофикационных установок. Исследования и технико-экономический анализ показали исключительно высокую эффективность форсировки современных блоков [24].

Отключение регенеративных отборов существенно влияет на основные характеристики энергоблоков. По мере отключения регенерации повышается пропуск пара в конденсатор G_k и неуклонно увеличивается мощность установки. Уже при отключении первого ПВД мощность возрастает на 5,0—5,5 %. Однако темп нарастания мощности сокращается, и при отключении нижних отборов пара мощность блока почти не повышается. Слабое влияние нижних отборов на мощность блока определяется прежде всего низкой работоспособностью отбираемого пара, а также понижением к. п. д. ЦНД из-за существенного роста расхода пара (G_{II} растет почти на 20 %) [43].

* А с 635270 (СССР)

Статья затрат	Предельная величина затрат в пиковую мощность, руб./кВт				
	Газомазутный блок мощностью, МВт				Пылеугольный блок мощностью, МВт
	300		1200		300
Число отключенных ПВД	2	3	2	3	3
Котел	0,0	0,0	0,0	0,0	5,7
Тяга—дутье	1,9	3,6	1,1	1,9	3,6
Турбоагрегат	1,1	1,1	1,6	1,6	1,1
Паропроводы	0,4	0,3	0,0	0,0	0,3
Электрогенератор (установка синхронных компенсаторов)	3,0	5,7	0,6	2,6	5,7
Трансформатор	0,0	0,0	0,1	1,3	0,0
Дымовая труба	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Обессоливающая установка	0,6	1,1	0,6	1,1	1,1
РУ и трансформатор с. н.	1,5	3,0	1,5	3,0	3,0
Прочее электротехническое оборудование	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Топливное хозяйство и топливоподача	3,8	4,6	3,8	4,6	—
Строительная часть главного корпуса	—	—	—	—	2,9
Всего	17	24	15	20	28

Выработка дополнительной мощности энергоблоков за счет отключения ПВД требует дополнительных капитальных затрат, необходимых для форсировки оборудования. Для получения дополнительной мощности усиливается проточная часть турбины, предусматривается в парогенераторе возможность сжигания добавочного топлива и т. д. Уточнение повышения капиталовложений требует выполнения технической проработки переоборудования ряда элементов энергоблока. Такая проработка для современных блоков выполнялась в ЦКТИ и показала, что капитальные затраты весьма низки и в зависимости от используемого топлива не превышают 28—30 руб./кВт. Распределение этих затрат по отдельным составляющим представлено в табл. III.1 [24].

Достоинства получения пиковой мощности за счет форсировки ПТУ, относительная простота осуществления форсировки привели к широкому внедрению этого метода в зарубежной энергетике. Почти все английские блоки мощностью 500 МВт предусматривают возможность их форсировки при отключении первого подогревателя высокого давления (ПВД). Уже в 1962 г. в США на электростанции «Парадайз» были установлены блоки мощностью 700 МВт, допускающие 5 %-ную перегрузку. В 1965 году начали промыш-

ленную эксплуатацию блоки с высокой форсировкой. Так, на станции «Джоллет» вступили в строй два блока мощностью по 580 МВт на докритических параметрах пара. Их дополнительная мощность достигает 80 МВт. Еще большую форсировку имеет энергоблок мощностью 275 МВт, работающий на станции «Норт Лэйк». Американские энергетики используют отключение регенерации на блоках и сверхкритических параметров пара. Здесь следует отметить блок номинальной мощностью 900 МВт электростанции «Буль Ран», форсировка которого составляет 5,5 %.

Отечественное паротурбостроение внедряет метод форсировки энергоблоков за счет отключения ПВД. Так, турбины мощного блока К-1200-240, выпущенного ПО ЛМЗ, рассчитаны на дополнительный пропуск пара, обеспечивающий дополнительную мощность до 160 МВт. Предусмотрено отключение ПВД в теплофикационном блоке Т-175/210-130 УТМЗ им. С. М. Кирова. Имеются технические проработки для форсировки блоков К-300, которые широко используются в отечественной энергетике. Предусматривается отключение регенерации и на вновь проектируемом оборудовании.

Наибольшую эффективность отключение регенерации обеспечивает в комбинированной парогазовой установке (МПТУ), в которой необходимый догрев питательной воды осуществляется за счет отходящей теплоты пиковой ГТУ. За рубежом схема МПТУ с пиковой ГТУ реализована на действующих установках. Так, в США на электростанции «Ривертон» с 1964 г. работает комбинированная установка небольшой общей мощности (50 МВт). В ней теплота отходящих газов ГТУ мощностью 12,5 МВт используется для подогрева питательной воды ПТУ мощностью 37,2 МВт. При этом мощность ПТУ возрастает на 10 %. Во Франции такая схема комбинированной установки реализована на электростанции «Витри», которая включает паротурбинный блок мощностью 250 МВт и ГТУ мощностью 42 МВт [82]. Мощность паротурбинного блока за счет увеличенного расхода пара возрастает на 31 МВт, а удельный расход теплоты комбинированной установки составляет 9100 кДж/(кВт·ч). Две такие установки вступили в строй в 1971 г. и успешно эксплуатируются.

Ведутся работы по созданию МПТУ с пиковой ГТУ в различных организациях нашей страны. Это прежде всего ЦКТИ, ВНИПИэнергопром, ТЭП и др. Выполненные исследования вскрыли технические возможности форсировки современных блоков и создания на их базе маневренных комбинированных установок. Проектные проработки элементов оборудования позволили выполнить технико-экономическую оценку внедрения МПСУ.

Еще в 1971 г. была показана возможность создания маневренной установки на базе блока К-300-240 и ГТ-100-750 [57]. Даже при достаточно высокой температуре уходящих газов (463 К) к. п. д. МПТУ по сравнению с блоком К-300 вырос более чем на 1 %, общая пиковая мощность увеличилась почти в 1,5 раза по

сравнению с мощностью блока ГТ-100-750. Оказалась пониженной для комбинированной установки величина капитальных вложений, а стоимость установленного киловатта пиковой мощности на 25—30 % ниже стоимости для установки ГТ-100.

В ЛПИ на кафедре турбиностроения проводились исследования комбинированных установок, в паровой контур которых были включены основные типы современных паротурбинных блоков. Газовый контур включал не только выпускаемую установку ГТ-100-750, но и перспективные одновальные установки ГТЭ-150 и ГТЭ-200, намеченные к выпуску в ближайшие годы. Для расширения регулируемости установок и возможности согла-

Таблица III 2

Паротурбинные блоки	Показатели МПТУ						Отключение ПВД
	МВт	$\Delta \bar{N}$, %	$\eta_{\text{ман}}$, %	P, %	$\frac{AB}{\%}$	T_b , К	
К-300-240	132,4	39,4	35,5	4,5	22,5	482	1
К-500-166	138,3	45,6	34,6	11,3	20,4	488	1
К-800-240	144,1	51,6	34,8	13,5	20,9	482	0,5
К-1200-240	169,7	78,7	34,1	27,2	19,4	482	0,5

сования характеристик газового и парового контуров за газовой турбиной предусматривается камера дожигания. Доля участия этой камеры оценена коэффициентом β , который представляет собою отношение дожигаемого топлива к расходу топлива в камере сгорания. Дожигание топлива за газовой турбиной значительно повышает дополнительную пиковую мощность, получаемую при отключении ПВД и приводит к росту к. п. д. Для мощных блоков К-800 и К-1200, имеющих две параллельных нитки ПВД, рассматривалась возможность отключения одной нитки (0,5 ПВД). Результаты этих исследований приведены в табл. III.2—III.4. Здесь ΔB —экономия топлива, $AB = -\Delta \eta_{\text{ман}}/\eta_{\text{ГТУ}}$.

Установка ГТ-100 обеспечивает подогрев питательной воды при отключении ПВД и небольшом дожигании топлива ($\beta = 4,5$ %) (см. табл. III.2). Общая пиковая мощность достигает при этом 132,4 МВт, а к. п. д. ее выработки составляет 35,5 %. Эта ГТУ может совместно работать и с блоками К-800 и К-1200 при вытеснении одной нитки ПВД. Общая пиковая мощность повышается (до 170 МВт с блоком К-1200), однако этот рост происходит за счет повышения доли дожигаемого топлива β и соответственно понижения к. п. д. выработки общей пиковой мощности.

Высокий уровень пиковых мощностей достигается в МПТУ с установкой ГТЭ-150 (табл. III.3). Одной такой установки достаточно для двух блоков К-300 при выработке 225,7 МВт пиковой мощности. Малое значение β обеспечивает высокий к. п. д. ее выработки, который достигает 43,5 %, а экономия топлива по 106

Паротурбинные блоки	Показатели МПТУ						Отключе- ние ПВД
	$N_{ман}$, МВт	$\Delta \bar{N}$, %	$\eta_{ман}$, %	P, %	$\Delta \bar{B}$, %	T_b , К	
К-300-240	— 225,7	— 50,5	— 43,5	— 2,5	— 28,7	— 482	1 2
К-500-166	— 237,5	— 58,3	— 41,6	— 12,0	— 25,4	— 488	1 2
К-800-240	197,7 252,1	31,8 68,1	39,6 41,9	0 15,3	21,8 26,0	482 482	0,5 1
К-1200-240	223,4 305,1	48,9 103,4	43,0 39,8	2,5 32,9	28,0 22,1	482 482	0,5 1

сравнению с индивидуальной работой ГТЭ-150 составляет почти 30 %. Установка ГТЭ-150 удачно сочетается и с мощным блоком К-800 как при отключении одной нитки ПВД, так и обеих ниток. В последнем случае пиковая мощность превышает 250 МВт, а экономия топлива по сравнению с отключением одной нитки, несмотря на повышение коэффициента дожигания (3, из-за уменьшения потерь теплоты с уходящими газами возрастает. Данные МПТУ на базе пиковой установки ГТЭ-200 приведены в табл. III.4 [41].

Таблица 111.4

Паротурбинные блоки	Показатели МПТУ						Отключе- ние ПВД
	$N_{ман}$, МВт	$\Delta \bar{N}$, %	$\eta_{ман}$, %	β , %	$\Delta \bar{B}$, %	T_b , К	
К-200-240	— 262,3	— 40,3	— 45,8	— 0	— 25,8	— 496	1 2
К-500-166	— 274,2	— 46,6	— 44,6	— 7,3	— 23,7	— 488	1 2
К-800-240	234,3 288,8	25,3 54,5	41,5 44,8	0 10,5	18,0 24,1	603 482	0,5 1
К-1200-240	260,0 341,7	39,1 82,8	45,4 42,2	0 28,1	25,1 19,3	496 482	0,5 1

Высокие экономические показатели обеспечивают создание МПТУ на базе современных теплофикационных установок. Так, технические проработки такой комбинированной установки, выполненные в ЦКТИ, показали, что при использовании агрегатов Т-175/210-130 и ГТ-100-750 маневренная установка при 1000—1500 ч работы в год обеспечит годовой экономический эффект на уровне 300—400 тыс. руб. на один турбоагрегат [41].

Приведенные данные подтверждают целесообразность широкого использования МПТУ с пиковой ГТУ для выработки пиковой мощности. Высокая термическая эффективность этих установок позволяет привлекать МПТУ к покрытию не только пиковой, но и полупиковой, и даже базовой нагрузок.

Глава IV

ГАЗОПАРОВЫЕ УСТАНОВКИ КОНТАКТНОГО ТИПА

IV.1. ОСОБЕННОСТИ ГТУ КОНТАКТНОГО ТИПА. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ И ЦИКЛЫ

Одно из требований, которое предъявляется к ГТУ различного назначения, — необходимость получения значительных единичных мощностей. Это требование связано с массовыми и габаритными показателями, а для энергетических установок крупной мощности определяет возможность блочной поставки агрегата. При заданных параметрах рабочего тела увеличение удельной мощности установки, что при принятом расходе воздуха определяет ее единичную мощность, достигается применением сложных тепловых схем, включающих промежуточное охлаждение воздуха при сжатии и промежуточный подогрев газа при расширении. В МВТУ под руководством проф. В. В. Уварова разработана ГТУ открытого цикла с двумя ступенями промежуточного охлаждения при сжатии, имеющая удельную мощность 0,5 МВт на каждый килограмм воздуха, поданного в цикл. Заметим, что лучшие зарубежные современные энергетические ГТУ обладают вдвое меньшей удельной мощностью (0,25—0,28 МВт на килограмм воздуха).

Достижение высоких значений удельной мощности ГТУ обеспечивается повышением эффективности использования циклового воздуха, для сжатия которого затрачивается значительная доля работы турбины. Известно, что в ГТУ простого цикла коэффициент избытка воздуха приблизительно равен 4 (даже при высоких температурах газа снижается только до 2,5—3,0). Поэтому возможно и в ГТУ простого цикла достичь высоких значений удельной мощности, для чего необходимо сократить коэффициент избытка воздуха α , тем самым уменьшив затраты мощности на привод компрессора. Сокращение α может быть достигнуто за счет ввода в цикл дополнительного рабочего тела.

Если пренебречь влиянием ввода дополнительного тела на физические свойства основного рабочего тела в турбине, то прирост удельной работы ГТУ составит

$$A_{ГТ} = [c_p T_1 (\pi_{к}^m - 1) / \eta_{к} - h'] G_{доп},$$

где h' , $G_{доп}$ — удельная работа сжатия дополнительного рабочего тела и его расход соответственно.

Таким образом, рост удельной работы тем значительнее, чем меньше работа h' , затраченная на сжатие дополнительного рабочего тела. Поэтому для ввода в цикл ГТУ должна использоваться такая среда, которая требует малых затрат энергии на ее сжатие. Этому требованию отвечает пароводяное рабочее тело, которое сжимается в жидкой фазе и характеризуется относительно малой работой сжатия. Ввод пароводяного тела в цикл является мощным средством повышения удельной работы установки.

Расход дополнительного пароводяного тела для современных ГТУ оказывается значительным. Если относительный расход вводимой среды выразить через коэффициент избытка воздуха, то можно написать

$$g_{\text{вод}} = (\alpha - \alpha_{\text{min}}) / \alpha,$$

где α , α_{min} — коэффициент избытка воздуха в ГТУ без ввода и минимальный коэффициент избытка при максимальном вводе пароводяного рабочего тела.

Даже если ориентироваться на высокотемпературные ГТУ с относительно небольшим α , значение $g_{\text{вод}}$ достигает 50—60 % по отношению к расходу воздуха. Повышение мощности ГТУ при предельном вводе оказывается значительным, превышающим 100 %

В соответствии с высказанными соображениями ввод пароводяного рабочего тела целесообразен в тракт высокого давления, при котором затраты работы на сжатие оказываются минимальными. На рис. IV. 1, *a* представлена принципиальная схема контактной газопаровой установки (ГПУ) при вводе воды. Испарительная камера может быть расположена как перед камерой сгорания, так и за ней. Ее расположение, не изменяя термодинамических свойств установки, отразится лишь на работе камеры сгорания, конструкция которой должна учитывать место ввода воды.

В тракт высокого давления может вводиться также и пар, для генерации которого предусмотрен котел-утилизатор, работающий на отходящей теплоте газовой турбины (рис. IV. 1, *б*). Ввод воды или пара увеличивает расход рабочего тела через турбину, а следовательно, и ее работу.

Затраты энергии на сжатие воды малы, поэтому такой ввод связан с ростом мощности установки. Так как требования к чистоте вводимой среды достаточно высокие, в схеме предусмотрена химическая очистка поступающей воды.

Приведенные схемы контактных установок характеризуются вводом воды или пара в зону высокого давления (до расширения

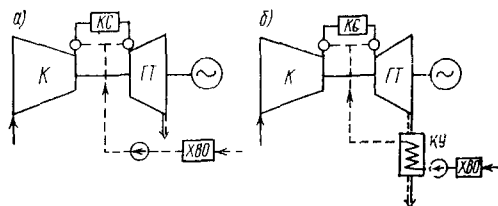


Рис. IV. 1. Принципиальная схема контактной установки при вводе воды (а) и пара (б)

рабочего тела в турбине). При этом считается, что введенная жидкость успевает испариться в месте ввода, и процесс массо-н энергообмена в потоке между фазами полностью завершен. Это дает возможность считать, что поток находится в равновесном состоянии, а рабочее тело представляет собой однородную смесь продуктов сгорания, воздуха и введенного пара. В этом случае принято, что кинетика процесса испарения не влияет на характер идеального цикла.

Для наглядности изображения работы контактной установки и для упрощения ее термодинамического анализа общий процесс, совершаемый смесью газа и пара, условно заменим двумя процессами, которые определяются каждым из компонентов рабочего тела. В соответствии с этим допущением идеальный цикл контактной установки представлен на рис. IV.2. Площадь $1-2_t-3-4_t$ представляет собою газовый цикл, точки $a-b-c-d-e_t-k$ — паровой цикл. Процесс расширения пара заканчивается в точке e , а затем следует охлаждение отработываемого перегретого пара в котле-утилизаторе до температуры в точке m , соответствующей температуре уходящих газов, и в окружающем воздухе до полной его конденсации.

Теплоту высокого потенциала (теплоту сгорания топлива) $q_{\text{топ}}$ разделим на две части: одна ($q_{\text{топ}}^r$) подводится к газу, другая ($q_{\text{топ}}^n$) — к пароводяному рабочему телу. Часть отходящей теплоты обоих компонентов используется в утилизационном теплообменнике. При этом от газового цикла утилизируется теплота $q_{\text{yт}}^r$, эквивалентная площади $4_t-4_t'-5'-5$, а от парового цикла — теплота $q_{\text{yт}}^n$, эквивалентная площади $e_t-e_t'-m'-m$. Чем больше теплота утилизации $q_{\text{yт}} = q_{\text{yт}}^r + q_{\text{yт}}^n$, тем меньше затраты теплоты сгорания топлива в паровой части $q_{\text{топ}}^n$ при заданном расходе пара, или больше расход пара при заданном расходе топлива.

При отсутствии утилизации отходящей теплоты затраты $q_{\text{топ}}^n$ возрастают, и её количество зависит от температуры вводимой воды (точка a).

Приведенное отдельное изображение парового и газового циклов является условным, но позволяет упростить анализ свойств комбинированной установки, работающей на парогазовой смеси.

IV.2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОПАРОВЫХ УСТАНОВОК

Показатели контактной установки существенно зависят от введенного пароводяного тела. Масса этого тела характеризуется относительным расходом d , который представляет собой отношение расхода пара или воды $G_{\text{п}}$ ($G_{\text{вод}}$) к расходу воздуха через компрессор $G_{\text{к}}$, т. е.

$$d = G_{\text{п}}/G_{\text{к}}.$$

Величина d определяется состоянием пароводяного тела. В случае ввода воды, ее испарение и перегрев пара требуют дополнительного расхода топлива в камеру сгорания, а предельное значение d будет связано с минимальным значением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания. Поэтому для принятого значения $\alpha_{\text{мин}}$ максимальный расход впрыскиваемой воды составит:

$$d_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \eta_{\text{к.с}} + c_{\text{pв}} T_{\text{п}}^{\text{I}} + (\pi_{\text{к}}^{\text{мв}} - 1)/\eta_{\text{к}} \alpha_{\text{мин}} L_0 + c_{\text{pв}} T_3 L_0 - (c_{\text{pг}} + c_{\text{рв}}) T_3 \alpha_{\text{мин}} L_0}{\alpha_{\text{мин}} L_0 (i_d - i_{\text{п.в}})} \quad (\text{IV.1})$$

Значение d_{max} определяется параметрами газового контура и прежде всего начальной температурой газа T_3 . С ростом температуры газа T_3 предельный расход вводимой воды сокращается (рис. IV.3). Так, повышение T_3 от 1200 до 1400 К сокращает d_{max} на 17 % (относительных). Предельный расход воды значителен. Даже при $T_3 = 1400$ К и $\pi_{\text{к}} = 15 d_{\text{max}}$ превышает 40 %. Степень повышения давления сказывается в меньшей мере.

При $d < d_{\text{max}}$ коэффициент избытка воздуха в камере сгорания a будет больше $\alpha_{\text{мин}}$. Величина a находится с помощью уравнения теплового баланса камеры сгорания

$$a = \frac{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \eta_{\text{к.с}} + c_{\text{pв}} T_3 L_0}{L_0 \{ d (i_d - i_{\text{п.в}}) - c_{\text{рв}} T_1 [1 + (\pi_{\text{к}}^{\text{мв}} - 1)/\eta_{\text{к}}] + (c_{\text{рв}} + c_{\text{пг}}) T_3 \}} \quad (\text{IV.2})$$

Величина a зависит как от расхода воды d , так и от параметров рабочих тел. Для природного газа эта зависимость представлена на рис. IV.4.

Ввод пара в тракт высокого давления позволяет повысить расход пароводяного тела в контактной установке, так как считается, что генерация пара обеспечивается за счет отходящей теплоты или постороннего теплового источника. Предельный расход пара будет зависеть от перегрева в момент ввода и его можно найти по уравнению (IV.1) при замене в знаменателе энтальпии питательной воды $i_{\text{п.в}}$ на энтальпию пара в точке l (см. рис. IV.2).

Одна из главных особенностей контактной ГТУ — значительная единичная мощность, получаемая за счет пароводяного рабо-

чего тела. Удельная работа контактной установки определяется как

$$h_{\text{КГПУ}} = h_{\text{Г.1}} - h_{\text{К}} + dh_{\text{п.к}} - dh_{\text{н}}$$

где $h_{\text{Г.1}}$, $h_{\text{К}}$, $h_{\text{п.к}}$ и $h_{\text{н}}$ — соответственно работа газовой турбины, компрессора, условного парового контура и насоса. В последующих преобразованиях работой насоса из-за ее малости будем пренебрегать.

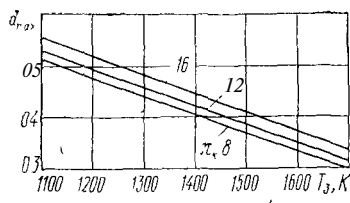


Рис. IV.3. Предельный ввод воды в контактную установку в зависимости от температуры газа T_3 и степени повышения давления при использовании природного газа в качестве топлива

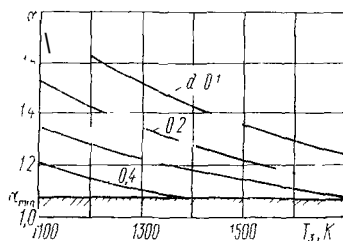


Рис. IV.4. Изменение коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания контактной ГПУ для природного газа в зависимости от T_3 и d при $\pi_{\text{к}} = 12$

Поскольку процесс расширения пара даже при относительно низких температурах T_3 и принятых значениях $\pi_{\text{к}}$ заканчивается в области перегретого пара, удельная работа КГПУ при раздельном рассмотрении расширения газа и пара будет равна

$$h_{\text{КГПУ}} = (1 + g_{\text{гоп}}) c_{\text{пр}} T_3 [1 - (\pi_{\text{к}} \nu)^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{Г.т}} - c_{\text{рв}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{В}}} - 1) / \% + d c_{\text{рп}} T_3 [1 - (\pi_{\text{к}} \nu)^{-m_{\text{п}}}] \eta_{\text{п.т}} \quad (\text{IV.3})$$

Здесь ν — коэффициент потерь давления в газоздушном тракте установки; $\eta_{\text{Г.т}}$ и $\eta_{\text{п.т}}$ — к. п. д. процесса расширения газа и пара.

Поскольку действительный процесс расширения совершается в одной турбине смесью рабочих тел, то удельная работа контактной установки может быть также найдена по уравнению

$$h_{\text{КГПУ}} = c_{\text{р см}} (1 + g_{\text{топ}} + d) T_3 [1 - (\pi_{\text{к}} \nu)^{-m_{\text{см}}}] \eta_{\text{т}} - c_{\text{рв}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{В}}} - 1) / \eta_{\text{к}} \quad (\text{IV.4})$$

Удельная теплоемкость смеси $c_{\text{р см}}$ определяется теплоемкостью рабочих тел и их расходом

$$c_{\text{р см}} = \frac{1 + g_{\text{топ}}}{1 + g_{\text{топ}} + d} c_{\text{пр}} + \frac{d}{1 + g_{\text{топ}} + d} c_{\text{рп}} \quad (\text{IV.5})$$

Газовая постоянная смеси $R_{\text{см}}$ найдется по аналогичному уравнению:

$$R_{\text{см}} = \frac{1 + g_{\text{топ}}}{1 + g_{\text{топ}} + d} \cdot \frac{d}{1 + g_{\text{топ}} + a} \quad \text{п.} \quad (\text{IV.6})$$

Тогда показатель степени $m_{\text{см}}$ в уравнении (IV.4), равный $m_{\text{см}} = \frac{c_{\text{рсм}}}{c_{\text{п}}}$, будет

$$m_{\text{см}} = \frac{(1 + g_{\text{топ}}) R_{\text{г}} + d R_{\text{п}}}{(1 + g_{\text{топ}}) c_{\text{рг}} + d c_{\text{рп}}}. \quad (\text{IV.7})$$

Уравнения (IV.4)—(IV.7) позволяют при заданных параметрах найти удельную работу контактной установки. Добавка пароводяного рабочего тела во всех случаях повышает удельную работу установки. Здесь необходимо отметить, что при заданных параметрах T_3 и $\pi_{\text{к}}$ и одинаковом расходе d при вводе воды удельная мощность контактной установки оказывается несколько выше, чем при вводе пара. Это объясняется тем, что генерация пара в этом случае требует дополнительного расхода топлива в камере сгорания, поэтому относительный расход топлива $g_{\text{топ}} = G_{\text{топ}}/G_{\text{к}}$ заметно выше, чем при вводе пара.

Внутренний к. п. д. контактной установки можно записать

$$\eta_{\text{кгп}} = \frac{(1 + g_{\text{топ}}) h_{\text{г}} - h_{\text{к}} + dh_{\text{п.к}}}{q_{\text{топ}}^{\text{г}} + \frac{1}{i} q_{\text{топ}}^{\text{п}}}. \quad (\text{IV.8})$$

а через параметры рабочих тел

$$\eta_{\text{кгп}} = \frac{(1 + g_{\text{топ}}) c_{\text{рг}} T_3 [1 - (\pi_{\text{к}})^{-m_{\text{г}}}] \eta_{\text{г}} - c_{\text{рв}} T_1 (\pi_{\text{к}}^{m_{\text{в}}} - 1) / \eta_{\text{к}} + d c_{\text{рп}} T_3 - (\pi_{\text{к}})^{-m_{\text{п}}}] \eta_{\text{п}}}{q_{\text{топ}}^{\text{г}} + \frac{1}{i} q_{\text{топ}}^{\text{п}}}. \quad (\text{IV.9})$$

Из уравнений (IV.8) и (IV.9) видно, что значение $\eta_{\text{кгп}}$ определяется не только приращением удельной работы, но и затратами топлива.

Если ввести к. п. д. газового и парового контуров $\eta_{\text{гту}}$ и $\eta_{\text{пту}}$, определяемые начальными параметрами рабочих тел, то после несложных преобразований получим следующее выражение для определения к. п. д. комбинированной установки:

$$\eta_{\text{кгп}} = (1 - \beta) \eta_{\text{гту}} + \beta \eta_{\text{пту}} \frac{1}{1 - k_{\text{ут}}}. \quad (\text{IV.10})$$

Здесь β — коэффициент, характеризующий долю топлива, подведенную к пароводяному рабочему телу, $\beta = q_{\text{топ}}^{\text{п}} / (q_{\text{топ}}^{\text{г}} + q_{\text{топ}}^{\text{п}})$; $k_{\text{ут}}$ — коэффициент утилизации, характеризующий долю теплоты пароводяного рабочего тела, подведенную за счет утилизации, $k_{\text{ут}} = (i_{\text{л}} - i_{\text{а}}) / (i_{\text{д}} - i_{\text{а}})$.

При отсутствии утилизации, когда вводится в установку неподогретая вода, к. п. д. установки равен

$$\eta_{\text{кгп}} = (1 - \beta) \eta_{\text{гту}} + \beta \eta_{\text{пту}}. \quad (\text{IV.И})$$

К. п. д. контактной установки зависит от коэффициента утилизации $\eta_{\text{у}}$, и с его увеличением во всех случаях возрастает (рис. IV 5). Экономия топлива в КГПУ по сравнению с ГТУ $\Delta\bar{q} = (\eta_{\text{КГПУ}} - \eta_{\text{ГТУ}}) / \eta_{\text{КГПУ}}$ тем выше при увеличении $k_{\text{уТ}}$, чем выше коэффициент ρ . Ввод неподогретой воды при всех температурах T_3 уменьшает экономичность установки, поэтому увеличение β в этом случае приводит к понижению $\Delta\bar{q}$. При достаточно малых значениях $k_{\text{уТ}}$ экономичность контактной установки может оказаться ниже экономичности соответствующей ГТУ. Для каждого параметра рабочих тел существует такая величина $k_{\text{уТ}}$, при которой $\Delta\bar{q} = 0$, т. е. экономия топлива в контактной установке

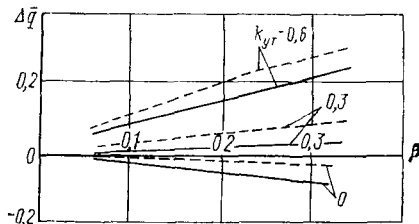


Рис. IV.5. Экономия топлива в контактной газопаровой установке при $\pi_{\text{к}} = 15$.

— температура газа $T_3 = 1100$ К,
 — температура газа $T_3 = 1500$ К

выраженное коэффициентом β . Для анализа этого влияния рассмотрим выражение

$$\frac{\partial \eta_{\text{КГПУ}}}{\partial \beta} = -\eta_{\text{ГТУ}} + \eta_{\text{ГТУ}} \frac{1}{1 - k_{\text{уТ}}}$$

Поскольку при принятых условиях коэффициент β определяет расход пара d , то условие целесообразности увеличения расхода пара имеет вид

$$\eta_{\text{ГТУ}} \leq \eta_{\text{ГТУ}} \frac{1}{1 - k_{\text{уТ}}} \quad (\text{IV.12})$$

Чем выше утилизация отходящей теплоты, определяемая коэффициентом $k_{\text{уТ}}$, тем при меньшем $\eta_{\text{ГТУ}}$ выгодно развивать паровой контур.

Для случая $\eta_{\text{ГТУ}} = \eta_{\text{ГТУ}} / (1 - k_{\text{уТ}})$ расход пара d не влияет на к. п. д. установки и его можно выбирать исходя из соображений единичной мощности.

Приведенные уравнения для определения основных показателей контактной ГПУ предполагают рассмотрение отдельного расширения газа и пара от начальной температуры T_3 в диапазоне давления $p_3 - p_4$. При этом предполагается, что смесь находится в состоянии идеального газа, а конденсация воды отсутствует. Кроме того, принято, что теплоемкость и энтальпия пере-

отсутствует. С повышением температуры это значение несколько повышается. Так, при $T_3 = 1100$ К значение $k'_{\text{уТ}} = 0,2$, а при $T_3 = 1500$ К $k'_{\text{уТ}} = 0,21$.

Рассмотренная зависимость построена при $\pi_{\text{к}} = 15$. Качественный характер влияния $k_{\text{уТ}}$ на экономию топлива не изменится и при других значениях $\pi_{\text{к}}$.

На рост к. п. д. контактной ГПУ влияет распределение топлива по обоим рабочим телам,

гретого пара, входящего в смесь, зависит только от его температуры. Такой метод расчетных исследований оказывается существенно проще, а приемлемость подобного подхода к анализу контактных установок показана в работе [22].

IV.3. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ТЕЛ НА ПОКАЗАТЕЛИ КГПУ

Поскольку в контактной установке параметры газа T_3 и π_K определяют также и параметры пара, а влияние расхода пароводяного тела уже было проанализировано, здесь остановимся на рассмотрении параметров T_3 и π_K .

Начальная температура рабочих тел T_3 однозначно влияет как на удельную работу, так и на к. п. д. установки: с ее возрастанием оба показателя контактной установки повышаются. Более сложное влияние на $h_{\text{КГПУ}}$ и $\eta_{\text{КГПУ}}$ оказывает степень повышения давления, поэтому этот показатель рассмотрим подробнее.

Полезная работа контактной установки зависит от степени повышения давления в компрессоре, так как π_K влияет как на работу расширения газа, так и пара (IV.3). Для того чтобы определить влияние π_K , рассмотрим выражение $\frac{dh_{\text{КГПУ}}}{d\pi_K} \neq 0$. Решение этого уравнения позволяет найти оптимальное значение π_K для получения максимальной полезной работы. Уравнение для $\pi_{K \text{ опт}}$ имеет вид

$$\pi_{K \text{ опт}}^h = \left[\left(1 + g_{\text{топ}} \right) \frac{c_{p\Gamma} m_{\Gamma} \eta_{\Gamma} \tau \eta_K}{L} \frac{1}{\rho_{\text{в}} v_{\Gamma}} \left(1 + \frac{d}{\tau g_{\text{топ}}} \right) \times \right. \\ \left. \times \frac{c_{p\Pi} m_{\Pi}}{c_{p\Gamma} m_{\Gamma}} \frac{\eta_{\Pi} \tau}{\eta_{\Gamma} \tau} \frac{v_{\Gamma}^{m_{\Gamma}}}{v_{\Pi}^{m_{\Pi}}} \right]^{1/(m_{\Gamma} + m_{\Pi})}. \quad (\text{IV.13})$$

При выводе этого уравнения принято, что $\pi_K^{\Gamma - m_{\Pi}} \approx 1$.

Рассмотрение выражения (IV.13) показывает, что $\pi_{K \text{ опт}}$ для получения максимальной удельной работы контактной установки больше, чем этот параметр в газотурбинной установке. Причем различие значений $\pi_{K \text{ опт}}$ для КГПУ и ГТУ тем заметнее, чем больше вводится пароводяного рабочего тела: при $d = 0,2$ $\pi_{K \text{ опт}}$ для КГПУ оказывается в 1,5 раза больше, чем $\pi_{K \text{ опт}}$ для ГТУ; при $d = 0,5$ это различие возрастает более чем в 2,5 раза.

Для анализа влияния π_K на к. п. д. контактной установки следует рассмотреть выражение для определения подвода теплоты сгорания топлива. В газовую часть цикла подводится

$$q_{\text{топ}}^{\Gamma} = (1 + g_{\text{топ}}) c_{p\Gamma} T_3 - c_{p\text{в}} T_1 \left(1 + \frac{\pi_K^{m_{\Gamma} - 1}}{\eta_K} \right). \quad (\text{IV.14})$$

Теплота сгорания топлива паровой части составит

$$q_{\text{топ}}^{\Pi} = d (i_d - i_a) (1 - k_{\text{YT}}). \quad (\text{IV.15})$$

Следовательно, π_K влияет только на величину $q_{\text{топ}}^{\Gamma}$.

Для определения оптимального значения π_k , обеспечивающего получение максимального к. п. д. контактной установки, необходимо приравнять нулю производную $\partial \eta_{\text{КГПУ}} / (\partial \pi_k)$. После некоторых преобразований получим следующее выражение:

$$\pi_{k \text{ опт}} = \left[\frac{1}{1 + g_{\text{топ}}} \frac{c_{p\Gamma} m_{\Gamma} \eta_{\Gamma} \eta_{\text{КК}}}{c_{pB} m_B \eta_B} \frac{1}{T} - \frac{1}{\eta_{\text{КГПУ}}^{\text{max}}} \times \left(1 + \frac{d}{1 + g_{\text{топ}}} \frac{c_{p\Pi} m_{\Pi} \eta_{\Pi, \Gamma}}{c_{p\Gamma} m_{\Gamma} \eta_{\Pi, \Gamma}} \frac{1}{T} \right)^{1/(m_{\Gamma} + m_B)} \right] \quad (\text{IV. 16})$$

Значение оптимальной степени повышения давления для получения максимального к. п. д. контактной установки оказывается

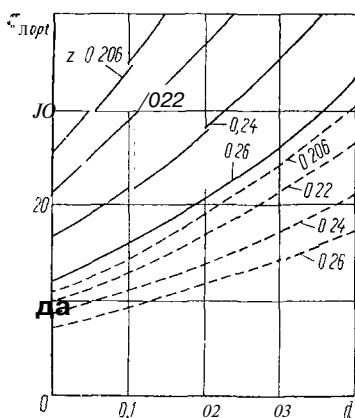


Рис. IV 6. Зависимость $\pi_{k \text{ опт}}$ для получения максимальных значений полезной работы и к. п. д. при различных расходах пара

--- $\pi_{k \text{ опт}}^{\text{ft}}$, — $\pi_{k \text{ опт}}^{\eta}$

также существенно выше аналогичного параметра газотурбинной установки. При этом наибольшее влияние оказывает расход пароводяного рабочего тела d , а значение коэффициента утилизации сказывается косвенно через к. п. д. установки $\eta_{\text{КГПУ}}^{\text{max}}$.

На рис. IV.6 приведены $\pi_{k \text{ опт}}$ для получения максимальной удельной работы и к. п. д. установки при различных расходах d . Величины $\pi_{k \text{ опт}}$ значительнее, и их достижение при простой тепловой схеме затруднительно.

Выражения (IV.13) и (IV.16) получены для простой тепловой схемы газового контура. Аналогичное влияние ввода пароводяного рабочего тела на $\pi_{k \text{ опт}}$ имеет место для более сложных тепловых схем контактных установок. Так, в работе [5] получено выражение $\pi_{k \text{ опт}}$ для получения

максимального к. п. д. контактной установки с двумя компрессорами. При относительно небольшом расходе пара d [$d < (1 + d) c_{p \text{ см}} / c_{p \text{ вод}}$] выражение для $\pi_{k \text{ опт}}$ имеет вид:

$$\pi_{k < \text{ опт}} = \left(\frac{\eta_{\text{КНД}}}{\tau} \frac{m_{\text{СМ}}}{c_{pB} m_B} \sqrt{m_{\text{С}}} \frac{\eta_{\text{КВД}}}{\eta_{\text{КНД}}} \frac{T_{1\text{КН}}}{T_{1\text{KB}}} \times \sqrt{1 - \eta_{\text{КГПУ}}^{\text{max}}} \left\{ \eta_{\text{Т}} c_{p \text{ см}} (1 + d) + \left(1 - \eta_{\text{КГПУ}}^{\text{max}} \right)^{2/(2m_{\text{СМ}} + m_B)} \right\} \right) \quad (\text{IV. 17})$$

Здесь также расход пара сильно влияет на значение $\pi_{k \text{ опт}}$.

IV.4. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА В КОНТАКТНОЙ ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКЕ

Условное разделение работы контактной установки на два цикла — газовый и пароводяной — позволяет разделить процесс генерации пара в котле-утилизаторе на две части пар, генерируемый за счет отходящей теплоты газового контура, d_{Γ} , и пар, генерируемый за счет отходящей теплоты парового контура, d_{Π} . Расходы пара, найденные по общему уравнению баланса теплоты, следующие.

для газового контура

$$d_{\Gamma} = (1 + g_{\text{топ}}) c_{p\Gamma} (T_4 - T_5) / (t_d - t_a) k_{y\Gamma}; \quad (\text{IV.18})$$

для парового контура

$$d - d_{\Gamma} = \frac{d_{\Gamma}}{k_{y\Gamma} (t_d - t_a)} \quad (\text{IV.19})$$

В этом случае общий расход пара

$$d = \frac{(1 + g_{\text{топ}}) c_{p\Gamma} (T_4 - T_5)}{k_{y\Gamma} (t_d - t_a) - (t_e - t_m)}. \quad \text{V ' . '}$$

Подставив значение общего расхода пара d в уравнение (IV 19), получим

$$d_{\Pi} = \frac{(1 + g_{\text{топ}}) c_{p\Gamma} (T_4 - T_5)}{[(t_e - t_m) / (t_d - t_a) - 1] (t_d - t_a) k_{y\Gamma}}. \quad (\text{IV 21})$$

Уравнения (IV.18)—(IV.21) позволяют найти расход пара контактной установки при введении газового и парового контуров.

Общий расход пара d в контактной установке можно получить, не разделяя газопаровую смесь на два рабочих тела. Тогда расход пара d будет

$$d = \frac{(1 + g_{\text{топ}}) c_{p\text{см}} (T_4 - T_5)_{\text{см}}}{k_{y\Gamma} (t_d - t_a) - c_{p\text{см}} (T_4 - T_5)_{\text{см}}} \quad (\text{IV.22})$$

В этом уравнении температура за турбиной T_4 определяется расширением газопаровой смеси.

Приведенные уравнения получены на основе общих уравнений теплового баланса котла-утилизатора. Использование этих уравнений ограничено минимальными температурными напорами, возникающими на различных участках процесса генерации пара. Одно из ограничений при относительно небольшом расходе пара $d \leq c_{p\text{см}} / c_{\text{вод}}$ определяется минимальным температурным напором $\Delta t_{\text{мин}}$, имеющим место в конце газовой подогревателя. Процесс теплообмена в котле-утилизаторе в TQ -диаграмме представлен на рис. IV.7. Процесс 4—5 определяет охлаждение газопаровой смеси, а процесс $a - b - c - /$ — генерацию пара. Если для простоты построения принять независимость положения точки 4 от расхода пара d , то сечения с минимальным температурным напором $\Delta t_{\text{мин}}$ будут определяться смещением процесса $a - b - c - /$.

При расходе пара d , определяемом условием $d = (1 + d + g_{\text{топ}})(c_p c_{\text{м}}/c_{\text{вод}})$, линия подогрева воды определится точками $a' - b - c' - l'$. В этом случае минимальный температурный напор имеет место во всех точках процесса подогрева питательной воды, а температура уходящих газов $T_5 = T_a + \Delta t_{\text{мин}}$. Расход пара в этом случае будем называть граничным $d_{\text{гр}}$, а уравнение для его определения будет иметь вид

$$d_{\text{гр}} = \frac{c_{\text{пр}} (1 + g_{\text{топ}})}{c_{\text{вод}} i - \hat{c}_{\text{пр}} \hat{c}_{\text{вод}}}, \quad (\text{IV } 23)$$

Легко показать, что в контактной установке этому условию отвечает значительно больший расход пара, чем в установке с раздельными контурами рабочих тел, для которой $d_{\text{гр}} = (1 + g_{\text{топ}}) c_{\text{пр}}/c_{\text{вод}}$. Так, если принять $c_{\text{вод}} = 4,19$ кДж/(кг·К), $c_{\text{пр}} = 1,1$ кДж/(кг·К), а $c_{\text{пр}} = 2,1$ кДж/(кг·К), то для контактной ГПУ граничный расход пара $d_{\text{гр}} \approx 0,56$, а при раздельных контурах $d_{\text{гр}} \approx 0,26$.

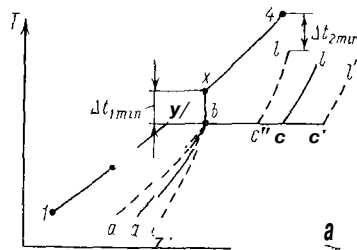


Рис IV 7 Рабочие процессы в котле-утилизаторе в ТQ-диаграмме

Следует отметить, что для контактных ГПУ расход пара d больше значений $d_{\text{гр}}$ вряд ли целесообразен из-за ограничений, связанных с потерей питательной воды и с минимальной температурой уходящих газов.

С уменьшением расхода пара d при $d < d_{\text{гр}}$ линия подогрева воды $a - B$ на рис IV 7 пойдет несколько круче, а процесс генерации пара будет определяться точками $a - b - c - l$. Этот процесс характеризуется сохранением минимального температурного напора в точке b , температуру воды в которой будем обозначать T_s . Тогда температура газа в сечении с минимальным температурным напором $T_x = T_s + \Delta t_{\text{мин}}$. В этом случае уравнение теплового баланса для испарительно-перегревательной части котла определяет расход пара d , уравнение для нахождения которого имеет вид

$$d = \frac{c_{\text{пр}} (1 + g_{\text{топ}}) (T_4 - T_s - \Delta t_{\text{мин}})}{(t_l - t_b) - c_{\text{пр}} (T_4 - T_s - \Delta t_{\text{мин}})}. \quad (\text{IV } 24)$$

Если перегрев пара в котле-утилизаторе выразить через коэффициент утилизации $k_{\text{гр}}$, то вместо (IV.24) можно написать

$$d = \frac{c_{\text{пр}} (1 + g_{\text{топ}}) (T_4 - T_s - \Delta t_{\text{мин}})}{k_{\text{гр}} (t_d - t_a) - (t_l - t_a) - c_{\text{пр}} (T_4 - T_s - \Delta t_{\text{мин}})}. \quad (\text{IV } 25)$$

Уравнение теплового баланса водоподогревательной части (линия $a - B$ на рис IV.7) позволяет найти T_b , для чего служит уравнение

$$T_5 = (T_s + \Delta t_{\text{мин}}) - d(i_b - i_a) / [(1 + g_{\text{топ}}) c_{\text{пр}} + d c_{\text{пр}}]. \quad (\text{IV } 26)$$

Температура уходящих газов T_5 будет падать с возрастанием расхода пара d .

Контактные ГПУ часто рассматриваются как пиковые установки, для которых температура уходящих газов обычно задается. При принятом значении T_5 для определения расхода пара следует воспользоваться уравнением

$$d = \frac{c_{pг} (1 + g_{\text{тон}}) (T_s + \Delta t_{1 \text{ min}} - T_5)}{(i_b - i_a) - c_{pп} (T_s + \Delta t_{1 \text{ min}} - T_5)}, \quad (\text{IV.27})$$

С понижением расхода пара d при прочих неизменных условиях повышается его перегрев в котле t_l и падает температурный напор на входе газа в котел $\Delta t_2 = T_4 - T_s$. При достаточно малых расходах пара d , наряду с $\Delta t_{1 \text{ min}}$ в конце водоподогревательной части появляются ограничения по минимальному температурному напору $\Delta t_{2 \text{ min}}$ в конце паронагревательной части котла-утилизатора. Расход пара, найденный по высокотемпературной части котла, будет

$$d = \frac{c_{pг}}{c_{pп}} \frac{(1 + g_{\text{тон}}) (T_4 - T_s - \Delta t_{1 \text{ min}})}{[T_4 - \Delta t_{2 \text{ min}} - (r/c_{pп})]}, \quad (\text{IV.28})$$

где r — скрытая теплота парообразования.

Найденный по уравнению (IV.28) расход пара будет соответствовать максимальному коэффициенту утилизации $k_{y \text{ max}}$, который определяется минимальным температурным напором $\Delta t_{2 \text{ min}}$

$$k_{y \text{ max}} = \frac{c_{pг} (T_4 - \Delta t_{2 \text{ min}}) - i_a}{i_d - i_a}. \quad (\text{IV.29})$$

С повышением $\Delta t_{2 \text{ min}}$ коэффициент утилизации $k_{y \text{ max}}$ падает.

IV.5. ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КОНТАКТНОЙ ПГУ

Ввод воды или пара может рассматриваться как средство форсировки действующих газотурбинных установок, спроектированных для работы по газотурбинному циклу. Расход воды или пара, введенных в тракт высокого давления, а следовательно, и возможная форсировка ГТУ, определяются в этом случае пропускной способностью элементов установки. Рассмотрим возможности увеличения мощности ГПУ по сравнению с ГТУ при наличии ограничений по пропускной способности турбины или компрессора.

Мощность ГТУ простой тепловой схемы составит

$$N_{\text{ГТУ}} = (1 + g_{\text{тон}}) G_k c_{pг} T_3 [1 - (\pi_{кв})^{-m_{г}}] \eta_{г} - G_k c_{pв} T_1 (\pi_{кв}^{m_{в}} - 1) / \eta_{к}. \quad (\text{IV.30})$$

Ввод пароводяного рабочего тела повышает мощность установки, которая также при единичном расходе воздуха через компрессор G'_k будет

$$N_{\text{КГПУ}} = G'_k (1 + g'_{\text{топ}} + d) c_{p\text{см}} T_3 [1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{см}}}] \eta_{\text{T}} - G'_k c_{p\text{в}} T_1 (\pi_{\text{кв}}^m - 1) / \eta_{\text{к}}, \quad (\text{IV.31})$$

где $g_{\text{топ}}$ и $g'_{\text{топ}}$ — относительный расход топлива в ГТУ и контактной установке.

Рассмотрим случай, при котором расход вводимого пароводяного тела ограничен пропускной способностью турбины, которая будет определяться не только вводом пара или воды, но и изменением физических свойств рабочего тела. Предельный расход через турбину лимитируется обычно высотой последней лопатки и выходной скоростью газа. Если принять эти показатели неизменными, то будет справедливо равенство $G_{\text{Г}} v_{\text{Г}} = G_{\text{см}} v_{\text{см}}$. Тогда для соотношения расходов можно написать

$$\frac{G_{\text{см}}}{G_{\text{Г}}} = \frac{R_{\text{Г}} T_4}{R_{\text{см}} T_{4\text{см}}} = \frac{R_{\text{Г}} [1 - (1 - \pi_{\text{кв}}^{-m_{\text{Г}} v^{-m_{\text{Г}}})} \eta_{\text{T}}]}{t_{\text{ф}} [\text{ч}] - (n \gamma^{\text{mc}} \gg V \sim \text{mc} \ll) \Gamma_{\text{T}}]}. \quad (\text{IV.32})$$

Здесь

$$m_{\text{см}} = \frac{c_{p\text{см}} R_{\text{см}} - (1 + g_{\text{топ}}) c_{p\text{Г}} + d c_{p\text{п}}}{(1 + g_{\text{топ}}) K_{\text{г}} + d K_{\text{п}}}$$

Уравнение (IV.32) позволяет получить выражение для определения соотношения расхода воздуха через компрессоры ГТУ и контактной установки при сохранении пропускной способности турбины. Это выражение будет иметь вид

$$\frac{G'_k}{G_{\text{Г}}} = \frac{1 + g_{\text{топ}}}{1 + g'_{\text{топ}}} \frac{R_1 T_4}{R_{\text{Г}}} \quad (\text{ГУ } 33)$$

Приращение мощности установки за счет ввода воды или пара в этом случае составит:

$$\Delta N^T = N_{\text{КГПУ}} - N_{\text{ГТУ}} = G_{\text{к}} (1 + g_{\text{топ}} c_{p\text{Г}} T_4 [1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{T}} \times$$

$$\left\{ \frac{R_{\text{Г}}}{c_{p\text{Г}}} \frac{(1 + g_{\text{топ}}) c_{p\text{Г}} + d c_{p\text{п}}}{(1 + g_{\text{топ}}) R_{\text{Г}} + d R_{\text{п}}} \frac{1 - [1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{T}}}{1 - [1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{см}}}] \eta_{\text{T, см}}} \right\} \times$$

$$\times \frac{[1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{см}}}] \eta_{\text{T, см}} - 1}{[1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{T}}} \cdot G_{\text{к}} c_{p\text{Г}} T_4 \frac{\pi_{\text{кв}}^m - 1}{\kappa} \times$$

$$\left\{ 1 - \frac{(1 + g_{\text{топ}}) R_{\text{Г}}}{(1 + g_{\text{топ}}) R_{\text{Г}} + d R_{\text{п}}} \frac{1 - [1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{Г}}}] \eta_{\text{T}}}{1 - [1 - (\pi_{\text{кв}})^{-m_{\text{см}}}] \eta_{\text{T, см}}} \right\}. \quad (\text{IV.34})$$

Относительное приращение мощности в этом случае будет

$$\Delta \bar{N}^T = \frac{\Delta N^T}{N_{ГТУ}} = \frac{1}{\varphi_{ГТУ}} \left\{ \frac{R_{\Gamma}}{c_{p\Gamma}} \frac{(1 + g_{топ}) c_{p\Gamma} d c_p}{(1 + g_{топ}) R_{\Gamma} + d R_{II}} \times \right. \\ \times \left. \frac{1 - [1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{\Gamma}}] \eta_{т.с.м}}{1 - [1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{с.м}}] \eta_{т.с.м}} \frac{1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{с.м}}}{1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{\Gamma}}} - 1 \right\} + \\ + \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right) \left\{ 1 - \frac{(1 + g_{топ}) R}{(1 + g_{топ}) R_{\Gamma} + d R_{II}} \frac{1 - [1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{\Gamma}}] \eta_{\Gamma}}{1 - [1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{с.м}}] \eta_{\Gamma.с.м}} \right\}, \quad (IV.35)$$

где φ — коэффициент полезной работы газотурбинной установки, $\Phi = h_{\Gamma.т}/h_{ГТУ}$.

С помощью уравнения (IV.35) на рис. IV.8 построена мощностная характеристика контактной ГТУ. Эта характеристика показывает, что даже при неизменной пропускной способности турбины контактный цикл существенно повышает мощность установки. Так, при вводе 10 % пара мощность контактной установки на 35 % превышает мощность ГТУ при $T_3 = 1100$ К. С повышением температуры газа прирост мощности падает, но даже при $T_3 = 1500$ К $\Delta \bar{N}$ достигает 12 %. От расхода пара или воды зависимость прироста мощности близка к линейной и уже при $d = 0,22$ удваивается.

Следует отметить, что при ограниченной пропускной способности газовой турбины увеличение мощности установки при вводе пароводяного тела определяется уменьшением мощности компрессора, так как требуемый расход воздуха при росте d понижается.

При создании контактной ГПУ может возникнуть ситуация, при которой рассматривается заданный компрессор при неизменных значениях G_K и π_K . Турбины в этом случае для ГТУ и контактной ГПУ оказываются различными. На основании уравнений (IV.30) и (IV.31) приращение мощности в контактной установке запишется в виде

$$\Delta N^k = (1 + g_{топ}) c_{p\Gamma} T_3 [1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{\Gamma}}] \times \\ \times \eta_{\Gamma} \left[1 + \frac{d}{1 + g_{топ}} \frac{c_{pII}}{c_{p\Gamma}} \frac{1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{с.м}}}{1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{\Gamma}}} - 1 \right], \quad (IV.36)$$

а относительный рост мощности при неизменном компрессоре составит

$$\Delta \bar{N}^k = \frac{1}{\varphi_{ГТУ}} \left[1 + \frac{d}{1 + g_{топ}} \frac{c_{pII}}{c_{p\Gamma}} \frac{1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{с.м}}}{1 - (\pi_{K\nu})^{-m_{\Gamma}}} - 1 \right]. \quad (IV.37)$$

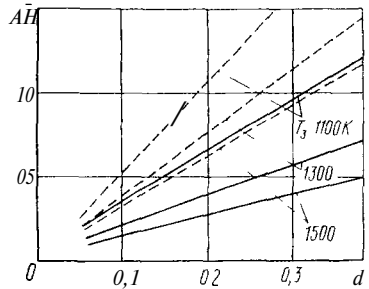


Рис. IV.8. Мощностные характеристики контактной ГПУ при $\pi_K = 15$

— — — предельная мощность по турбине; — — — предельная мощность по компрессору

Приращение мощности за счет ввода пароводяного рабочего тела в этом случае оказывается существенно больше, чем при ограниченной пропускной способности турбины (рис. IV.8). При температуре $T_3 = 1100$ К каждый процент ввода пара или воды повышает мощность установки приблизительно на 5 %. С повышением температуры рабочего тела T_3 степень форсировки установки понижается, но даже при $T_3 = 1500$ К один процент пароводяного тела увеличивает мощность почти на 4 %.

Контактная газопаровая установка обеспечивает значительные единичные мощности. При $T_3 = 1100$ К ввод воды или пара расходом $d = 0,2$ позволяет получить удельную мощность, более чем в два раза превышающую этот параметр в ГТУ.

IV.6. АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТНЫХ ГПУ

Контактная газопаровая установка в наиболее естественном выполнении строится на базе газотурбинной установки с вводом воды или пара в газоздушный тракт высокого давления (после компрессора). При вводе пара принято, что его генерация обеспечивается за счет отходящей от турбины теплоты, а окончательный перегрев — за счет теплоты сгорания топлива в КС. Поскольку расход пара d в КГПУ обычно невелик, здесь рассмотрены характеристики установок только с котлом-утилизатором. Показатели установок с ВПГ не имеют принципиальных отличий от характеристик рассмотренных схем. В качестве базовой ГТУ принята газотурбинная установка простой тепловой схемы. Такая схема в настоящее время рассматривается как наиболее предпочтительная для энергетических ГТУ (см. рис. IV. 1).

При высоких температурах рабочего тела T_3 предполагается применение интенсивного внутреннего охлаждения проточной части турбины. Влияние охлаждения турбины на показатели установки определяется по методике, изложенной в работе [20]. Принятые при расчете характеристик контактной установки параметры рабочего тела исключают во всех элементах ГПУ конденсацию пара, поэтому при расчете характеристик использовано допущение о независимости энтальпии пара от давления, а смесь продуктов сгорания воздуха и пара рассматривалась как идеальный газ.

При определении характеристик контактной установки варьировались следующие параметры рабочего тела.

1. Начальная температура газа T_3 . Учитывая перспективы развития высокотемпературных газовых турбин, изменение T_3 принято до 1500 К.

2. Степень повышения давления π_k . Так как рассматривалась ГПУ, образованная на базе ГТУ простой тепловой схемы, диапазон изменения π_k соответствовал возможностям однокорпусного компрессора с большим расходом воздуха и составлял от 5 до 20

3. Относительный расход пара d . Его значения изменялись от $A = 0$ до d_{\max} определяемого коэффициентом избытка воздуха в камере сгорания α_{\min} .

4. Температура перегрева пара или подогрева вводимой воды T_l . Изменение T_l принималось от $T_{l\max}$, определяемой минимальным температурным напором в высокотемпературной части котла-утилизатора $\Delta t_{2\min}$ (см. рис. IV.7), до температуры неподогретой воды.

При расчете характеристик установки потери в турбомашине оценивались политропным к. п. д., который принят равным $\eta_{\text{пол}}^* = 0,85$ и $\eta_{\text{пол}}^v = 0,9$. Гидравлические потери в газоздушном тракте оценивались коэффициентом потерь ν , равным 0,94 в схеме без котла-утилизатора и 0,9 для схемы с КУ.

Расход пара d оказывает большое влияние на основные показатели установки. При температуре рабочего тела $T_3 = 1500$ К и неизменном перегреве пара, определяемом $T_l = 500$ К, котел-утилизатор генерирует различный расход пара (рис. IV.9). При $\pi_k = 10$ расход пара изменяется в широких пределах, но с ростом d температура уходящих газов T_{yx} падает и в точке $\Delta t_1 = -\Delta t_{\min} = 30$ К составляет только 360 К при $d = 0,32$. Дальнейший рост d удовлетворяет закону $\Delta t_1 = \Delta t_{\min}$. Здесь уместно заметить, что по мере повышения d уменьшается температурный напор Δt_1 (см. рис. IV.7), который достигает на линии AB минимального значения. Повышение π_k сопровождается при прочих неизменных условиях уменьшением d , что объясняется понижением температуры за турбиной T_4 . Так, переход с $\pi_k = 10$ на $\pi_k = 15$ при $T_{yx} = \text{const}$ уменьшает d на 0,04—0,06.

Для рассматриваемых параметров рабочего тела характерны довольно высокие коэффициенты избытка воздуха в камере сгорания a . Даже при значительных $d > 0,30 \div 0,35$, коэффициент a не падает ниже 1,5, поэтому здесь отсутствуют ограничения по $d_{\text{пред}}$, связанные с α_{\min} .

При расходах пара d , соответствующих минимальным температурным напорам $\Delta t_{1\min} = 30$ К (линия AB), имеют место низкие температуры T_{yx} , уровень которых падает ниже 370 К (рис. IV.9). Поэтому целесообразно ввести в рассматриваемом случае ограничение на расход пара d , обусловленное целесообразным уровнем T_{yx} . Если принять $T_{yx} = 430$ К (линия CD), то d_{\max} составит 0,28 при $\pi_k = 10$ и $\Delta t_{1\max}$, а при $\pi_k = 18$ падает до 0,19. Рост d выше этих значений при $T_{yx} = \text{const}$ возможен за счет увеличения Δt_1 .

При малых d появляется ограничение в работе котла-утилизатора, обусловленное минимальным температурным напором Δt_{\min} в высокотемпературной его части (см. рис. IV.7). При $\Delta t_{2\min} = 30$ К ограничения наступают от $\pi_k = 14$ при $d = 0,06$ до $\pi_k = 18$ при $d = 0,1$ (линия EF).

Принятый перегрев пара в КУ ($T_l = 500$ К) приводит к относительно высоким значениям коэффициента утилизации $k_{\text{т}}$. При

$\pi_K = 10$ этот коэффициент превышает 0,6, а с повышением π_K он несколько падает, но это падение невелико и при $\pi_K = 18$ не превышает 0,05.

Высокие значения коэффициента k_{yt} и d приводят к неуклонному повышению к. п. д. контактной установки $\eta_{КГПУ}$. Из графика на рис. IV.9 видно, что каждый процент пара, введенный в тракт

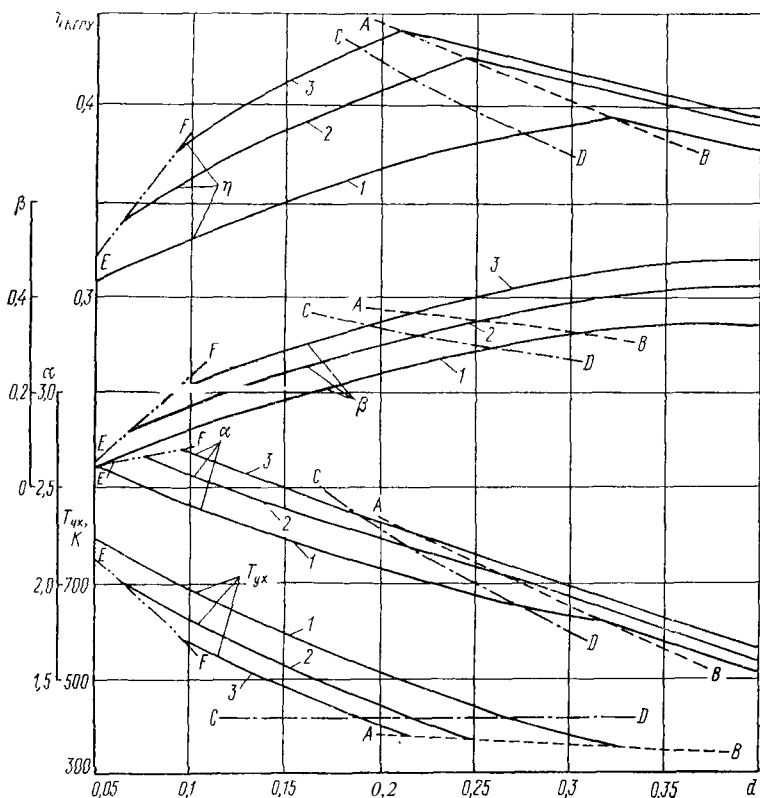


Рис. IV.9. Влияние расхода пара d на основные показатели КГПУ при $T_3 = 1500 \text{ K}$ и $T_1 = 500 \text{ K}$:

1 - $\pi_K = 10$; 2 - $\pi_K = 15$; 3 - $\pi_K = 18$; — $\Delta t_1 = \Delta t_{\min}$; — $T_{yx \min} = 430 \text{ K}$; - - - $\Delta t_1 = \Delta t_{11n}$

высокого давления при $\pi_K = 10$, понижает расход топлива около одного процента. С повышением π_K рост к. п. д. установки с увеличением d возрастает. При $\pi_K = 18$ один процент ввода пара уже сокращает расход топлива на 1,2—1,3 %. Влияние π_K на $\eta_{КГПУ}$ объясняется высоким значением π_{Kopt} для получения максимального к. п. д. установки.

Максимальные значения к. п. д. контактной установки определяются введенными ограничениями на работу котла-утилиза-

тора. При принятом уровне $T_{y\lambda_{\min}}$ (линия CD) к. п. д. установки оказывается значительным и при $\pi_k = 18$ достигает 43 %, что на 9—10 % превышает к. п. д. ГТУ при тех же параметрах газа. Дальнейшее повышение d уже не сопровождается понижением T_{yx} и термическая эффективность контактной установки уменьшается.

Характеристики контактной установки при максимальных расходах пара в широком диапазоне изменения параметров рабочих тел представлены на рис. IV.10 [20] Они построены для расходов пара, полученных при обеспечении либо минимального

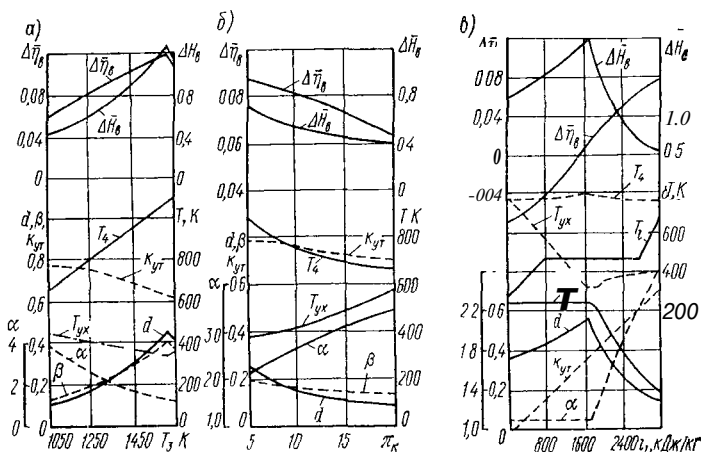


Рис. IV.10. Характеристики контактной ГТУ *a* — при $\pi_k = 10$; $T_l = 500$ К; *b* — при $T_3 = 1200$ К; $T_l = 500$ К; *v* — при $\pi_k = 10$; $T_3 = 1200$ К

напора в одном из сечений тракта котла-утилизатора, либо минимального коэффициента избытка воздуха в камере сгорания α_{\min} .

При невысокой температуре T_3 (рис. IV.10, *a*) расход генерируемого пара при $T_l = 500$ К относительно невелик, что определяется условием $\Delta t_{1\min} = 30$ К. Рост к. п. д. контактной установки даже при малых d значительный, так как в этом случае обеспечивается высокий уровень $k_{\lambda T}$. С повышением T_3 значение d возрастает, а вместе с ним увеличиваются к. п. д. и удельная мощность контактной установки. Некоторое понижение $k_{\lambda T}$ при этом объясняется увеличением затрат теплоты сгорания топлива $q_{\text{п}}$, подводимой к пару в камере сгорания. Предельное значение d достигает при $T_3 = 1600$ К, когда коэффициент избытка воздуха в камере сгорания достигает минимального значения $\alpha_{\min} = 1,1$. Дальнейшее повышение T_3 уже не обеспечивает роста d .

Повышение π_k оказывает обратное влияние на расход генерируемого пара (рис. IV.10, *b*), однако ограничения по α_{\min} в этом случае не наблюдаются.

Характеристики контактной установки, особенно ее термическая эффективность, существенно зависят от энтальпии вводимого пароводяного тела (рис. IV. 10, в). По влиянию i_l на к. п. д. установки можно выделить два участка. При малых i_l пароводяного тела выделяется первый участок. Здесь увеличение расхода воды хотя и повышает к. п. д. установки, но не обеспечивает экономии топлива в контактной ГПУ по сравнению с ГТУ, что объясняется низким коэффициентом утилизации на этом участке и относительно высокими затратами топлива в камере сгорания β на генерацию и перегрев пара. Расход пароводяного тела определяется минимальным значением α_{\min} .

Другой участок характеризуется высокой энтальпией и котел генерирует уже пар, сначала влажный, а затем перегретый. Значение d на этом участке уменьшается, что определяется условием $\Delta t_{1\min} = \text{const}$. Коэффициент избытка воздуха α возрастает. Экономичность контактной установки уже оказывается выше экономичности исходной ГТУ, причем с повышением энтальпии пара приращение к. п. д. контактной установки возрастает.

Удельная работа КГПУ слабо зависит от энтальпии пароводяного тела, а определяется в основном его расходом. Прирост удельной работы составляет 4—5 % на каждый процент расхода пара или воды.

Изменение температуры уходящих газов T_{yx} имеет сложный характер. С повышением i_l вводимого тела сначала T_{yx} падает, достигая минимального значения, а затем при падении d начинает повышаться. Такой характер изменения T_{yx} объясняется не только повышением энтальпии i_l , но и сложным влиянием на величину i_l расхода пара d . Общий баланс котла-утилизатора позволяет записать:

$$T_{yx} = T_4 - d(i_l - i_a) / [(1 + g_{\text{топ}})c_{pr} + dc_{пл}]. \quad (\text{IV.38})$$

Относительный расход пара d воздействует не только на отведенную в КУ теплоту, но и на температуру рабочего тела за турбиной T_4 . Чем больше d , тем больше отведенная в КУ теплота, но и тем выше температура за турбиной T_4 . При уменьшении d изменение этих величин обратное, поэтому даже при росте энтальпии i_l температура T_{yx} на этом участке даже несколько возрастает.

Важное свойство контактной установки — неуклонное повышение удельной работы по мере роста d . Даже при умеренном расходе воды, равном 0,15—0,16, удельная мощность контактной установки достигает 0,6 МВт на каждый килограмм воздуха. Такой уровень удельной мощности в газотурбинных установках может быть получен лишь за счет сильного усложнения тепловой схемы.

Увеличение при вводе пара не только работы, но и к. п. д. контактной установки по сравнению с ГТУ дает возможность говорить о высокой эффективности КГПУ.

Особенность контактного цикла — потеря питательной воды. Выполненные технические проработки показали, что даже при больших удельных капитальных затратах на химводоочистку, достигающих 600 руб. на 1 т химически очищенной воды, удельная стоимость контактной установки оказывается в несколько раз меньше стоимости ГТУ [5].

Выброс пара с отходящими газами в контактную ГПУ относительно невелик и при целесообразных расходах пара d составляет 2—3 кг/(кВт·ч). Аналогичные потери воды имеют место в современных паросиловых блоках, снабженных мокрыми градирнями. Такие установки эксплуатируются как у нас в стране, так и за рубежом. Однако при создании контактных ГПУ следует иметь в виду, что дополнительного опыта эксплуатации таких установок еще не накоплено, поэтому воздействие повышенного влагосодержания в отходящих газах на окружающую среду требует специальной проверки.

IV.7. УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ГТУ ПРИМЕНЕНИЕМ КОНТАКТНОГО ЦИКЛА

Как в энергетических ГТУ, так и в установках другого назначения, исключительно важно предусмотреть возможность генерирования дополнительной мощности за счет их форсировки. Такая форсировка обеспечивается, прежде всего, вводом воды или пара в тракт высокого давления, позволяющим заметно улучшить характеристики уже действующих или намеченных к выпуску газотурбинных установок.

Одним из основных агрегатов, на базе которых в ближайшие годы планируется развитие энергетического газотурбостроения в СССР, является установка ГТ-100-750. Она выполнена по сложной тепловой схеме в двухвальном исполнении, при умеренной температуре газа 1023 К в двух камерах сгорания развивает мощность 100 МВт для стандартных условий наружного воздуха.

Сложная тепловая схема установки позволяет рассматривать различные сечения газоздушного тракта ввода воды или пара. Прежде всего рассмотрим характеристики ГТ-100-750 при вводе воды. Как показали расчеты, ввод воды за КПД оказывается малоэффективным, что связано с наличием воздухоохладителя между компрессорами. Замена охладителя вводом воды не позволяет обеспечить необходимое охлаждение воздуха на входе в КВД, что приводит к неизбежности сбрасывания части воздуха через антипомпажный клапан. Мощность и к. п. д. установки при этом падают.

Заметное повышение мощности ГТ-100-750 обеспечивает ввод воды в тракт за КВД [6]. Предельный расход воды, найденный из условия ее полного испарения до камеры сгорания, составляет 5 %. Повышение частоты вращения турбокомпрессорного вала при таком вводе относительно невелико и не превышает 4 %, что, очевидно, допустимо.

Характеристики установки при впрыске воды представлены на рис. IV.11. Ввод воды за КВД позволил до 122 МВт увеличить мощность Π , что важно, практически без уменьшения к. п. д. установки по сравнению с номинальным режимом. Сравнение показателей установки с вводом воды и без нее показывает, что на малых нагрузках вода приводит к повышению экономичности (до 50 МВт). При больших нагрузках экономичность форсированной установки оказывается хуже. Такой закон изменения к. п. д. определяется

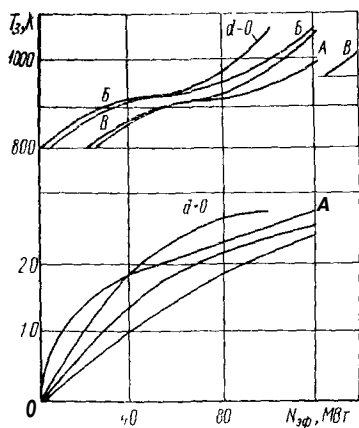


Рис. IV.11 Характеристики ГТ-100-750 при вводе воды. кривая А — ввод воды за КВД, Б — ввод воды за ТВД, В — ввод воды за КВД и ТВД одновременно

тем, что на малых нагрузках часть воздуха после КНД сбрасывается через антипомпажный клапан. При вводе воды нагрузка на КНД понижается, что позволяет существенно сократить сброс воздуха после КНД.

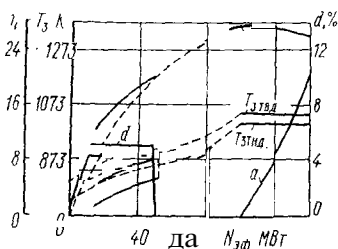


Рис. IV.12. Программа управления установкой ГТ-100-750.

— режим с впрыском воды, - - - режим без впрыска

Добавка воды дает возможность поддерживать мощность ГТУ на заданном уровне при вынужденном снижении температур перед турбинами, повышении температуры наружного воздуха, загрязнении лопаточного аппарата и т. д. Каждый процент введенной воды компенсирует понижение мощности от повышения температуры наружного воздуха на 7 К, расход топлива при этом возрастает всего на 0,65—0,70 %.

Необходимо также отметить, что понижение температуры воздуха за КВД при вводе воды благоприятно с точки зрения охлаждения проточной части турбины, так как позволяет уменьшить отбор воздуха на охлаждение.

Заметно повышает мощность ГТ-100-750 ввод воды за ТВД, однако при этом уменьшается запас по помпажу у КНД. Расход воды в этом случае тоже достигает 5 %, но по сравнению с вводом за КВД он приводит к меньшему повышению мощности и большему снижению к. п. д. (рис. IV. 11, кривая Б).

Была рассмотрена форсировка мощности ГТ-100-750 за счет ввода воды за КВД и ТВД одновременно (рис. IV. 11, кривая В).

Повышение мощности в этом случае возможно до 140 МВт, а к. п. д. оказывается несколько ниже, чем на номинальном режиме.

Приведенные характеристики ГТ-100-750 позволяют предложить рациональный режим ее управления от холостого хода до повышенной мощности за счет ввода воды. Такой режим состоит в следующем (рис. IV.12). От режима холостого хода рост мощности до 20 МВт осуществляется подачей топлива в камеру сгорания и воды в тракт за КВД по закону постоянной температуры T_3 перед турбинами. Затем до нагрузки 50 % расход воды, равный 5 %, остается неизменным. Дальнейшее увеличение мощности до 100 % обеспечивается без ввода воды. Повышение мощности выше номинальной производится сначала вводом воды за КВД до мощности 122 МВт, а затем — дополнительным вводом за ТВД. Температура рабочего тела перед турбинами при этом сохраняется неизменной.

Повышение мощности ГТ-100-750 за счет ввода пара оказывается малоэффективным. Низкий уровень температуры отходящих газов и относительно высокий необходимый уровень давления пара определяют расход генерируемого пара, составляющий только около 3 % от расхода воздуха. Получаемое в этом случае повышение мощности невелико (до 10 %), что делает экономически нецелесообразным включение в состав установки котла-утилизатора.

Другой энергетической установкой сложной тепловой схемы является установка ГТ-25-700, также созданная ПО ЛМЗ. С 1970 г. четыре агрегата ГТ-25-700 эксплуатируются в системе Якут-энерго. Агрегат мощностью 25 МВт имеет две ступени сжатия с промежуточным охлаждением воздуха. При температуре наружного воздуха 263 К $T_3 = 973$ К и $\pi_{\pi} = 10$; к. п. д. этой ГТУ составляет 23 %.

Эксплуатационные показатели установки ГТ-25-700 могут быть существенно улучшены вводом пара или воды в тракт высокого давления. В этом случае улучшаются маневренные характеристики установки при повышении температуры наружного воздуха. Показатели установки в зависимости от температуры перед турбиной T_3 при вводе пара или воды представлены на рис. IV.13 [44]. При номинальном режиме, отвечающем температуре $T_3 = 973$ К, мощность установки при вводе 1 % воды или пара повышается больше чем на 5 %. Повышенное значение мощности при подаче воды объясняется увеличенным в этом случае расходом топлива, связанным с генерацией пара. При понижении температуры T_3 форсировка мощности установки при вводе одного процента пароводяного тела возрастает, достигая при $T_3 = 773$ К почти 15 %. Таким образом, чем меньше мощность установки, тем большая форсировка достигается при одном и том же расходе воды или пара.

Термическая эффективность ГТ-25-700 сильно зависит от эн- тальпии вводимого тела. При вводе неподогретой воды ($T_{\text{в.од}} =$

= 273 К) на номинальном режиме к. п. д. установки падает (на 0,5 % относительных). С понижением температуры газа T_3 экономичность установки при вводе неподогретой воды повышается и при $T_3 = 773$ К увеличение экономичности достигает почти 5 %. Подогрев воды до 375 К, используемый для форсировки установки, несколько повышает к. п. д. на частичном режиме, однако не обеспечивает экономии топлива при номинальном режиме ГТ-25-700.

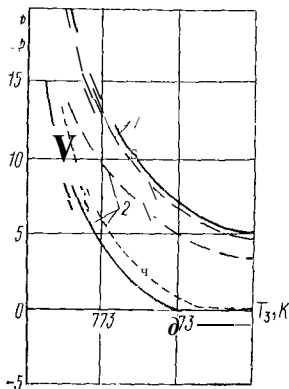


Рис IV 13 Характеристики установки ГТ-25-700 при вводе процента воды или пара при $T_{II} = 263$ К

1 — изменение мощности к п. д.,
2 — изменение к п. д.,
— ввод воды при 273 К, — — — ввод воды при 375 К, — — — ввод пара при 500 К

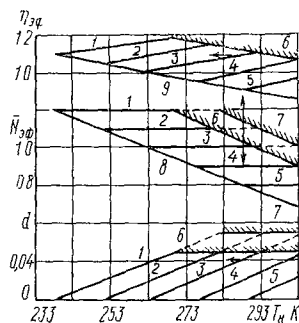


Рис IV 14. Характеристики ГТ-25-700 при переменной температуре наружного воздуха T_{II} и при вводе пара

1 — $\bar{N}_{\text{эф}} = 1,2$, 2 — $\bar{N}_{\text{эф}} = 1,1$, 3 — $\bar{N}_{\text{эф}} = 1,0$,
4 — $\bar{N}_{\text{эф}} = 0,9$, 5 — $\bar{N}_{\text{эф}} = 0,8$, 6 — $d = 0,05$ (максимальный расход пара без допигания топлива), 7 — $d = 0,07$, 8 — $\bar{N}_{\text{эф}}$ ГТУ без ввода пара, 9 — $\bar{N}_{\text{эф}}$ ГТУ без ввода пара

Большое влияние на экономические показатели установки оказывает применение для форсировки мощности пара. В этом случае уже на номинальном режиме использование слабо перегретого пара ($T_{II} = 500$ К) обеспечивает 5 % экономии топлива. С понижением T_3 экономия топлива повышается, достигая при $T_3 = 773$ К почти 15 %.

Следует отметить, что использование пароводяного тела для форсировки мощности позволяет получить номинальную мощность ГТ-25-700 при пониженной температуре T_3 . Расчеты показывают, что при вводе 5 % пара номинальная мощность может быть достигнута при $T_3 = 923$ К, вместо $T_3 = 973$ К.

Повышение мощности за счет ввода воды или пара имеет ряд ограничений. К числу ограничивающих факторов относится прежде всего смещение рабочих точек компрессора к границе пом-

пажа, причем в большей мере это смещение наблюдается у КВД. Если принять минимальное приближение к помпажу, выраженное через коэффициент устойчивости k_3 , в 12 %, то максимальный расход пароводяного тела не должен превышать 5—6 %. При больших расходах в КВД необходимо предусмотреть специальные антипомпажные мероприятия. Другой ограничивающий фактор связан с возможностью испарения воды в потоке воздуха за компрессором высокого давления. Если принять, что наличие взвешенной влаги в камере сгорания недопустимо, то расход вводимой воды не должен превышать 3,0—3,5 %.

Форсировка мощности ГТУ вводом пароводяного тела открывает возможность улучшения эксплуатационных показателей в широком диапазоне изменения температуры наружного воздуха T_n . Эта возможность особенно актуальна для установки ГТ-25-700, которая работает в условиях широкого изменения T_n .

Характеристика ГТ-25-700 при изменении T_n представлена на рис. IV.14 [44]. Повышение T_n существенно понижает мощность установки. Уже при $T_n = 288$ К мощность ГТ-25-700 падает на 20 %. При этом понижается и к. п. д. установки. За счет ввода пара мощность установки можно поддерживать неизменной при значительном повышении T_n . Представленная на рис. IV.14 характеристика позволяет при каждой температуре T_n найти необходимый расход пара и оценить при этом изменение к. п. д. установки. Так, при $T_n = 288$ К для поддержания заданной мощности требуется ввести 4 % пара. К. п. д. установки $\eta_{н,ф}$ вырастет и составит около 1,1 от к. п. д. номинального режима.

При использовании пара для улучшения показателей ГТУ возникает проблема генерации пара, связанная с созданием и размещением котла-утилизатора. В установке ГТ-25-700 решение этой проблемы облегчается наличием сетевых подогревателей (ПСВ), имеющих четыре отсека, включенных параллельно по воде и газу. Для получения пара в этом случае необходимо ПСВ перевести из режима водоподогревателя в режим кипящего экономайзера с многократной циркуляцией. Для сепарации влаги из пара должен быть предусмотрен выносной циклон с горизонтальным коллектором. Для перегрева пара в ПСВ включается пароперегревательная секция, расположенная со стороны входа газа. Для подготовки подпиточной воды предусматривается химводоподготовка, обеспечивающая требуемое качество пара [44].

Выполненные расчеты показали, что использование имеющегося ПСВ позволяет генерировать до 5 % пара при его давлении от 1,0 до 2,5 МПа. Для получения большего расхода пара необходимо включение блока дожигающих устройств, который позволяет поднять температуру газа перед ПСВ на 100—150 К и тем самым повысить паропроизводительность до 10 %. Таким образом, ввод пара в установку ГТ-25-700 позволяет не только увеличить мощность, но и уменьшить расход топлива,

По сложной тепловой схеме выполнена и установка ГТН-25 Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина, предназначенная для компрессорных станций магистральных газопроводов. Эта установка имеет два компрессора и три турбины, расположенные на трех механически не связанных валах. При начальной температуре $T_3 = 1160$ К и $\pi_{\kappa} = 12,5$ ее мощность достигает 25 МВт.

Прежде всего рассмотрим возможность улучшения показателей ГТН-25 за счет ввода воды в тракт за КНД. Отсутствие между КНД и КВД промежуточного охладителя воздуха делает такой впрыск воды исключительно эффективным. Каждый процент впрыснутой воды понижает температуру воздуха перед КВД на 30—31 К. Это способствует понижению удельной работы КВД и обеспечивает значительное повышение мощности установки. Расчеты показывают, что повышение мощности в этом случае может достигать 15 %, а к. п. д. — более чем на 2 %. Подогрев воды при таком вводе не обеспечивает повышения к. п. д., так как основное влияние впрыска воды связано с понижением температуры воздуха перед КВД.

Улучшение показателей установки ГТН-25 возможно также за счет ввода пароводяного тела в тракт за КВД. Влияние такого ввода на характеристики установки значительно и аналогично рассмотренному ранее.

Развитие энергетического газотурбостроения в настоящее время связывается с созданием агрегатов, работающих по простой тепловой схеме. Для обеспечения требуемой мощности предполагается поднять температуру газа выше 1300—1400 К. К созданию такой энергетической ГТУ приступило ПО ЛМЗ, которое готовит выпуск установки ГТЭ-150 мощностью 150 МВт [14]. Для получения такой мощности предполагается поднять температуру газа T_3 до 1350—1400 К. В дальнейшем для получения мощности 200 МВт температура газа в этой установке будет повышена до 1500 К.

Форсировка мощности перспективных энергетических установок путем ввода воды или пара также целесообразна. Ниже рассмотрим характеристики перспективных установок, форсированных пароводяным телом. Наиболее целесообразное место ввода воды перспективной ГТУ — выходной диффузор за компрессором. Такой способ ввода воды уже исследовался и был отработан на установках ГТ-700-4 и ГТ-700-5. Высокие скорости воздуха в этом сечении и его температуры обеспечивают дробление капель воды до малых размеров и быстрое их испарение, практически в пределах диффузора компрессора [13].

Максимальное повышение мощности зависит от предельного расхода воды, определяемого возможностью ее испарения до камеры сгорания. Как показывают расчеты процесса испарения, расход будет несколько ниже предельного до насыщения значения (всего на 0,5—1,0 %). Исходя из этих соображений, предель

ный расход воды зависит от $\pi_{\text{к}}$, и при $\pi_{\text{к}} = 12 \div 14$, достижимых в одном компрессоре, составляет 8—10 %.

Влияние предельного расхода воды на удельную работу и к. п. д. энергетической ГТУ оказывается значительным (рис. IV.15). При всех рассмотренных параметрах рабочего тела ввод воды приводит к понижению к. п. д. установки. Это понижение при $\pi_{\text{к}} = 15$ составляет для $T_3 = 1300$ К почти 20 % (относительных), а для $T_3 = 1650$ К несколько сокращается (14 %).

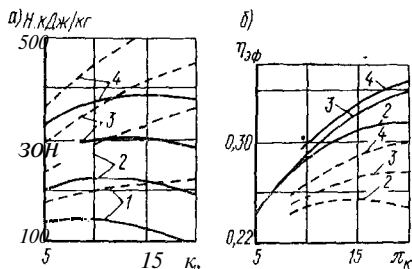


Рис. IV.15 Влияние ввода воды на удельную мощность (а) и к. п. д. (б) перспективной ГТУ

— — — и — — — — характеристики с вводом воды и без нее, 1 — $T_3 = 1100$ К, 2 — $T_3 = 1300$ К, 3 — $T_3 = 1500$ К, 4 — $T_3 = 1650$ К

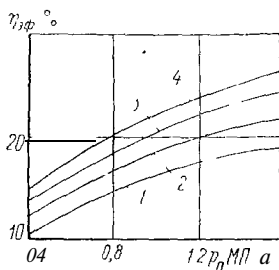


Рис. IV.16 Влияние параметров пара на к. п. д. парового контура в составе контактной установки
1 — $T_{\text{п}} = 900$ К, 2 — $T_{\text{п}} = 1100$ К, 3 — $T_{\text{п}} = 1300$ К, 4 — $T_{\text{п}} = 1500$ К

Значительное уменьшение к. п. д. объясняется низким уровнем экономичности парового контура, к. п. д. которого при $T_3 = 1650$ К не превышает 27 %, а при $T_3 = 1300$ К составляет только 24 % (рис. IV.16).

Особенно сильно ввод воды влияет на удельную работу установки (рис. IV.15, а), увеличивающуюся более чем в 1,5 раза при $T_3 = 1300$ К и $\pi_{\text{к}} = 15$. При больших значениях температуры T_3 относительное повышение удельной работы несколько уменьшается.

Приведенные характеристики показывают большие возможности повышения мощности при вводе воды или пара. Ввод пара, кроме того, увеличивает экономичность установки. Однако осуществление ввода как воды, так и пара, особенно при значительных их расходах, предъявляет ряд требований к конструкции ГТУ, которые должны быть учтены уже на стадии проектирования. К требованиям следует отнести повышение прочностных характеристик турбины, обеспечивающих надежную работу при повышении мощности, а также выбор достаточного запаса по помпажу компрессора. Предварительная оценка показывает, что для одновальной ГТУ каждый процент вводимого пароводяного тела уменьшает запас по помпажу в среднем на один процент [60].

IV.8. ВЛИЯНИЕ ВПРЫСКА ВОДЫ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТУ

Существенное повышение мощности ГТУ при вводе пара или воды позволяет использовать его как средство для улучшения маневренных свойств установки, которое обеспечивается, прежде всего, за счет повышения приемистости и улучшения запуска. Здесь остановимся на влиянии ввода воды, которая более доступна и может накапливаться при работе ГТУ.

Исследование маневренных свойств выполнено для одновальной стационарной ГТУ, предназначенной для пикового назначения. Запуск такой установки и выход на режим холостого хода обычно осуществляется вблизи границы помпажа компрессора, поэтому использование ввода воды на этих режимах требует оснащения ГТУ специальными антипомпажными устройствами. Рассмотрим возможность улучшения маневренности установки только за счет повышения приемистости, которая является важной динамической характеристикой пикового агрегата.

Рост мощности после завершения запуска и достижения режима холостого хода обеспечивается повышением температуры газа T_3 . Время набора мощности и выход на номинальный режим работы зависят от темпа повышения температуры $\Delta T_3/\Delta \tau$. Как показывают расчеты, для $\Delta T_3/\Delta \tau = 20 \div 25$ градусов в минуту время набора мощности энергетической ГТУ составляет 20—25 мин. Это значение может быть существенно уменьшено, так как при увеличении мощности параметры компрессора далеки от помпажа, что позволяет вводить воду или пар в тракт высокого давления для повышения мощности турбины и за этот счет сокращения времени набора нагрузки.

Улучшение приемистости связанное с временем набора нагрузки, рассмотрено применительно к мощной одновальной ГТУ. Время набора нагрузки этой установки, как показали расчеты, составляет 22 мин (рис. IV. 17) [60]. На этом этапе набора мощности ограничения по вводу воды отсутствуют, так как коэффициент устойчивости компрессора максимальный. Расход воды, найденный из условия полного насыщения воздуха, значителен и для рассматриваемого случая достигает 8 %. Мощность установки уже в момент впрыска воды возрастает на 20—25 % (рис. IV. 17, *з*, кривая 2), а время набора мощности уменьшается на 30—35 %. Номинальная нагрузка будет достигнута при меньшей температуре газа. В дальнейшем по мере повышения температуры газа расход воды должен постепенно сокращаться.

При такой форсировке мощности еще не все резервы установки использованы, так как коэффициент устойчивости k_y весь период разгона остается высоким (рис. IV. 17, *в*), поэтому расход впрыскиваемой воды может быть увеличен. Для реализации этой возможности ГТУ должна иметь возможность испарения воды за счет теплоты сгорания топлива, что требует сложных конструктив-

ных решений. Предельный расход впрыскиваемой воды должен лимитироваться минимальным значением k_y (рис. IV.17, в, кривая 3). Так, для рассматриваемой установки на холостом ходу можно ввести до 40 % воды при достаточном запасе по помпажу компрессора. В этом случае мощность установки возрастает почти до номинального значения за время, необходимое только для ввода и испарения воды. По мере роста температуры газа T_3 и прогрева турбины для поддержания номинальной мощности расход воды (рис. IV.17, б, кривая 3) должен уменьшаться. При таком законе подачи воды преимущество ГТУ оказывается наилучшей, так как время набора нагрузки в этом случае минимальное.

Следует отметить, что повышение маневренных свойств за счет ввода воды может привести к некоторому перерасходу топлива. Для оценки расхода топлива при различных режимах разгона ГТУ рассмотрим изменение к. п. д. в процессе разгона. К. п. д. зависит от программы набора нагрузки и расхода поданной воды (рис. IV.17, а) *. В начале набора мощности ввод воды увеличивает к. п. д., но по мере роста параметров газа к. п. д. ГТУ растет и через 5—7 мин превышает к. п. д. комбинированного цикла. Для выявления влияния затрат топлива при наборе мощности был введен средний к. п. д. процесса разгона, который имеет вид

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\int_0^{\tau_{\text{п.н}}} N_{\text{вф}} d\tau}{\left(\int_0^{\tau_{\text{п.н}}} Q_{\text{топ}} d\tau \right)},$$

где $\tau_{\text{п.н}}$ — время выхода на режим полной нагрузки.

Подсчитанный по этой формуле средний к. п. д. без ввода воды составляет около 24 %. Впрыск холодной воды во всех случаях понижает к. п. д. набора мощности. Так, при $d = 0,08$ к. п. д. равен 22 %, а при $d = 0,4$ падает до 19 %. При подаче горячей воды экономичность набора мощности при форсировке

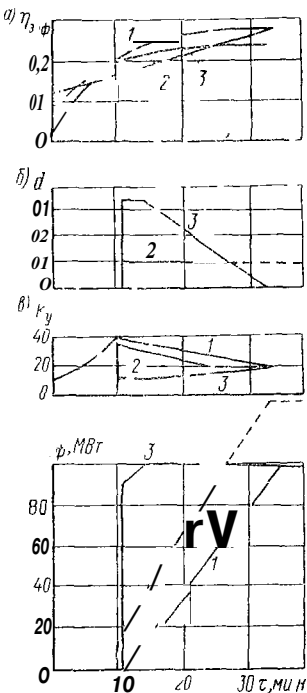


Рис. IV.17 Пусковые характеристики однофазной энергетической ГТУ а, б, в, г — изменения к. п. д., расхода воды, коэффициента устойчивости компрессора и мощности установки при различных программах набора мощности соответственно

1 — без ввода воды 2 — ввод воды по закону насыщения 3 — предельный ввод воды, определяемый мощностью установки

* Анализ затрат топлива для различных программ набора нагрузки выполнен канд. техн. наук Берковичем А. Л.

будет заметно выше и при высоких температурах воды может обеспечить экономию топлива.

Таким образом, ввод воды или пара на режимах набора нагрузки является важным средством улучшения приемистости установки. При ограниченном расходе воды время набора нагрузки может быть сокращено до 30—35 %, а при максимальном расходе пара набор нагрузки возможен за очень малое время, определяемое, в основном, процессом подготовки и ввода пара. Рассмотренные динамические характеристики форсированных ГТУ исключительно важны для современных энергосистем, так как позволяют рассматривать такую форсировку ГТУ как аварийный резерв системы и как средство для улучшения динамики регулирования нагрузки сети.

Рассмотренный метод улучшения динамических свойств ГТУ может применяться и в установках другого назначения.

IV.9. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ТУРБИНЫ В КОНТАКТНЫХ УСТАНОВКАХ И ВОДОПОДГОТОВКА

Влияние ввода воды на работоспособность турбины. В контактных установках возникают дополнительные факторы, влияющие на их работоспособность, — отложения солей в проточной части установки, коррозия и эрозия в различных элементах тракта и лопаточного аппарата и т. д. Эти факторы при вводе воды являются наиболее важными, определяющими не только требования к водоподготовке, но и вообще применимость контактных установок. При достаточно глубоком обессоливании добавляемой воды эта проблема могла бы быть решена, однако в этом случае усложняется водоподготовка и снижается экономическая эффективность впрыска воды. Работоспособность проточной части ГТУ при вводе воды или пара требует специальных исследований.

Экспериментальные исследования работоспособности ГТУ при вводе воды были проведены на компрессорных станциях магистральных газопроводов на Валдае и в г. Новгороде на установках ГТ-700-4 и ГТ-700-5 [12, 13]. В опытах на установке ГТ-700-4 на Валдайской станции вода из цехового водопровода после механической очистки впрыскивалась в сжатый воздух за компрессором. Общее солесодержание воды было 0,6 г/л, а общая жесткость составляла 5,5 мг экв./л. Установка непрерывно работала 820 ч при подаче 1,5 % воды от расхода воздуха через компрессор, что равно расходу воды 2 т/ч. Произведенный осмотр показал, что проточная часть ГТУ была сравнительно чистой. На лопаточном аппарате турбины имелся небольшой налет солей со стороны выпуклой части профиля. Он располагался только в месте наибольшей кривизны профиля, остальная часть лопатки была чистой. Кроме того, непосредственно на самой выходной кромке профиля были незначительные отложения. Существенные отложения наблюдались в средней части лопатки. Отложения были

рыхлые одинаково как на направляющих, так и на рабочих лопатках и легко снимались с них. Элементы камеры сгорания отложений не имели. Эрозия и коррозия лопаточного аппарата отсутствовали.

Состав отложений в проточной части, установленный в результате спектрографического анализа, включал следующие элементы (%): Si_2O_3 7,14; Fe_2O_3 1,27; Al_2O_3 1,96; CaO 49,2; Mg 18,65; SO_3 0,9.

Испытания установки ГТ-700-4 показали, что имевшие место отложения не влияли на экономичность установки и не ухудшали ее работу. Однако было установлено, что на стенке воздушного тракта от места ввода воды до камеры сгорания имелись весьма значительные отложения солей. Эти отложения достигали 10—12 мм и имели такой же химический состав, как и отложения на лопатках. Эксплуатация установки с вводом имеющейся неподготовленной воды при таких отложениях была недопустима. Отложения воздушного тракта могли засорить камеры сгорания и повредить лопаточный аппарат турбины.

При испытаниях установки ГТ-700-5 в г. Новгороде вода подавалась от городского водопровода и имела следующий состав: жесткость общая — 2,5 мг экв./л; щелочность — 0,75 мг экв./л; Ca — 1,7 мг экв./л; Mg — 0,8 мг экв./л; Fe — 0,15 мг экв./л; хлориды — 70 мг экв./л. Общее солесодержание — 0,20—0,25 г/л. Установка проработала с подачей воды 2 т/ч более 300 ч, после чего была остановлена. В конце работы установки с подачей воды наблюдалось общее ухудшение работы агрегата с потерей мощности. Осмотр проточной части и газозвудушного тракта показал следующее. На направляющих и рабочих лопатках были обнаружены значительные солевые отложения. Толщина отложений на входной кромке достигала 6 мм. Имелись отложения и на второй ступени, но в меньшей мере. Лопаточный аппарат турбины низкого давления был практически чист. Солевые отложения были обнаружены и в воздушном тракте за компрессорами после места ввода воды. Следов коррозии и эрозии на лопатках ТВД и ТНД установки ГТ-700-5 также обнаружено не было.

Регенератор по воздушной стороне был чист, а по газовой стороне отложения имели место, о чем свидетельствовало повышение перепада давления со стороны газа. По химическому составу отложения при исследовании ГТ-500-5 были иные, чем на Валдайской станции. В основном отложения в этой установке состояли из CaSO_4 , MgSO_4 и соли Na . Состав отложений как на установке ГТ-700-4, так и на ГТ-700-5 определяется составом воды, которая не подвергалась предварительной обработке.

Испытания установок ГТ-700-4 и ГТ-700-5 показали необходимость проведения специальной подготовки, так как без предварительной подготовки обеспечить работоспособность ГТУ при вводе воды не представляется возможным. С другой стороны, при достаточно глубоком обессоливание воды имеется длительный

опыт работы турбины с вводом воды без появления каких бы то ни было солевых отложений. Такой опыт накоплен на газовой турбине технологической установки ГТТ-3, где рабочие газы перед поступлением в турбину промываются деминерализованной водой в абсорбционных колонках. Качество воды соответствует качеству конденсата пара с параметрами $p_{\text{п}} = 1,6$ МПа и $T_{\text{п}} = 520$ К.

Анализ эксплуатации установок ГТТ-3 показал высокую надежность работы турбины на рабочем теле с высоким содержанием пара. Даже при длительной работе некоторых установок, превышающей 45—50 тыс. ч, не наблюдались отложения в проточной части турбины. Отсутствовала также коррозия лопаточного аппарата.

Аналогичный результат показал опыт эксплуатации другой технологической установки ГТТ-12, турбина которой работает также на газе с большим содержанием пара.

Убедительным доказательством работоспособности турбины на газе с добавкой пара является длительная эксплуатация парогазовой установки с ВПГ-50, которая установлена на Надворнянской ТЭЦ [35]. В этой установке для балансирования мощности на валу компрессора часть пара из паровой турбины вводилась в тракт перед газовой турбиной. Расход пара достигал 10 % от расхода газа через турбину. Качество вводимого пара соответствовало требованиям, отвечающим пару с параметрами $p_{\text{п}} = 4$ МПа и $T_{\text{п}} = 720$ К. При осмотре лопаточного аппарата после 5000 ч работы газовой турбины было установлено полное отсутствие отложений. Не обнаружено также повышенной коррозии и эрозии, вызванных вводом пара.

Таким образом, проведенные эксперименты и опыт длительной эксплуатации ряда установок показал, что для надежной работы турбины при вводе воды или пара необходимо применение специальной водоподготовки для питательной воды. Качество такой водоподготовки должно отвечать солесодержанию воды, идущей на питание котлов с давлением 4—5 МПа. Можно предположить, что безопасная работа установки будет обеспечена и при более низком качестве воды, однако этот вопрос требует дополнительных исследований.

Опыт работы турбин при вводе воды или пара не обнаружил коррозии элементов проточной части, что дает возможность считать, что при температуре T_3 до 1000—1050 К коррозия лопаток отсутствует. При более высоких температурах T_3 коррозия не исключена, в частности натриевая коррозия. Для исключения этой коррозии необходимо регламентировать содержание солей в воде, подаваемой в проточную часть турбины.

Водоподготовка. В контактных установках водоподготовка зависит от условий работы ГТУ и общего водоснабжения. При работе ГТУ совместно с паросиловым блоком решение проблемы водоподготовки упрощается, так как подача воды в ГТУ осуществляется от этого блока и удовлетворяет его требованиям. В том

случае, когда в составе КГПУ имеется котел-утилизатор, обеспечивающий генерацию пара для ввода в тракт высокого давления, уровень водоподготовки и качество питательной воды определяются параметрами генерируемого пара. Особые требования к водоподготовке возникают при форсировке ГТУ впрыском воды.

Система водоподготовки контактной установки с вводом воды в тракт высокого давления может осуществляться следующим образом [7]. Вода прежде всего очищается от органических веществ и минеральных примесей, которые находятся в воде в грубодисперсном и коллоидном состояниях. Для этого в воду вводится коагулятор, например $Al_2(SO_4)_3$. Процесс коагуляции может быть совмещен с известкованием воды, для чего в воду вводится $Ca(OH)_2$. При известковании из воды выводятся плохо растворимые соли $CaCO_3$. В результате коагуляции укрупненные частицы оседают в отстойниках и отводятся.

После отстойников вода фильтруется, для чего она пропускается сначала через механические, а затем через ионообменные фильтры. Для заполнения ионообменных фильтров могут применяться различные пониты, такие как сульфуголь, синтетические смолы и др. При этом применяется и различная регенерация. При подготовке воды для питания котлов среднего и низкого давлений обычно применяется двухступенчатое натрий-катионирование, при котором фильтры регенерируются раствором поваренной соли.

При форсировке ГТУ возможен ввод водород-катионированной (H^+) или аммоний-катионированной (NH_4^+) воды. В этом случае регенерация фильтров проводится раствором серной кислоты или аммонийных солей. При H -катионировании устанавливается ОН-анионитовый фильтр со слабоосновным анионитом, который для снижения кислотности и общего содержания воды задерживает органические вещества и анионы сильных кислот SO_4^{2-} и Cl^- . После этого в воде остаются, в основном, анионы слабых кислот HCO_3^- и SiO_4^{2-} , удаление которых из впрыскиваемой воды, по-видимому, необязательно. Это позволяет существенно упростить водоподготовку и отказаться от значительной части оборудования (декарбонизатора, сильноосновных анионитовых фильтров и т. д.).

При H -катионировании вода содержит кислоты, поэтому впрыск такой воды требует защиты от коррозии трубопроводов и мест впрыска воды в тракт ГТУ. Перегретый пар, образованный из H -катионированной воды, не опасен с точки зрения коррозии, так как концентрация кислоты в газовой фазе незначительна и не превышает 10^{-2} — 10^{-3} %. Для аммоний-катионированной воды необходимость в защите от коррозии трубопроводов и мест ввода воды отсутствует. В этом случае в тракте ГТУ в паре появляются соли аммония, которые при температуре 373—573 К разлагаются на газообразные составляющие NH_3 , CO_2 , HCl и H_2SO_4 . При от-

Таблица IV I

Тип оборудования	Число	Габаритные размеры, мм	
		Диаметр	Высота
Осветитель ВТН 63	1	4250	10 200
Механические фильтры	2	2000	3 630
Фильтры для H^+ или NH_4^+ катионирования	4	1500	3 928
для двух ступеней Фильтры ионообменные для улавливания SO_4^{--} и Cl^{--}	2	1500	3 928

сутствии жидкой фазы в газе эти составляющие не опасны для проточной части турбины

Производительность установок водоподготовки, а следовательно, и уровень капитальных затрат на их создание, определяются мощностью ГТУ и графиком их нагрузки. Так, для установки ГТ-100-750 при работе в течение 6 ч в сутки с впрыском 5 % воды суточный ее расход составляет около 720 т. При непрерывной работе водоподготовки в течение суток часовая производительность водоподготовки составляет 30 т. Для четырех установок ГТ-700-25 Якутской ГРЭС требуется примерно такая же производительность системы водоподготовки. Ориентировочный расход воды крупных компрессорных станций магистральных газопроводов может быть несколько больше, а производительность системы водоподготовки может достигать 50 т/ч. Состав и габаритные размеры оборудования при производительности установки для водоподготовки 50 т/ч приведены в табл. IV I [7].

Ориентировочная площадь требуемого оборудования 150—160 м². Стоимость 1 т подготовленной воды в данной установке, включая капитальные и эксплуатационные затраты, составляет 0,15—0,30 руб. [29].

IV.10. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ В КОНТАКТНЫХ ГПУ

Ввод пара или воды оказывает большое влияние на основные параметры и режимы работы камеры сгорания. В зависимости от места ввода пароводяного тела происходит изменение рабочих процессов в камере сгорания, а также ее теплонапряженности. Все эти изменения в сильной степени зависят от расхода вводимого тела, его параметров и агрегатного состояния, а их характер может повлиять на работоспособность камеры. Для определения целесообразных мест ввода пара и воды и оценки расхода вводимого тела необходимо проведение специальных исследований камер сгорания при различных режимах работы.

НО

Одно из первых серьезных исследований камеры сгорания с вводом пара было выполнено на стенде Невского машиностроительного завода им В И Ленина сотрудниками ЛПИ [23]. Опыты были поставлены на экспериментальной камере сгорания ГТ-700 НЗЛ. Ввод пара осуществлялся перед камерой в весь поток воздуха. Целью испытаний являлось определение влияния вводимого пара на тепловое состояние жаровой трубы и на процесс сгорания топлива. Производился анализ состава уходящей газовой смеси и измерялась в ряде точек температура жаровой трубы. Без ввода пара температура стенки для заданной температуры газа 970 К была довольно высокой и на некоторых участках превышала 800 К. Ввод пара существенно улучшил тепловое состояние камеры сго-

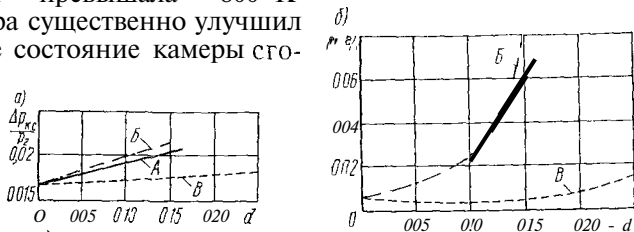


Рис IV.18 Характеристика камеры сгорания при вводе пара а — потери давления, б — содержание окислов углерода

рания. Температура стенки при расходе пара $d = 0,0875$ понизилась в среднем до 200—250 К, а максимальное ее значение при той же температуре газа было около 670 К. Такое понижение температуры стенки авторы работы объясняют значительным снижением температуры активной зоны.

При испытаниях не было обнаружено влияния ввода пара на к. п. д. камеры, так как недожог топлива практически отсутствовал при расходах пара до 10 %. Визуальные наблюдения также подтвердили нормальный процесс горения.

Работоспособность камеры сгорания в газопаровом цикле исследовалась на установке ГТ-25-700. Пар также вводился перед камерой сгорания. Результаты исследований показали полную работоспособность камеры с высокой полнотой сгорания природного газа при расходе вводимого пара до 7 %. Увеличение длины зоны горения топлива при таком расходе пара не оказывало заметного влияния на процесс сгорания [64].

Исследования работы камеры сгорания при вводе пара были выполнены в ГДР на турбостроительном предприятии «Бергман—Борзиг» [67]. Для испытания была использована модель выносной камеры сгорания противоточного типа установки G24. При моделировании было соблюдено геометрическое и тепловое подобие. Работа камеры сгорания (рис IV.18) осуществлялась на жидком топливе (дизельное топливо). Опыты проводились для различных способов ввода пара, в весь воздух до камеры сгорания (ва-

риант *A*); в воздух, используемый для горения топлива (вариант *B*); во вторичный воздух, подаваемый в зону смешения после окончания процесса сгорания (вариант *B*). В опытах определялась полнота сгорания топлива, содержание окислов углерода, длина факела, потери давления в камере сгорания, область устойчивого процесса горения.

Ввод пара по любому варианту оказывает сильное влияние на режим работы камеры. На процессе горения сказывается, прежде всего, содержание пара в первичном воздухе (варианты *A* и *B*). Температура факела в этом случае не повышается, хотя расход топлива увеличивается с ростом расхода пара. При значительных расходах пара ($d > 0,1$) наблюдается сильное охлаждение зоны горения, что приводит к повышению содержания окислов углерода в продуктах сгорания и свидетельствует об ухудшении процесса горения (рис. IV.18, б). При расходах $d > 0,1$ имеет место резкое падение к. п. д. камеры сгорания. Повышение содержания пара до 16—17 % в первичном воздухе (вариант *B*) настолько понижает температуру зоны горения, что наблюдается срыв факела и устойчивый режим работы камеры сгорания обеспечить при таком методе ввода пара не удастся. С точки зрения срыва факела вариант *A* оказывается заметно лучше, так как в этом случае не весь вводимый пар попадает в первичный воздух. Граница погасания факела имеет место при d , равном 0,20—0,22.

Варианты *A* и *B* характеризуются значительными потерями давления, а гидравлическое сопротивление камеры возрастает на 2,0—2,5 % (относительных) на каждый процент вводимого пара (рис. IV.18, а).

При подаче пара в зону смешения (вариант *B*) процесс сгорания оказывается более устойчивым, а срыва факела не наблюдается при расходах пара до 25 % и выше. Предельным значением расхода пара в этом случае является минимальный коэффициент избытка воздуха в зоне горения. Потери давления в камере оказываются существенно ниже, чем в вариантах *A* и *B*, а повышение коэффициента сопротивления составляет около 1 % (относительного) на каждый процент вводимого пара.

К недостатку варианта *B* следует отнести увеличение теплонапряженности камеры сгорания при вводе пара. Температура в зоне горения неуклонно повышается с ростом расхода пара, поэтому может возникнуть проблема охлаждения жаровой трубы и других элементов камеры. С повышением расхода топлива увеличивается длина факела, выход которого за пределы жаровой трубы недопустим.

Таким образом, выполненные экспериментальные исследования убедительно доказали работоспособность камер сгорания обычных ГТУ в контактном газопаровом цикле. Ввод пара может осуществляться в различные сечения тракта высокого давления установки. При низких расходах пара целесообразное место ввода — перед камерой сгорания, а с увеличением расхода пара некоторую

его часть следует вводить во вторичный воздух. минуя зону горения.

Были выполнены исследования камеры сгорания и при вводе воды. Если расход воды перед камерой сгорания определяется ее полным испарением в воздухе, то такой ввод воды аналогичен вводу пара и не требует специальных исследований. Наибольшее воздействие на процесс горения оказывает вода, введенная в зону горения, поэтому такой режим работы камеры сгорания требует экспериментальной проверки.

Одно из первых исследований режимов работы камеры сгорания при вводе воды непосредственно в зону сгорания были выполнены на установке ГТ-550 НЗЛ [28]. Было показано, что расход воды до 2 % не ухудшает процесс горения и не приводит к недожогу топлива. Такой ввод несколько удлинял факел.

Влияние дисперсности распыла воды анализировалось в работе [49]. Опыты показали, что капли воды больших размеров относительно медленно испаряются, что приводит к повышению температуры газа в зоне горения. Капли малых размеров быстро испаряются и понижают температуру зоны горения, что может привести к срыву факела.

Подробные экспериментальные исследования ввода воды и пара в зону горения были выполнены на камере высокого давления установки ГТ-100-750 [49]. При экспериментах соблюдалось условие приближенного подобия процесса горения. Вода вводилась непосредственно в зону горения, где сжигалось газотурбинное топливо. Расход впрыскиваемой воды менялся от 0 до 10—12 % от расхода воздуха (соотношение $G_{\text{вод}}/G_{\text{топ}}$ достигает 5).

В опытах были отмечены локальные значительные понижения температуры зоны горения, что объясняется неравномерным распределением воды в зоне. Значительно возрастал механический недожог топлива. При расходе воды 6,0—6,5 % ($G_{\text{вод}}/G_{\text{топ}} = 2,8$) недожог увеличивался почти в 10 раз. При этом возрастала и концентрация окиси углерода CO. Вместе с тем отмечается, что для принятого расхода введенной воды горение было устойчивым, без пульсаций, и срыва факела не происходило.

Ввод воды или пара в зону горения существенно улучшает такую важную характеристику камер сгорания современных ГТУ, как содержание окислов азота NO_x в рабочих газах. Она зависит от температуры и давления воздуха на входе в камеру сгорания, а также соотношения расходов топлива и воздуха. Особенно сильно влияет температура воздуха, рост которой от 500 до 800 К повышает содержание объемных долей NO почти в 10 раз [75]

Один из способов понижения содержания объемных долей NO_x в отходящих газах — ввод воды или пара в камеру сгорания, который позволяет заметно понизить температуру в зоне сгорания. Уже накоплены результаты многочисленных экспериментальных исследований, подтверждающих эффективность этого

способа [58, 79]. Так, на камере сгорания установки ГТ-100-750 была показана возможность существенного уменьшения концентрации NO , при вводе как пара, так и воды (рис. IV.19) [49]. Она сокращается вдвое при расходе пара $G_{\text{п}}/G_{\text{топ}} = 1,5$ или при расходе воды $G_{\text{вод}}/G_{\text{топ}} = 2,5$. Более эффективным является воздействие ввода пара в активную зону камеры сгорания, что объясняется более равномерным перемешиванием и распределением пара в зоне горения. При вводе воды снижение температуры зоны горения происходит локально, а в других зонах энергично генерируется NO .

Резюмируя все вышесказанное, следует заключить, что вводить пар и воду следует прежде всего в воздух перед камерой сгорания. При расходах пара больше 12—15 % часть пара должна вводиться в зону смешения вместе со вторичным воздухом.

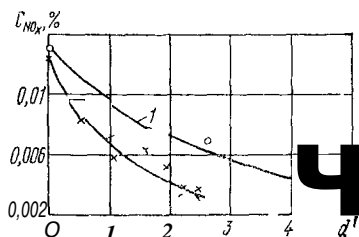


Рис IV 19 Зависимость содержания окислов азота за КСВД от ввода пара и воды

1 — ввод воды, 2 — ввод пара

IV.11. ПРОЦЕСС ДРОБЛЕНИЯ И ИСПАРЕНИЯ КАПЕЛЬ

При вводе воды возникает проблема формирования капель и их испарения, определяющая место ввода и расход воды. Использование воды для повышения мощности ГТУ определено по жестким принципам ее

полного испарения. Применяемые в современных ГТУ скорости рабочего тела требуют быстрого и надежного испарения вводимой воды. Для оценки времени испарения воды можно воспользоваться следующим уравнением [37]:

$$\tau = \frac{273 \gamma_{\text{к}} c_{\text{рп}} (D_{\text{к0}}^2 - D_{\text{кт}}^2)}{2 \lambda_{\text{п}} \left[(T_{\text{см}} - T_{\text{к}}) - 2 \left(\frac{1}{c_{\text{ст}}} - T_{\text{в}} \right) \right] 2,3 \lg x } \cdot \frac{1}{1 + \frac{c_{\text{рп}}}{T_{\text{см}} - T_{\text{к}}}}, \quad (\text{IV } 39)$$

где $D_{\text{к0}}$ и $D_{\text{кт}}$ — диаметр капли, начальный и через время τ ; $T_{\text{см}}$ — температура газопаровой смеси; $T_{\text{к}}$ — температура капли, равная температуре насыщения при давлении в окружающей среде.

На время испарения τ оказывает влияние температурный напор ($T_{\text{см}} - T_{\text{к}}$), который зависит от температур среды и капли. Температура капли, равная температуре насыщения, определяется прежде всего парциальным давлением паров воды в газе или воздухе ГТУ. Влиянием начальной температуры капли $T_{\text{к0}}$ на время испарения τ можно пренебречь, так как время нагрева и охлаждения капли, как показывают расчеты для параметров ГТУ, пренебрежимо мало. Определяющее влияние на время испаре-

ния x имеет начальный диаметр капли который должен быть достаточно мал

Дробление вводимой в поток влаги осуществляется механическими форсунками. Как показывают расчеты, размер капель при использовании форсунок зависит от перепада давлений на форсунку и от диаметра ее сопла (рис IV 20, а). Если принять диаметр сопла $D_c = 3$ мм за минимальный, определяющий работоспособность форсунки с точки зрения ее засорения, то размер капель для приемлемого перепада давления составляет 700—800 мкм. Подогрев впрыскиваемой воды позволяет уменьшить размер капель, однако тоже не решает проблемы дробления воды [7]

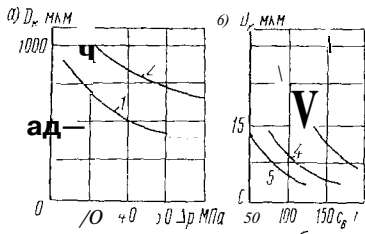


Рис IV 20 Характеристики распыла воды центробежной форсункой (а) и скоростным напором воздуха (б)

1, 2 — диаметр сопла форсунки 3 и 6 мм 3—5 — давление воздушного потока 0,4 1,0 и 2,5 МПа соответственно

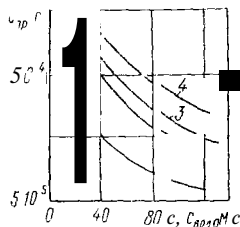


Рис IV 21 Время дробления капель динамиче-ским напором воздуха при $T_B = 430$ К и $p_B = 0,45$ МПа

1—4 — начальные диаметры капель $D_{к0}$ равные 200 100 66 и 1000 мкм соответственно

Достаточно мелкий распыл воды можно обеспечить применением пневматических форсунок, однако в этом случае необходим воздух или пар с давлением, существенно выше давления рабочего тела в тракте ГТУ

Процесс дробления воды и получения потока мелкодисперсной влаги облегчается наличием в тракте ГТУ значительного динамического напора воздуха или продуктов сгорания. Он разрывает капли и позволяет получить при определенных условиях достаточно мелкий распыл. Процесс дробления капель динамическим напором определяется взаимодействием, в основном аэродинамических и поверхностных сил, а конечный размер капли может быть определен по значению критерия Вебера, который позволяет получить, что

$$D_n = We \frac{\sigma}{\rho_B (c_B - c_{гk})^2},$$

где We — критерий Вебера, значение которого можно принять равным 14 [7]

На рис IV 20, б приведены результаты расчета размера капель по этому уравнению для различных давлений среды. При

динамическом напоре, определяемом скоростью воздуха 125—130 м/с, близкой к скорости воздуха за компрессором современной ГТУ (даже при давлении воздуха только 0,4 МПа), средний размер капель не превышает 15 мкм. При давлении воздуха, равном давлению за КВД в установке ГТ-100-750, средний диаметр капли составит около 5 мкм. Процесс испарения капель таких размеров протекает довольно быстро.

Начальный размер капель вводимой воды не влияет на конечный диаметр капель при дроблении динамическим напором, однако время дробления капель $\tau_{др}$ до момента стабилизации процесса дробления сильно зависит от начального диаметра капель $D_{к0}$ (рис. IV 21) [7]. Для получения малого времени дробления капель $\tau_{др} \approx \text{Ю}^4$ с необходим относительно небольшой начальный диаметр капель $D_{к0}$, равный 350—400 мкм. Поэтому необходим достаточно мелкий распыл влаги по форсировке ГТУ.

Таким образом, при впрыске воды в ГТУ для получения мелкодисперсной влаги место ввода должно выбираться с учетом наличия значительного динамического напора воздуха или газа. Только в этом случае обеспечивается необходимое дробление капель и достаточно быстрое их испарение.

IV.12. КОНСТРУКЦИИ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВВОДА ВОДЫ

При впрыске воды в сечение за направляющими лопатками компрессора, где имеют место значительные скорости потока, обеспечивающие быстрое дробление капель, возможно использование обычных центробежных форсунок. С помощью таких форсунок, в частности, производилась форсировка ГТ-700-4 на Валдайской компрессорной станции. Форсунки устанавливались равномерно на корпусе компрессора и обеспечивали необходимый предварительный распыл воды [13]. Позднее авторами этой работы была разработана улучшенная форсунка, предназначенная для работы на воде. Для закрутки воды в ней использован червячный завихритель, а площади проходных сечений увеличены.

При вводе воды в сечение ГТУ с малыми скоростями рабочего тела и высокой его температурой необходимы специальные устройства для интенсификации процесса испарения воды. Примером такого устройства является конструкция, приведенная на рис. IV 22. Здесь часть горячих газов выводится из газохода с помощью парового эжектора и направляется в испарительное устройство. Это устройство, выполненное в виде трубчатой набивки, орошается водой с помощью форсунок. После охлаждения водой газы возвращаются в газоход. Объем отбираемых газов определяется расходом вводимой воды.

Для ввода воды в ГТУ может быть использован специальный контактный теплообменник обеспечивающий высокое насыщение воздуха или газа парами воды [21]. В таком теплообменнике весь поток газа или воздуха пропускается через камеру, в которой

разбрызгивается вода. Пар вместе с воздухом или газом направляется в газотурбинную установку, а неиспарившаяся вода выводится из аппарата для дальнейшего использования. При соответствующих размерах аппарата можно обеспечить практически полное насыщение рабочего тела ГТУ парами воды.

IV.13. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОНТАКТНЫХ ГПУ

Газопаровая установка, использующая смесь продуктов сгорания и пара в качестве рабочего тела турбины, известна уже давно и длительное время изучаются ее характеристики. Уже в 1892 г., когда инженером Кузьминским П. Д. была предпринята первая попытка создания судовой ГТУ, рассматривался газопаровый цикл. С этого времени работы и исследования в области контактных установок то оживлялись, то почти полностью прекращались. Развитие газотурбостроения в последние 15—20 лет и широкое применение ГТУ не только в качестве транспортных двигателей, но и для энергетики в качестве пиковых установок ГТУ опять оживил интерес к контактным газопаровым установкам. Вопросу разработки теории газопаровых циклов и созданию контактных ГПУ посвящен ряд работ как у нас в стране [5, 21, 22], так и за рубежом [79].

Появлению интереса к контактным газопаровым установкам на современном этапе развития газотурбостроения способствовали работы профессора Зысина В. А. [22, 23]. Им был разработан метод расчета показателей контактных установок, позволяющий выполнять термодинамический анализ контактных циклов и исследовать свойства контактных установок. В этих работах рассматривались установки умеренной мощности при невысоких температурах газа. В частности, были рассмотрены показатели установки при вводе воды, в которой кроме водяного теплообогревателя имелся воздушный регенератор. Параметры установки при простой тепловой схеме следующие: начальная температура рабочего тела $T_3 = 973$ К, степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 6$, к. п. д. компрессора и турбины $\eta_k = \eta_T = 0,86$, потери давления в теплообменных аппаратах $\Delta p = 4$ %, топливо — природный газ. Влияние ввода воды рассматривалось в широком диапазоне d , вплоть до максимально возможного, определяемого коэффициентом избытка α , равным 1,05. Приведены случаи ввода холодной воды, подогретой до кипения при давлении перед

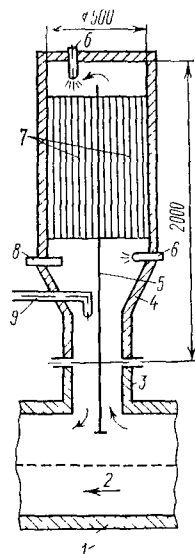


Рис. IV 22 Устройство для впрыска воды в рабочее тело ГТУ.
1 — газоход, 2 — направление потока газа; 3 — патрубок на газоходе, 4 — корпус устройства для впрыска; 5 — перегородка; 6 — форсунка; 7 — трубчатая набивка, 8 — термопара, 9 — паровый эжектор

камерой сгорания $T_{\text{вод}} = 430 \text{ К}$, а также при параллельной работе водяного подогревателя и регенератора. Показано, что во всех случаях имело место понижение к. п. д., особенно при вводе холодной воды. Мощность установки по мере роста d неуклонно увеличивалась.

Вопрос об использовании контактных установок в большой энергетике был поставлен академиком Христиановичем С. А. Под его руководством сотрудниками Сибирского отделения АН СССР была разработана мощная энергетическая установка контактного типа (рис. IV.23) [22]. В отличие от разработок зарубежных авторов, которые рассматривали контактные установки только для пикового назначения, академик Христианович С. А. впервые выдвинул идею использования таких установок для базового использования. Целесообразность этого предложения объясняется исключительно низкими капитальными затратами, связанными с созданием контактных установок, которые обеспечивают значительную экономию расчетных затрат даже при пониженной термической эффективности этих установок.

Комбинированная установка академика Христиановича С. А. и его сотрудников (рис. IV.23) использует сложную тепловую схему с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным подогревом газа. Ввод пара, который генерируется в котле-утилизаторе, осуществляется только в камеру сгорания высокого давления, поэтому все три турбины работают на газопаровой смеси. Распределение воздуха по камерам сгорания выполнено так, чтобы обеспечить в них минимальный коэффициент избытка воздуха. При невысокой начальной температуре рабочего тела перед турбинами, равной 1023 К , и начальном давлении около $7,0 \text{ МПа}$ установка позволяет получить мощность 200 МВт при относительно высоком к. п. д., равном $39\text{—}40 \%$.

Дальнейшим развитием рассмотренной установки является теплофикационная контактная установка с высоконапорным парогенератором, разработанная под руководством академика Христиановича С. А. в МВТ АН СССР [63]. Схема этой установки включает газотурбинный контур простой тепловой схемы и паротурбинный контур, образованный паровыми турбинами типа ПТ-135/165-130. Пар относительно высоких параметров генерируется не только за счет отходящей теплоты, но и теплоты сгорания топлива в высоконапорном парогенераторе, поэтому расход пара оказывается значительным. Установка может работать по двум графикам. При тепловом графике обеспечивается минимальный режим тепловых потребителей и весь генерируемый пар отдается тепловым потребителям. Газотурбинный контур работает на продуктах сгорания топлива. В этом случае установка работает по комбинированному циклу с отдельными контурами рабочих тел. При уменьшении тепловой нагрузки сокращаются расходы пара к тепловым потребителям, а излишки пара направляются в камеру сгорания (высоконапорный парогенератор), где смеси-

Баюются с продуктами сгорания. Образовавшаяся парогазовая смесь затем расширяется в турбине, работа установки при этом осуществляется по контактному циклу. При расходе воздуха 292 кг/с через компрессор и температуре газа 1023 К электрическая мощность превышает 170 МВт, а тепловая нагрузка равна тепловой нагрузке ПТ-135/165-130.

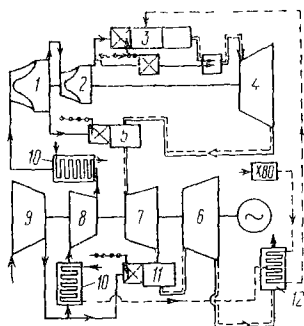


Рис IV 23. Принципиальная схема контактной газопаровой установки академика Христиановича С А и его сотрудников

1,2 — компрессоры высокого давления, 3, 5, // — камеры сгорания высокого, среднего и низкого давлений, 4, 6, 7 — турбины высокого, низкого и среднего давлений, 8,9 — компрессоры среднего и низкого давлений, 10 — воздушный охладитель, 12 — водяной экономизер

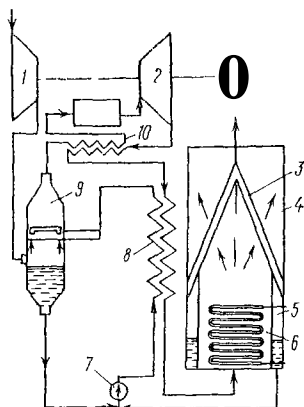


Рис IV 24. Принципиальная тепловая схема контактной ГПУ с питанием водой по замкнутому циклу

1 — компрессор, 2 — турбина, 3 — сепарирующий пакет, 4 — наружный телескоп газодода, 5 — внутренний телескоп газодода, 6 — конденсатор, 7 — питательный насос, 8 — газовый водоподогреватель, 9 — контактный теплообменник, 10 — регенератор

Выполненные технико-экономические расчеты [63] показали, что контактная теплофикационная установка при среднегодовой тепловой нагрузке 85 % обеспечит 5 %-ную экономию топлива по сравнению с паротурбинными блоками ПТ-135/165-130. При этом снижение капитальных затрат на строительство теплоэлектроцентралей может достигнуть 20 %.

Оригинальная схема установки также для базового назначения разработана Диким Н. А. [21]. В ней осуществляется многоступенчатая циркуляция воды между газовым водоподогревателем и специально разработанным контактным испарителем (рис. IV.24). В последнем происходит распыл горячей воды в цикловом воздухе после компрессора. Этот аппарат позволяет получить высокую степень насыщения воздуха парами воды. Для сохранения питательной воды в схеме предусмотрен конденсатор, осуществляющий конденсацию пара, содержащегося в вы-

лопных *газах*. Конденсатор позволяет осуществить питание водой по замкнутому циклу.

Целесообразность использования контактных ГТУ в качестве установок, предназначенных для работы в остропеременной части графика нагрузок отечественных энергосистем, отмечена в работе [45]. Рассмотрены две схемы контактных установок: с предвключенной паровой турбиной и без нее. На основании комплексной технико-экономической оптимизации получены целесообразные параметры таких установок. В оптимальных условиях установка с предвключенной паровой турбиной обеспечивает по сравнению с ГТ-100-750 рост к. п. д. на 19—20 %. Важное достоинство контактной установки — высокие значения удельной мощности. Наиболее полно это достоинство отражено в схеме с паровой турбиной, в которой при одновальном исполнении ГТУ и расходе воздуха около 500 кг/с мощность установки может достигнуть 500 МВт. Целесообразное число часов работы в год для такой установки достигает 3000—3500 ч [45].

Простейшая контактная установка без паровой турбины характеризуется исключительно низкими капиталовложениями и высокими маневренными качествами. По оценкам работы [45] целесообразный режим работы этой установки составляет 800—1000 ч/г.

У нас в стране выполнялись экспериментальные исследования характеристик ГТУ при вводе воды в тракт высокого давления. Одно из первых испытаний проводилось на установке ГТ-550 НЗЛ, которая имеет следующие параметры: мощность 1000 кВт, расход воздуха 28 кг/с, степень регенерации 0,33, к. п. д. турбины и компрессора 0,84 и 0,85 соответственно [28]. Вода подавалась непосредственно в зону горения четырьмя механическими форсунками с общим расходом до 0,55 кг/с. Результаты исследований показали, что при $T_3 = 773 \text{ К}$ каждый процент ввода воды повышает мощность установки на 7,6 %. С увеличением T_3 этот рост несколько замедляется.

Большой объем исследований выполнялся на установках ГТ-700-4 и ГТ-700-5, работающих на Валдайской и Новгородской компрессорных станциях [12]. Вода вводилась в тракт за компрессором через 12 центробежных форсунок, равномерно расположенных по корпусу компрессора. Давление воды перед форсунками достигало 1,2 МПа.

Влияние впрыска воды исследовалось как при постоянной мощности, так и при постоянной температуре газа T_3 . На режиме работы при $T_3 = \text{const}$ испытания установки выполнялись в широком диапазоне изменения мощности. На режимах, близких к номинальным, каждый процент введенной воды увеличивал мощность установки больше чем на 5 % (рис. IV.25, а). С понижением T_3 относительное повышение мощности на один процент воды увеличивалось и при $T_3 = 900 \text{ К}$ достигало почти 9 %. При вводе даже неподогретой воды к. п. д. установки не умень-

шался, а несколько возрастал. Этот рост составил 0,2 % на каждый процент введенной воды. Характер изменения κ и δ объясняется тем, что при вводе воды резко падает температура воздуха перед регенератором, что приводит к интенсификации теплообмена за счет роста температурного напора на теплообменной поверхности регенератора. В опытах было установлено, что каждый процент впрыскиваемой воды снижал температуру за компрессо-

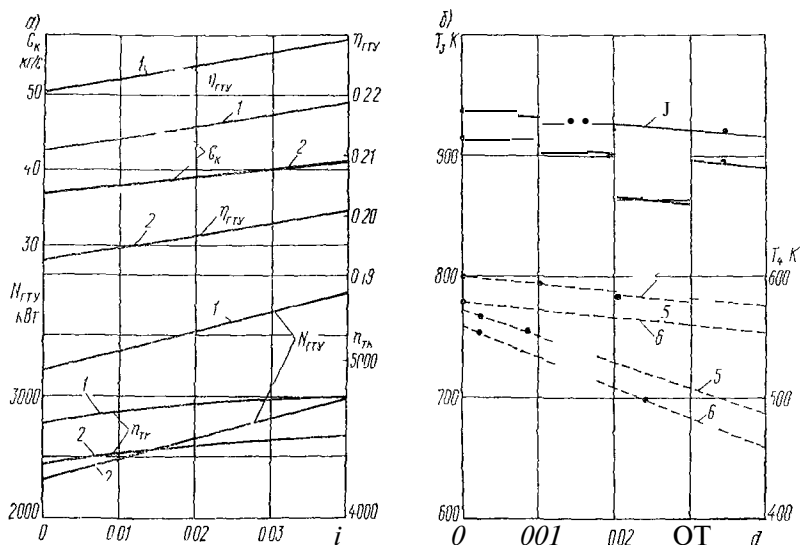


Рис IV 25 Характеристики ГТУ при вводе воды *a* — изменение режима по закону $T_3 = \text{const}$, *б* — изменение режима по закону $N_{ГТУ} = \text{const}$

— установка ГТ 700 5 — — — установка ГТ 700 4 / — температура $T_3 = 923$ К, 2 — температура $T_3 = 873$ К, 3—5 — относительная мощность установки 0,75 0,63 0,45 и 0,38 соответственно

ром на 24 К, температуру газа за регенератором на 17 К, а температуру воздуха за регенератором на 7—8 К [7]. Такое изменение температур рабочего тела указывает на повышение степени регенерации при вводе воды.

При вводе воды наблюдалось некоторое повышение частоты вращения ротора турбокомпрессорного блока, что приводило к росту расхода воздуха через компрессор. Опыты показали, что расход воды, равный 2,5 %, привел к повышению частоты вращения ротора на 210 об/мин и расхода воздуха на 3,0 кг/с. Ввод воды на режимах $T_3 = \text{const}$ приводил к смещению рабочей точки на характеристике компрессора к границе помпажа. Каждый процент воды уменьшал коэффициент устойчивости на один процент. Приведенные данные указывают на необходимость выбора коэффициента устойчивости установок с учетом его уменьшения при вводе воды.

Опытами на установках ГТ-700-4 и ГТ-700-5 было доказано, что при поддержании постоянной мощности установки ввод воды приводит к существенному снижению температуры газа T_3 , а следовательно, и температуры газа за турбиной T_4 . Установлено, что каждый процент введенной воды для поддержания заданной мощности требует понижения температуры T_3 на 1,4—1,5 % (рис. IV.25, б), что для установки ГТ-700-4 составило 11 К.

Также с газовой турбиной ГТ-700-4 ввод пара апробирован и внедрен на парогазовой установке, работающей на ТЭЦ ЛПО «Красный треугольник». ТЭЦ состоит из трех ПГУ, каждая из которых включает высоконапорный парогенератор

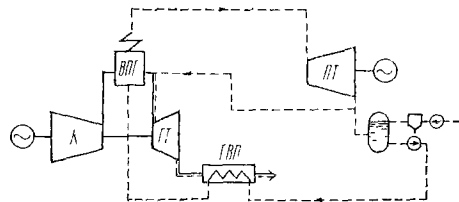


Рис IV.26. Принципиальная схема контактной ПГУ фирмы «Зульцер»

ВПГ-120-100/540, паровую турбину ПР-12-90-15/7, и газовую турбину ГТ-700-4. Пар отбирается из паровой магистрали промышленного отбора и вводится в дополнительную камеру сгорания, расположенную после ВПГ. С помощью этой камеры поддерживалась заданная температура рабочего тела при любом расходе введенного

пара. С помощью пара обеспечивался существенный рост мощности установки, что расширило маневренные возможности ТЭЦ [30].

В последние годы большой интерес к контактным комбинированным установкам проявляется за рубежом. Кроме теоретических исследований выполняются разработки конкретных установок. Новую контактную ПГУ разработала фирма «Зульцер». Схема этой установки, названная «Ремикс», приведена на рис. IV.26 [68]. Здесь генерация пара осуществляется в высоконапорном парогенераторе, совмещенном с камерой сгорания ГТУ, а для утилизации отходящей теплоты предусмотрен газовый водоподогреватель. Для повышения эффективности установки предусмотрена противодавленческая паровая турбина (предвключенная турбина), которая позволяет повысить начальные параметры пара и за этот счет увеличить к. п. д. установки. После паровой турбины основная масса пара направляется для ввода в тракт перед газовой турбиной, а некоторая его часть (до 25 %) используется в контактном теплообменнике для подогрева подпиточной воды до температуры 445 К. При невысоком расходе воздуха через компрессор, равном 274 кг/с, и низкой температуре газа $T_3 = 873$ К мощность рассматриваемой установки превышает 200 МВт.

По подсчетам фирмы «Зульцер» удельная стоимость установки «Ремикс» оказалась самой низкой по сравнению с ПГУ другого типа, а ее строительный объем в четыре раза меньше

объема современных паротурбинных блоков. Низкая удельная стоимость объясняется конструкцией парогенератора, который выполнен высоконапорным. Внутри цилиндрического корпуса расположена прямоугольная газоплотная топочная камера, стенки которой образованы испарительными поверхностями. Высокая температура продуктов сгорания на выходе из котла, составляющая 1400—1450 К, способствует сокращению его габаритных размеров. Подмешивание пара к продуктам сгорания позволяет получить требуемую температуру рабочего тела на входе в турбину.

Кроме проектных проработок за рубежом имеется опыт длительной эксплуатации контактных установок. Так, фирма «Вестингауз» еще в 1973 г. перевела одну из установок 191-Q на контактный газопаровой цикл [77]. Для повышения мощности установки в выходной патрубке компрессора был осуществлен ввод пара с давлением 1,4 МПа и температурой 530 К. При расходе пара около 5 % от расхода воздуха мощность установки повысилась на 24 %. Переделки ГТУ при переводе ее на контактный цикл оказались незначительными. После длительной работы установки с вводом пара было произведено вскрытие турбины, которое показало, что никаких отрицательных воздействий пар на детали турбины не оказывает.

Ввод воды для форсировки мощности широко используется для авиационных ГТД. Так, на двигателях «Спей» фирмы «Роллс — Ройс» и двигателях It9D7F фирмы «Пратт-Уитни» уже длительное время используется впрыск воды на режимах взлета.

Ряд зарубежных фирм («Дженерал электрик», «Вестингауз» и др.) в своих стационарных ГТУ широко используют ввод пара и воды в качестве метода борьбы с содержанием окислов азота NO_x в отходящих газах.

Глава V

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ С ОХЛАЖДАЕМЫМИ ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ

V.1. ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА И ВИДЫ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

В газотурбинных установках отмечается неуклонное повышение температуры газа перед турбиной. Отечественное газотурбостроение осваивает все более высокие температуры газа. В настоящее время работают газовые турбины с начальной температурой газа около 1100 К, предполагается выпускать турбины, рассчитанные на более высокие температуры. Так, Невский машиностроительный завод им. В. И. Ленина готовит выпуск установок с тем-

пературой газа почти 1200 К, а УТМЗ им. К. Е. Ворошилова уже выпустил ГТУ, работающую при температуре газа 1223 К. Еще более высокие температуры газа приняты на ПО ЛМЗ, которое рассчитывает в 1983—1984 гг. освоить в установках температуру газа 1350—1400 К.

В зарубежном газотурбостроении освоенной для длительной эксплуатации в настоящее время является температура газа 1200 К и выше. Так, американская фирма «Дженерал электрик» серийно выпускает установку MS7001, температура газа в которой достигает 1340 К. Еще более высокие температуры планируется достигнуть в перспективных установках. В начале 80-х гг. основные зарубежные фирмы («Дженерал электрик», «Вестингауз», «Броун Боверн» и др.) рассчитывают освоить температуры газа для длительной работы до 1450—1550 К.

Приведенные данные говорят о возможности ориентации в энергетических установках, в том числе и комбинированных, на использование высокотемпературных газовых турбин. Промышленность располагает в настоящее время новыми жаростойкими и жаропрочными конструкционными материалами. Для газотурбостроения был разработан ряд сплавов на никелевой основе. Среди отечественных сплавов можно назвать сложнелегированные сплавы ЖС-6К, ЭИ826, ЭИ929 и др. Испытания этих материалов показали, что они пригодны для длительной работы при температуре газа до 1120—1150 К [20]. Дальнейшее повышение температуры газа возможно только за счет применения интенсивного внутреннего охлаждения наиболее нагруженных элементов турбины.

Уже первые попытки создания газовой турбины предполагали применение охлаждения ее элементов, однако начало серьезных исследований по интенсивному охлаждению лопаточного аппарата турбин было положено работами Н. Р. Бриллинга и В. В. Уварова. Под их руководством была разработана и в 1935 г. пущена экспериментальная газовая турбина, рассчитанная на температуру 1273 К. Выполненные профессором В. В. Уваровым теоретические и экспериментальные исследования показали принципиальную возможность создания охлаждаемых турбин, в частности турбин с водоиспарительной системой охлаждения.

В настоящее время известны различные способы охлаждения лопаточного аппарата турбины. По конструктивному выполнению системы охлаждения подразделяются на открытые и закрытые. В открытых системах хладагент после тракта охлаждения выводится в проточную часть турбины и, расширяясь в последующих венцах, участвует в выработке полезной работы. В закрытых системах хладагент циркулирует без выброса, а охлаждающий тракт турбины выполняется газоплотным. Могут иметь место различные сочетания открытой и закрытой систем охлаждения.

В качестве хладагента, обеспечивающего необходимое понижение температуры деталей газовой турбины, могут применяться

различные теплоносители. Наиболее естественным охладителем проточной части турбины является цикловой воздух ГТУ, применение которого позволяет относительно легко решить конструкцию охлаждаемых элементов.

Воздушные системы охлаждения открытого типа широко используются в современных конструкциях высокотемпературных турбин. Однако воздушное охлаждение имеет и серьезные недостатки, которые ограничивают повышение температуры газа.

Воздух, используемый для охлаждения турбины, обладает ограниченным хладоресурсом, величина которого определяется температурой после компрессора и удельной теплоемкостью. Воздействовать на температуру воздуха, отбираемого на охлаждение, возможно, но специальная подготовка воздуха заметно усложняет конструкцию системы охлаждения.

Условия теплообмена и ограниченный хладоресурс воздуха приводят при повышении температуры газа к росту расхода воздуха на охлаждение высокотемпературной турбины. При этом увеличиваются и потери энергии, связанные, прежде всего, с затратами на прокачку воздуха через охлаждающий тракт. Расчеты показывают, что даже без учета уменьшения к. п. д. турбины из-за ухудшения аэродинамики, связанного с выводом охлаждающего воздуха в проточную часть в открытых системах охлаждения, отбор одного процента циклового воздуха на охлаждение турбины уменьшает удельную мощность ГТУ на 1,2—2,0 % и увеличивает удельный расход теплоты на 0,2—0,5 %. Потери энергии оказываются настолько значительными, что современные системы воздушного охлаждения оказываются целесообразными только до температур газа 1350—1400 К. Дальнейшее повышение температуры газа при использовании воздуха для охлаждения турбины уже не обеспечивает роста к. п. д. ГТУ.

Несколько лучшими характеристиками обладает система воздушного охлаждения закрытого типа. В этом случае за счет более эффективного использования теплоты системы охлаждения меньше сказывается отбор воздуха на показатели турбины. Так, установлено, что отбор 1 % воздуха на охлаждение в закрытой системе приводит к понижению удельной мощности на 0,5—0,8 %, а удельный расход топлива при этом возрастает лишь на 0,1—0,2 %. Однако следует иметь в виду, что закрытые системы охлаждения лопаточного аппарата заметно усложняют конструкцию турбины, так как необходимо обеспечить не только ввод в турбину, но и вывод из нее охлаждающего воздуха.

Большими возможностями охлаждения турбины обладают жидкостные системы, в которых в качестве теплоносителя используется вода. Последняя в качестве теплоносителя обладает высокой эффективностью и позволяет достичь глубокого охлаждения элементов турбины. Еще в 1935 г. испытывалась установка с водя-

ной системой охлаждения при температуре газа около 1400 К. Водяное охлаждение исследуется и в настоящее время как у нас в стране (ВТИ, МВТУ, ЦКТИ и др.), так и за рубежом. Однако применение воды в качестве теплоносителя системы охлаждения турбины существенно усложняет ее конструкцию и удорожает производство. Поэтому водяное охлаждение газовой турбины еще не нашло промышленного применения. По-видимому, применение воды в качестве хладагента окажется перспективным при температурах газа 1700 К и выше.

В качестве теплоносителя системы охлаждения турбины может быть использован пар, который по своим физическим свойствам занимает промежуточное положение между воздухом и водой.

В то же время использование пара как хладагента не требует такого усложнения конструкции охлаждаемых турбин, как это имеет место в жидкостной системе. Пар обладает следующими достоинствами:

а) лучшими для охлаждения физическими свойствами, связанными со значительно большей по сравнению с воздухом удельной теплоемкостью;

б) значительно меньшими затратами энергии на сжатие и прокачку пара через систему охлаждения, что позволяет иметь практически неограниченные расходы пара в системе охлаждения (предельное значение расхода воздуха на ступень обычно не превышает 5—6 %);

в) возможностью эффективного использования в закрытых системах теплоты охлаждения в случае применения высокотемпературной турбины в комбинированных установках;

г) возможностью значительной интенсификации теплообмена за счет применения в системе охлаждения влажного пара.

Перечисленные достоинства пароводяного тела, используемого в качестве хладагента, а также относительная простота конструкции турбины с паровым охлаждением, которая может быть аналогичной конструкции воздушного охлаждения, делает паровую систему охлаждения чрезвычайно перспективной.

Впервые вопрос о целесообразности применения пара в качестве охладителя высокотемпературной турбины был выдвинут в ЛПИ и ЦКТИ еще в 1960—1962 гг. Выполненные в этих организациях исследования парового охлаждения показали его исключительные возможности. Позднее паровым охлаждением начинают заниматься зарубежные фирмы «Дженерал электрик», «Роллс — Ройс» и др., о чем свидетельствует ряд патентов последних лет.

Наиболее эффективно применение высокотемпературных турбин с охлаждением проточной части в комбинированных установках, которые могут обеспечить рациональное сочетание системы охлаждения с тепловой схемой установки. В зависимости от принятой системы охлаждения возможно образование различных тепловых схем,

V.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ И ИДЕАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК С ОХЛАЖДАЕМЫМИ ТУРБИНАМИ

Интенсивное охлаждение проточной части газовой турбины предопределяет существенные потери энтальпии рабочего тела и, в связи с этим, снижение эффективности работы турбины. Потеря энергии в значительной мере можно избежать, применяя охлаждаемые турбины в рациональных комбинированных установках, тепловые схемы которых позволяют высокоэффективно использовать теплоту систем охлаждения. С этих позиций ниже рассмотрены основные схемы систем охлаждения. При этом принята комбинированная установка, работающая по схеме с котлом-утилизатором, поскольку для высоких температур газа такая схема оказывается наиболее эффективной.

При воздушном охлаждении используется цикловой воздух, который отбирается от основного потока обычно после компрессора. При открытой системе после охлаждения каждого элемента воздух выводится в проточную часть в различных точках (рис. V.1, а). Отбор воздуха на охлаждение составляет $g_{\text{охл}}$. Условно выделим работу охлаждающего воздуха в самостоятельный контур. Тогда в турбине охлаждающий воздух отберет от газа некоторое количество теплоты, которое обозначим $q_{\text{охл}}$. При идеальных турбомашинах это количество теплоты в Ts-диаграмме соответствует площади $3-3'-4'_{tq}-3$. Понижение работы расширения газа за счет охлаждения будет эквивалентно площади $3-4_t-4'_{tq}-3$. Отобранная от газа охлаждающим воздухом теплота пойдет на повышение его энтальпии.

При открытом охлаждении понижается расход топлива в камере сгорания, поскольку относительный расход воздуха равен $1 - g_{\text{охл}}$. В связи с этим меняется и температура рабочего тела за турбиной, которая после смешения с охлаждающим воздухом будет определяться точкой 4_t охл. При низкой эффективности системы охлаждения и относительно высоком расходе охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}}$ температура $T_{4_t \text{ охл}}$ может оказаться ниже температуры $T_{4_t q}$. Пропорционально понижению этой температуры сокращается при воздушном охлаждении и количество утилизированной в паровом контуре теплоты, эквивалентной площади $4_t \text{ охл} - 4'_{t \text{ охл}} - 5' - 5 - 4_t \text{ охл}$.

Для повышения температуры газа за турбиной и за этот счет увеличения расхода генерируемого в НПП пара в некоторых случаях перед НПП возможно и целесообразно дожигание топлива. Для этого в схеме предусмотрена камера дожигания, расположенная в газовом тракте за турбиной. Количество теплоты, подведенной с топливом к камере дожигания, соответствует площади $m - m' - 4'_{t \text{ охл}} - 4_t \text{ охл}$. Основная особенность такой схемы — низкая эффективность использования теплоты $q_{\text{охл}}$, поскольку условный цикл охлаждающего воздуха, работающий на теплоте $q_{\text{охл}}$,

имеет низкий даже термический к. п. д., а при реальных к. п. д. турбомашин может оказаться и отрицательным.

При закрытом воздушном охлаждении использование теплоты системы охлаждения $q_{охл}$ более эффективно. В этом случае теп-

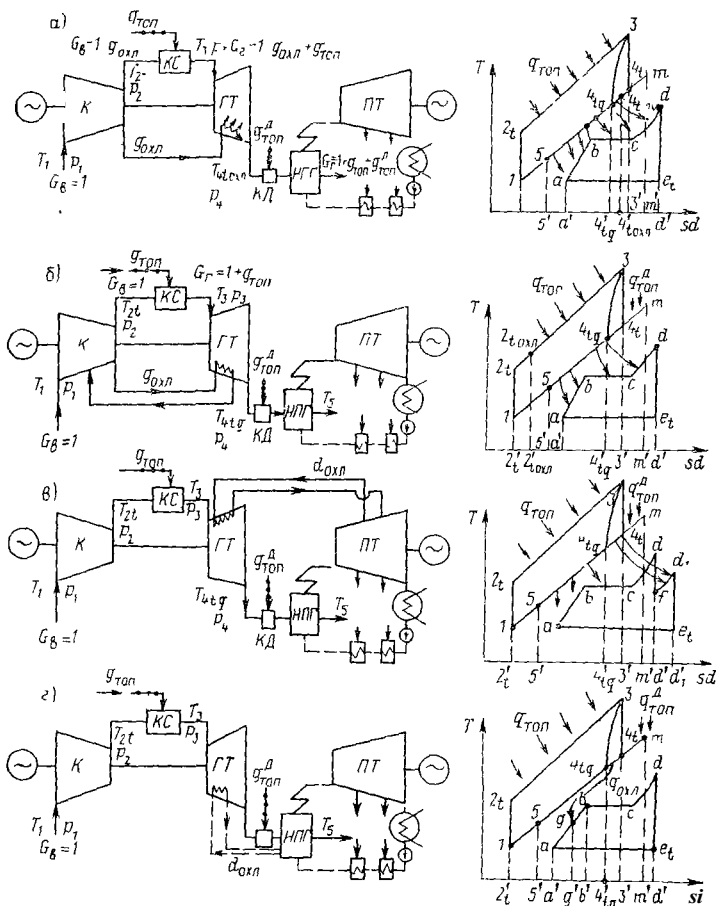


рис. V.1. Принципиальные тепловые схемы и идеальные циклы комбинированных установок с охлаждаемой газовой турбиной: а — открытое воздушное охлаждение турбины; б — закрытое воздушное охлаждение, в — паровое закрытое охлаждение; г — водяное закрытое охлаждение

лота $q_{охл}$, эквивалентная площади $3-3'-4'_{iq}-4_{iq}-3$, целиком передается воздуху в компрессоре, поэтому температура воздуха на входе в камеру сгорания повышается и определяется величиной $T_{2t\text{охл}}$, а площадь $2t_{охл}-2'_{t\text{охл}}-2'_t-2_{\phi}$ соответствует $q_{охл}$ (рис. V.1, б). На эту площадь уменьшается теплота сгорания топлива, подведенного в камеру сгорания, Несмотря на некоторое

158

повышение работы компрессора из-за роста температуры воздуха, общий к. п. д. установки оказывается выше, чем при открытом воздушном охлаждении.

В комбинированных установках для охлаждения газовой турбины целесообразно использовать пар, который как хладагент обладает лучшими физическими свойствами, чем воздух. Хотя при паровом охлаждении возможно применение и открытой системы, здесь ограничимся рассмотрением только закрытого парового охлаждения (рис. V.1, *в*), поскольку в этом случае, так же как и при воздушном охлаждении, может быть обеспечена более высокая термическая эффективность установки. Здесь теплота системы охлаждения $q_{охл}$ передается пару, который отбирается из проточной части паровой турбины при требуемом давлении пара. Эта теплота обеспечивает промежуточный перегрев пара и используется с высокой эффективностью. В Ts -диаграмме площадь $3-3'-4'_{iq}-4_{iq}-3$, соответствующая теплоте $q_{охл}$, равновелика площади $d_1-d'_1-d'-f-d_1$. Количество утилизированной после газовой турбины теплоты эквивалентно площади $4_{tq}-4'_{tq}-5'-5$.

Для глубокого охлаждения газовой турбины в комбинированной установке может быть использована вода, обладающая высоким хладоресурсом. Преимущество использования воды для охлаждения турбины состоит в том, что коэффициент теплоотдачи со стороны воды $\alpha_{вод}$ существенно выше коэффициента теплоотдачи со стороны газа α_r . Эта особенность связана с рядом требований к параметрам воды. Действительно, температура стенки охлаждаемой детали турбины при пренебрежении ее тепловым сопротивлением будет

$$T_{ст} = (T_r^* + kT_{вод}) / (1 + k),$$

где T_r^* — полная температура газа; k — коэффициент, $k = \alpha_{вод} f_{вод} / (\alpha_r f_r)$; $f_{вод}$ и f_r — площади поверхности теплообмена со стороны воды и газа соответственно.

При реальных для современных турбин соотношениях $\alpha_{вод} / \alpha_r$ и $f_{вод} / f_r$ коэффициент $k \approx 50$, тогда

$$T_{ст} \approx 0,02 T_r^* + 0,98 T_{вод}. \quad (V 1)$$

Это уравнение показывает, что при водяном охлаждении температура стенки охлаждаемой детали определится, прежде всего, температурой воды. Для того чтобы избежать значительного переохлаждения, вода в комбинированной установке должна отбираться из парогенератора при возможно более высокой температуре. Это требование нашло отражение в принципиальной схеме комбинированной установки изображенной на рис. V.1, *г*. Здесь вода для охлаждения газовой турбины отбирается в НПГ в точке g и за счет теплоты охлаждения $q_{охл}$ догревается до состояния, близкого к началу кипения (точка b). Поэтому площадь $3-3'-4'_{iq}-4_{iq}-3$ равновелика площади $b-b'-g'-g$.

Поскольку теплота $q_{\text{охл}}$ подводится к воде, имеющей относительно низкую температуру, эффективность ее использования ниже чем при паровом охлаждении. Поэтому очевидно, что комбинированная установка с водяным охлаждением газовой турбины будет обладать более низким КПД, чем установка с паровым охлаждением.

Все рассмотренные схемы могут быть снабжены регенеративным подогревом питательной воды. Однако следует иметь в виду, что в комбинированных установках с высокотемпературной газовой турбиной развитая паровая регенерация обычно связана с понижением КПД, так как приводит к росту температуры уходящих из НПГ газов T_5 . Регенерация, не приводящая к повышению температуры T_5 , безусловно, целесообразна.

УЗ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ГАЗОПАРОВАЯ УСТАНОВКА ПО СХЕМЕ ЦКТИ — ЛПИ

Большие возможности широкого применения комбинированных установок в энергетике появляются в связи с резким повышением начальной температуры газа. Использование высокотемпературных газовых турбин (ВГТ) открывает новые перспективы развития комбинированных циклов.

Высокая начальная температура газа качественно меняет принцип организации комбинированных циклов. Высокое значение КПД газового контура в этом случае приводит к тому, что максимальный КПД комбинированной установки имеет место при малых относительных расходах пара d . В этих условиях к газовому контуру целесообразно подводить основное количество теплоты сгорания топлива, оставляя лишь небольшой процент дожигания топлива перед НПГ, который при этом преобразуется в котел-утилизатор. Газовый контур в такой схеме генерирует большую долю полезной мощности, поэтому такую схему целесообразно называть *газопаровой*.

Применение в энергетических установках высокотемпературных газовых турбин с интенсивным внутренним охлаждением сопровождается потерями полезной работы и увеличением расхода топлива по сравнению с вариантом неохлаждаемой турбины. Для получения максимального эффекта от применения ВГТ необходимо ее охлаждение увязывать с выбором тепловой схемы установки. Наибольший термодинамический эффект от применения высокотемпературных турбин может быть получен в специализированных схемах, обеспечивающих рациональное использование теплоты, отводимой от проточной части турбины при ее охлаждении.

В направлении разработки высокоэффективной комбинированной ГПУ, наиболее рациональной для использования высокотемпературной газовой турбины с интенсивным охлаждением проточной части, в течение ряда лет ЛПИ и ЦКТИ совместно вели теор-

ретиические проектные и экспериментальные работы. В результате исследований были разработаны основные принципы построения рациональной энергетической установки с ВГТ [17].

1 Применение ВГТ в комбинированных бинарных или близких к бинарным схемах Генерация пара в таких схемах производится полностью или в основном за счет отходящей теплоты газового цикла.

2. Охлаждение газовой турбины слабо перегретым паром, что обеспечивает интенсивное охлаждение проточной части турбины при относительно невысоком расходе пара на охлаждение.

3 Использование в паровом контуре пара высоких параметров, что требует выделения предвключенной па-

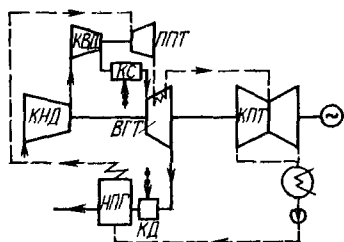


Рис V 2 Принципиальная схема энергетической газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ

ППТ — предвключенная паровая турбина, КПТ — конденсационная паровая турбина

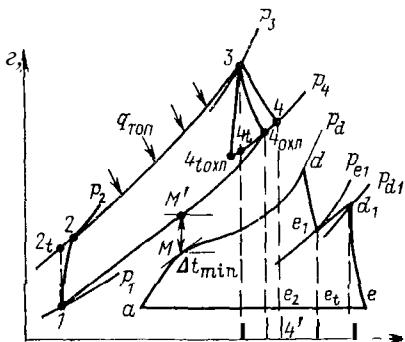


Рис V 3 Цикл высокотемпературной газопаровой установки ЦКТИ—ЛПИ в Ts -диаграмме

ровой турбины, пар после которой отбирается на охлаждение газовой турбины. Давление за предвключенной турбиной должно несколько превышать давление газа с целью исключения попадания газа в паровой поток. С другой стороны, перепад давлений должен быть минимальным, с тем чтобы ограничить возможные утечки пара и упростить конструкцию ВГТ.

На базе этих принципов была разработана *бинарная газопаровая установка* по схеме ЦКТИ—ЛПИ, которая обеспечивает оптимальное решение проблемы создания мощной высокотемпературной энергетической установки. Принципиальная схема этой установки приведена на рис. V.2, а ее цикл в Ts -диаграмме — на рис. V 3 Пар генерируется в котле-утилизаторе в основном за счет отходящей от ВГТ теплоты. Параметры пара высокие, поэтому в схему включена предвключенная паровая турбина, после которой пар направляется на охлаждение проточной части ВГТ. За счет теплоты системы охлаждения $q_{охл}$, эквивалентной площади $3-4-4'-4'_{охл}-4_{охл}-3$, пар перегревается до точки d . Из-за охлаждения полезная работа в газовом контуре для идеаль-

ного цикла уменьшается на величину, эквивалентную площади $3-4_t-4_{t_{\text{ох}}}-3$, однако работа парового контура при этом возрастает на величину, эквивалентную площади $e_1-d_1-e_t-e_2-e_1$. В реальном цикле величина этих работ будет меньше, что определяется потерями энергии в газовой и паровой турбинах.

Установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ характеризуются рядом особенностей

а) осуществлен принцип бинарности (генерация пара производится полностью или в основном за счет отходящей теплоты газового контура),

б) использована система закрытого парового охлаждения, позволяющая обеспечить глубокое охлаждение проточной части турбины и за этот счет повысить надежность ее работы,

в) для охлаждения турбины используется весь поток пара после расширения в предвключенной паровой турбине, что позволяет в тракте охлаждения осуществить перегрев пара; таким образом в газовой турбине осуществляется промежуточный перегрев пара,

г) предвключенная паровая турбина может быть выделена в особый высокооборотный вал, что повышает эффективность работы этой турбины и компрессора высокого давления.

Главное преимущество этой схемы — использование в конденсационной турбине для производства полезной работы значительной доли теплоты, отведенной от охлаждаемой проточной части высокотемпературной турбины. Применение закрытого охлаждения позволяет эффективно использовать теплоту системы охлаждения. Вместе с тем второй перегрев пара делает возможным повышение начального давления пара без опасности получения чрезмерной влажности в ступенях низкого давления. Значительный расход пара, идущего на охлаждение ВГТ, увеличивает глубину охлаждения и повышает надежность ее работы

Давление пара при входе в систему охлаждения ВГТ принимается приблизительно равным давлению газа перед турбиной (давление пара должно быть на 0,02—0,03 МПа больше давления газа). Это позволяет обеспечить малые утечки пара в газовый тракт и существенно упрощает конструкцию ВГТ. Температура пара для повышения глубины охлаждения должна быть наименьшей. Полученный за предвключенной турбиной влажный пар позволяет существенно интенсифицировать процесс охлаждения лопаток газовой турбины. Увеличение теплоотдачи при влажности 2—3 % возрастает более чем в два раза [16]. Выполненные исследования показали, что охлаждение влажно-паровым потоком позволяет существенно снизить температуру охлаждаемой детали. Однако при этом возникает ряд сложных проблем (сепарация влаги, местное переохлаждение, отложение солей и др.) Поэтому, несмотря на широкие возможности, применение влажного пара для охлаждения ВГТ при расчете характеристик установки, работающей по схеме ЦКТИ—ЛПИ, принят слабо перегретый пар

V.4. ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ УСТАНОВКИ ПО СХЕМЕ ЦКТИ-ЛПИ

Тепловой процесс установки ЦКТИ—ЛПИ связан с работой парогенератора в большей мере, чем в комбинированных установках другого типа. Здесь пар является не только рабочим телом парового контура, но и охладителем проточной части газовой турбины. Характеристики парогенератора и, прежде всего, его паропроизводительность определяются среднеинтегральными температурными напорами на различных участках теплообмена. Однако для упрощения расчетов обычно ориентируются на минимальный температурный напор Δt_{\min} , оказывающий основное влияние на поверхность парогенератора. Поэтому выбор Δt_{\min} должен основываться на результатах технико-экономического анализа. В зависимости от стоимости топлива, материалов и других факторов эти величины могут меняться. Расчеты показывают, что уменьшение Δt_{\min} на 10 К приводит к увеличению удельной работы на 1,0—1,5 % и к снижению расхода топлива на 0,5—0,6 %.

В зарубежной практике при проектировании комбинированных установок Δt_{\min} обычно принимают равным 20—30 К. Так, фирма «Вестингауз» в комбинированной установке «Пейс» приняла $\Delta t_{\min} = 22$ К. Выполненные в ЛПИ проработки показали, что для ГПУ с высокотемпературной турбиной минимальный температурный напор в парогенераторе должен быть 35—40 К. Поэтому при исследовании характеристик установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ Δt_{\min} принят равным 40 К.

При расчете характеристик ГПУ количество теплоты, отведенное от газа при охлаждении ВГТ, определялось на основании предварительной проектной проработки турбины. Учитывая необходимость длительной надежной работы элементов ВГТ, при определении $q_{\text{хл}}$ температура стенки охлаждаемой детали принята равной 923 К. Во всех случаях в паровом контуре паровая регенерация отсутствовала, так как при высоких температурах газа ее применение малоэффективно [17].

Гидравлические потери по трактам установки и к п д турбомашин, принятые при исследовании тепловой схемы установки, приведены ниже.

К п д компрессора низкого давления	0,89
К п д компрессора высокого давления	0,88
Механический к п д КНД и КВД	0,99
Коэффициент потерь давления между КНД и КВД	0,01
Коэффициент потерь давления между КВД и газовой турбиной	0,02
К п д высокотемпературной газовой турбины без учета потерь на охлаждение	0,89
Давление пара перед предвключенной паровой турбиной (ППТ), МПа	24,0
Температура пара перед ППТ, К	813
К п д предвключенной турбины	0,86
К п д конденсационной турбины	0,85
Механический к п д ППТ и КПТ	0,99
Утечки пара в системе охлаждения	0,03

К п д камеры сгорания	0,99
К п д парогенератора без учета потерь теплоты с уходящими газами	0,99
К п д генератора	0,99
Коэффициент потерь давления между ППТ и КПТ	0,35

Схема, изображенная на рис V 2, включает главные принципы создания рациональной комбинированной установки ВГТ, имеющей интенсивное внутреннее охлаждение [16].

Основные характеристики установки для температуры газа 1473 К представлены на рис V 4. Прежде всего необходимо отметить высокий уровень термической эффективности установки

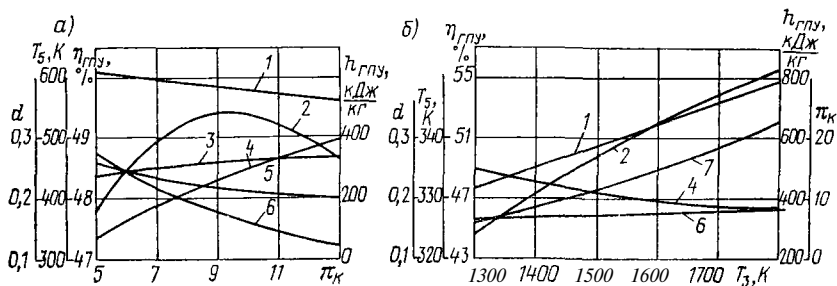
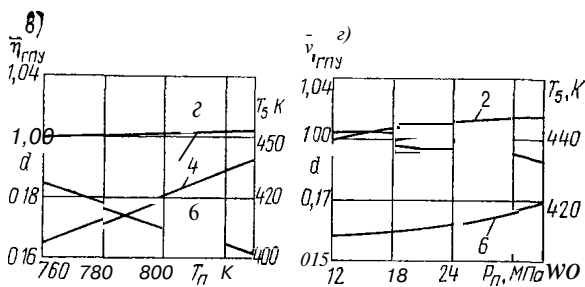


Рис V 4 Основные характеристики бинарной газопаровой установки а — в зависимости от π_k при температуре газа 1473 К б — в зависимости от T_3 , в, г — в зависимости от температуры и давления пара

1,3 5 — удельная работа установки газового и парового контуров соответственно 2 — к п д установки 4 — температура уходящих газов T_5 , 6 — относительный расход пара 7 — степень повышения давления π_k



Даже при относительно высоком значении $\Delta t_{\min} = 40 \text{ К}$ к п. д. установки приближается к 50 %, а температура уходящих газов T_5 еще высока и достигает 430 К. Степень повышения давления в компрессорах π_k оказывает сравнительно небольшое влияние на к п. д. установки [16].

Изменение π_k более чем в два раза (от 5 до 12) вызывает колебания в к п. д. установки только в пределах 1 %. Следует отметить умеренный уровень оптимальной π_k , который составляет только 9. Невысокое значение $\pi_{k \text{ opt}}$ существенно облегчает задачу реализации рассматриваемой схемы, так как упрощает проблему создания ВГТ и системы охлаждения. Увеличение π_k выше оптимального значения приводит к уменьшению к п. д. установки вследствие роста потерь с уходящими газами. Рост температуры уходящих газов T_5 объясняется снижением относительного рас-

хода пара d , вызванного уменьшением температуры газа $T_{4\text{хп}}$ перед парогенератором.

На характер изменения к п д установки при варьировании π_k сказывается также соотношение работ газового и парового контура С уменьшением π_k работа газового контура уменьшается, а общая работа установки несколько возрастает только за счет парового контура Этим, в основном, объясняется падение к п д. установки при уменьшении π_k относительно $\pi_{k\text{opt}}$, хотя в этом случае потери теплоты с уходящими газами сокращаются (падает T_5). Для ГПУ с котлом-утилизатором характерно сокращение удельного расхода воздуха при уменьшении π_k Максимальное значение к п д установки в области малых π_k — важная особенность рассматриваемой установки

Решающее влияние на к п д бинарной газопаровой установки оказывает начальная температура газа (рис V 4, б) Уже при начальной температуре газа $T_3 = 1473$ К к п д установки достигает почти 50 %. С повышением температуры к п д неуклонно повышается и при $T_3 = 1800$ К превышает 56 % Такой характер изменения к п д установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ объясняется высокоэффективным использованием теплоты $q_{0\text{хп}}$, отводимой в процессе охлаждения проточной части газовой турбины, а также утилизацией теплоты отходящих газов

По мере роста T_3 возрастает оптимальная степень повышения давления π_k , хотя по абсолютному значению величина π_k остается умеренной Даже при температуре $T_3 = 1800$ К оптимальная степень повышения давления не превышает 20 Слабая зависимость к. п. д. установки от π_k в области ее оптимального значения (рис. V. 4, а) облегчает задачу выбора степени повышения давления и создания ВГТ.

Относительный расход пара d и температура уходящих газов T_5 мало меняются при повышении T_3 Слабая зависимость d и T_5 от T_3 объясняется тем, что с ростом T_3 при оптимальном π_k почти не изменяется температура газа за турбиной $T_{4\text{охп}}$, поэтому характеристика парогенератора почти не зависит от температуры T_3 .

Полезная работа установки $h_{\text{ГПУ}}$ существенно зависит от температуры газа T_3 Увеличение этой температуры на 500 К (от 1300 до 1800 К) почти удваивает удельную работу установки, которая при температуре $T_3 = 1800$ К достигает 0,88 МВт на каждый килограмм воздуха, поданного компрессором Такой характер изменения $h_{\text{ГПУ}}$ с ростом T_3 определяется увеличением удельных работ как газового, так и парового контуров

Рассматриваемая установка относительно мало чувствительна к параметрам пара (рис V 4, в, г) [16] Изменение температуры пара в диапазоне 773—873 К не вызывает заметного изменения к п д установки Такое влияние температуры перегрева пара объясняется зависимостью расхода пара d от температуры пара $T_{\text{п}}$. При понижении $T_{\text{п}}$ расход пара d растет, а потери теплоты с у-

дящими газами уменьшаются из-за падения T_5 . Несколько большее влияние на к. п. д. бинарной установки оказывает давление пара $p_{\text{п}}$. Однако и в этом случае уменьшение давления от 24 до 13 МПа приводит к понижению к. п. д. менее чем на 1 %.

Приведенные характеристики газопаровой бинарной установки с охлаждаемой паром высокотемпературной газовой турбиной свидетельствуют о ее высокой термической эффективности. К. п. д. этой установки превышает этот показатель других комбинированных установок при аналогичных параметрах рабочих тел. Поэтому установку по схеме ЦКТИ—ЛПИ следует считать наиболее рациональной при внедрении высокотемпературной газовой турбины

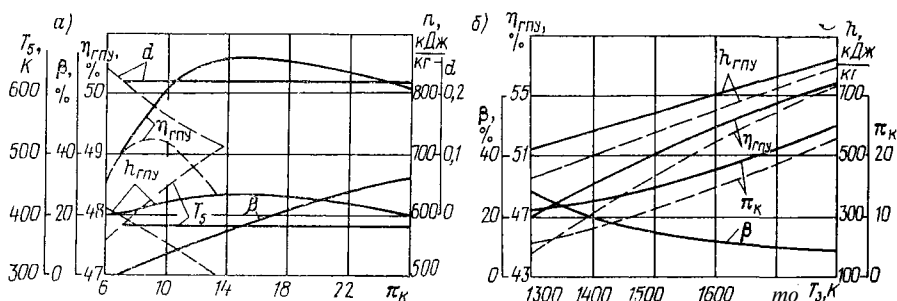


Рис 5 Основные характеристики газопаровой установки с дожиганием топлива *a* — в зависимости от $\pi_{\text{к}}$; *б* — в зависимости от T_3 ,

— с дожиганием топлива, - - - без дожигания топлива

с интенсивным охлаждением ее проточной части. Однако рассмотренная тепловая схема не исчерпывает всех технических и термодинамических возможностей теплового цикла установки ЦКТИ—ЛПИ. Эти возможности связаны с введением некоторого дожигания топлива перед парогенератором [42].

Известно, что на к. п. д. установки большое влияние оказывают потери теплоты с уходящими газами. Сведение к минимуму этих потерь требует выполнения для нахождения расхода пара равенства

$$d_{\text{opt}} = (i_{\text{м}}' - i_5)/(i_{\text{м}} - i_a) \approx c_{\text{рт}}/c_{\text{вод}}, \quad (\text{V.2})$$

где i — энтальпия рабочих тел в соответствующих точках (см. рис V 1).

Расчетами установлено, что в бинарной установке при реальных значениях минимального температурного напора ($\Delta T_{\text{min}} = 35 - 40$ К) относительный расход пара d оказывается меньше оптимального, найденного по уравнению (V.2), при температурах газа T_3 до 1650—1675 К включительно. В этом случае и температура уходящих газов оказывается повышенной. Одно из средств понижения T_5 и увеличения расхода пара — введение дожигания топлива перед котлом-утилизатором,

Введение дожигания оказывает заметное воздействие на характеристики газопаровой установки (рис. V.5). В рассматриваемом случае дожигание введено по закону постоянства температуры уходящих газов T_5 и, следовательно, постоянного расхода пара d .

При температуре газа $T_3 = 1473$ К принята температура $T_5 = 400$ К, чему соответствует $d = 0,2$. Для обеспечения этих условий масса топлива, введенного в камеру дожигания, по мере повышения π_K увеличивается и при $\pi_K = 25$ достигает почти 30 % от общего расхода топлива ($\beta = q_{\text{тон}}^{\text{к.п.д.}}/q_{\text{тон}}^{\text{с}}$).

Дожигание топлива за газовой турбиной существенно влияет на к. п. д. установки (рис. V.5, а), который при $T_3 = 1473$ К за счет дожигания возрастает более чем на 1 %, приближаясь к 51 %, и несколько увеличивает $\pi_{K \text{ опт}}$. Дальнейшее повышение π_K приводит к падению к. п. д. установки, хотя дожигание при этом и возрастает. Для получения максимального к. п. д. требуется относительно небольшое дожигание топлива, которое при $T_3 = 1473$ К составляет около 15 %. Такое дожигание не нарушает принципа бинарности. При дожигании существенно возрастает удельная работа установки. Так, для $T_3 = 1473$ К это возрастание превышает 10 %.

Повышение температуры газа при оптимальной степени повышения давления приводит к уменьшению расхода дожигаемого топлива (рис. V.5, б). Уже при $T_3 = 1800$ К коэффициент β , характеризующий степень дожигания, понижается до 10 %, а основные показатели приближаются к показателям бинарной установки. Незначительное дожигание топлива (малый коэффициент β) при оптимальных условиях по π_K делает нецелесообразным использование высоконапорного парогенератора. Технические осложнения, связанные с ВПГ, не будут оправданы ни заметным снижением массы и габаритных размеров, ни увеличением к. п. д. установки.

Подвод дополнительного топлива за газовой турбиной в камеру дожигания в рассматриваемой схеме приобретает особые преимущества. Такое техническое решение само по себе является положительным фактором, облегчающим условия работы на переменных режимах. Дожигание топлива полезно даже с точки зрения запуска установки, так как открывает новые возможности их реализации.

Небольшой расход топлива позволяет не усложнять конструкцию парогенератора организацией специальной топки. Это топливо более целесообразно сжигать в газоходе, соединяющем ВГТ с парогенератором, для чего в схеме предусматривается камера дожигания.

Сжигание лишь небольшой массы топлива перед парогенератором не нарушает условий генерации пара (в основном за счет отходящей от ВГТ теплоты), поэтому можно считать, что принцип бинарности схемы сохраняется и при дожигании топлива.

V.5. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОТЫ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКИ

Полученные характеристики газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ определяются не только параметрами рабочих тел, но и интенсивностью охлаждения высокотемпературной газовой турбины, от которой зависит теплота системы охлаждения $q_{охл}$. Уровень этого параметра зависит от конструктивного оформления ВГТ, а также от допустимой температуры стенки лопаток турбины, на которую проектируется система охлаждения. Оба эти фактора могут изменяться в зависимости от назначения установки. Действительно, для пикового применения ВГТ целесообразно выполнять малоступенчатой даже в ущерб ее экономичности, а температуру стенки охлаждаемой детали следует принимать предельно допустимой. В ГПУ базового назначения конструкция ВГТ должна обеспечивать максимально возможный ее к. п. д., а температура стенки должна приниматься пониженной для обеспечения повышенного моторесурса. В обоих рассмотренных случаях неизбежно резкое изменение удельного количества теплоты, отводимого в системе охлаждения $q_{охл}$. Поэтому целесообразно рассмотреть влияние этого фактора на термическую эффективность газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ [71].

При наличии парового охлаждения газовой турбины к. п. д. реального газопарового цикла для заданной температуры уходящих газов определяется уравнением

$$\eta_{ГПУ} = \frac{h_{ГПУ}^{\delta} - \kappa q_{охл} + q_{охл} \eta_{п}}{q_{ГПУ}^{\delta} + (1 - \kappa) q_{охл}}. \quad (V.3)$$

Если ввести к. п. д. установки без охлаждения турбины

$$\eta_{ГУУ}^{\delta} = h_{ГПУ}^{\delta} / q_{ГПУ}^{\delta},$$

то уравнение (V.3) принимает вид

$$\eta_{ГПУ} = \eta_{ГУУ}^{\delta} \frac{q_{ГПУ}^{\delta}}{q_{ГПУ}^{\delta} + (1 - \kappa) q_{охл}} + \eta_{п} \frac{(1 - \kappa / \eta_{п})}{(1 - \kappa)} \cdot \frac{(1 - \kappa) q_{охл}}{q_{0} + (1 - \kappa) q_{охл}}, \quad (V.4)$$

где $\eta_{п}$ — к. п. д. использования $q_{охл}$ в паровом цикле; κ — коэффициент потери работы ВГТ из-за охлаждения; $q_{ГПУ}^{\delta}$ — теплота сгорания топлива, введенная в установку без охлаждения; $h_{ГПУ}^{\delta}$ — полезная работа газопарового цикла при отсутствии охлаждения ВГТ.

Для анализа влияния $q_{охл}$ на к. п. д. установки рассмотрим выражение, определяющее падение к. п. д. из-за охлаждения

$$\Delta \eta_{ГПУ} = \eta_{ГПУ}^{\delta} - \eta_{ГПУ}.$$

После подстановки исходных величин можно получить

$$\Delta \eta_{ГПУ} = \frac{q_{охл}}{q_{ГПУ}^{\delta} + (1 - \kappa) q_{охл}} \cdot [(1 - \eta_{п}) - (1 - \kappa) (1 - \eta_{ГПУ}^{\delta})]. \quad (V.5)$$

Рассмотрение этого выражения показывает, что $\Delta\eta_{ГПУ}$ обращается в ноль не только при $q_{о\lambda\tau} = 0$, но и в случае, когда к. п. д. использования $q_{о\lambda\tau}$ достигает значения

$$\eta_n^* = 1 - (1 - \kappa)(1 - \eta_{ГПУ}^b). \quad (V.6)$$

Параметр η_n зависит от величины $q_{о\lambda\tau}$ и с ее повышением возрастает. Это значит, что существует такое значение $q_{о\lambda\tau}^*$, которое отвечает величине η_n^* . В интервале значений $q_{о\lambda\tau} = 0$ и $q_{о\lambda\tau} = q_{о\lambda\tau}^*$ падение к. п. д. $\Delta\eta_{ГПУ}$ достигает максимума, а затем уменьшается до нуля. Увеличение глубины охлаждения выше $q_{о\lambda\tau}^*$ приводит к повышению к. п. д. установки, так как в этом случае имеет место $\Delta\eta_{ГПУ} < 0$.

Для рассматриваемой газопаровой установки были выполнены расчётные исследования ее показателей. Исследования показали, что максимальное понижение к. п. д. установки из-за охлаждения ВГТ, которое имеет место при $q_{о\lambda\tau} = 80 \div 100$ кДж/кг, невелико по абсолютному значению и не превышает одного процента. При реальных для температуры газа $T_3 = 1500$ К $q_{о\lambda\tau} = 30 \div 40$ кДж/кг уменьшение к. п. д. установки, связанное с охлаждением турбины, еще ниже и составит около 0,5 %.

Таким образом, существенное практическое значение имеет тот результат, что в интервале вероятных ГПУ базового назначения величин $q_{о\lambda\tau}$, теплотери в системе охлаждения мало сказываются на к. п. д. установки. Эти потери оказываются значительно меньше тех же потерь при воздушном охлаждении.

Следует отметить, что хотя из выполненного анализа вытекает возможность роста к. п. д. газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ за счет повышения теплоты системы охлаждения $q_{о\lambda\tau}$, связанной с увеличением глубины охлаждения деталей ВГТ. техническая реализация этого решения в современных условиях представляется маловероятной. Для обеспечения уровня $q_{о\lambda\tau} > q_{о\lambda\tau}^*$ потребуются значительная интенсификация теплообмена в системе охлаждения и увеличение расхода пара на охлаждение ВГТ.

V.6. ГАЗОПАРОВАЯ УСТАНОВКА ПО СХЕМЕ ЛПИ

Для повышения эффективности газопаровой установки может оказаться целесообразным уменьшение количества теплоты, отбираемого от газа при охлаждении ВГТ. Для этого необходимо сократить площадь поверхности охлаждаемых деталей турбины и повысить их допустимую температуру. Разработки последнего времени в области газодинамики турбин и металлургии жаропрочных сплавов делают актуальной такую задачу.

В последние годы проводятся экспериментальные и расчетные исследования, посвященные созданию и отработке высоконагруженных ступеней турбин. На базе этих исследований открывается возможность создания малоступенчатых высокотемпературных

газовых турбин. Имеются существенные достижения в области создания новых конструкционных материалов. Применение новых жаропрочных сплавов для изготовления лопаточного аппарата газовой турбины позволяет повысить допустимую температуру поверхности охлаждаемой детали.

Использование при создании газовой турбины высоконагруженных ступеней и новых жаропрочных сплавов для изготовления лопаток турбины позволяет существенно сократить число охлаждаемых венцов в турбине и площадь охлаждаемой поверхности. Все это оказывает определяющее воздействие на тепловой поток в системе охлаждения $q_{охл}$, значительно уменьшая его.

При малых величинах $q_{охл}$ реализация схемы ЦКТИ—ЛПИ встречает затруднения в связи с тем, что не представляется возможным обеспечить достаточный перегрев пара. Кроме того, для системы охлаждения ВГТ в этом случае тре-

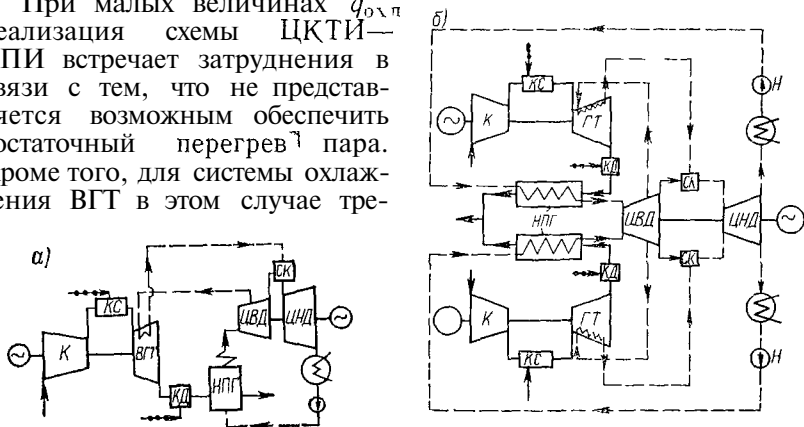


Рис. V.6. Принципиальная тепловая схема газопаровой установки ЛПИ с одинарным (а) и дублированным (б) газовым контуром

буется лишь относительно небольшой расход пара, найденный из условия требуемой глубины охлаждения. Была разработана специализированная тепловая схема комбинированной установки, использующая основные принципы схемы ЦКТИ—ЛПИ, названная газопаровой установкой по схеме ЛПИ [18].

В установке (рис. V.6) использован принцип бинарности, при котором генерация пара осуществляется, в основном, за счет теплоты отходящих газов, а в камеру дожига вводится лишь небольшая масса топлива. Для охлаждения проточной части ВГТ отбирается часть пара из соответствующей по давлению ступени предвключенной турбины. Пройдя охлаждающий тракт ВГТ, который выполняется плотным, пар смешивается с основным потоком пара, для чего в схеме предусмотрена специальная камера смешения. За счет теплоты $q_{охл}$ перед конденсационной турбиной обеспечивается некоторый перегрев пара. В связи с тем, что промежуточный перегрев пара относительно небольшой из-за малых значений $q_{охл}$, схема ЛПИ предполагает пониженные параметры пара в паровом контуре. Давление пара целесообразно принять

не выше 13—16 МПа. Следует отметить, что пониженное давление пара существенно улучшает маневренные качества комбинированной установки. Частичный отбор пара на охлаждение ВГТ существенно упрощает как систему охлаждения, так и конструкцию газовой турбины.

Газопаровая установка ЛПИ характеризуется высокой эффективностью. Выполненные в ЛПИ расчеты показали, что если ориентироваться на параметры пара 13—16 МПа и 783—813 К и использовать разработанный в настоящее время компрессор с расходом воздуха 630 кг/с и $\pi_{\text{к}} = 13 \div 15$, то при температуре газа $T_3 = 1473$ К газопаровая установка будет иметь к. п. д. нетто свыше 50 %, а ее мощность достигнет 350—370 МВт [18].

Установка ЛПИ позволяет дублировать газовый контур (рис. V.6, б), так как в схеме генерируется относительно небольшой расход пара ($d = 0,18 \div 0,2$). При сохранении высокой эффективности дублирование газового контура позволяет повысить единичную мощность установки, что в современных условиях может оказаться решающим. Для приведенных параметров рабочих тел единичная мощность установки с дублированным газовым контуром достигнет 700—750 МВт. Применение такой схемы существенно повышает маневренные качества установки при глубокой ее разгрузке. Отключение при разгрузке одного из газовых контуров обеспечит не только высокую экономичность при пониженных мощностях, но и высокую надежность работы оборудования.

В.7. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКИ

При рассмотрении ГПУ с высокотемпературной турбиной на частичных нагрузках необходимо учитывать ее органические особенности, к которым относятся:

а) охлаждение ВГТ большой массой пара по закрытой схеме, причем теплота системы охлаждения обеспечивает вторичный перегрев пара;

б) превышение давления пара при входе в систему охлаждения ВГТ над давлением газа, однако различие в давлениях на всех режимах не должно быть чрезмерным во избежание больших потерь конденсата.

Наличие этих особенностей говорит о том, что статические характеристики газопаровой установки в отличие от парогазовой должны рассматриваться для обоих контуров, включая оба рабочих тела.

При уменьшении нагрузки на генераторе требуемая частота вращения генераторного вала обеспечивается уменьшением расхода топлива в камере сгорания. При этом уменьшается как начальная температура газа T_3 , так и температура газа за турбиной T_4 . Из-за падения теплоты системы охлаждения $q_{\text{охл}}$ для обеспечения приемлемой влажности в конденсационной турбине температуру острого пара необходимо поддерживать постоянной,

а давление пара и его расход уменьшать. Связь между расходом пара и его параметрами определяется характеристикой парогенератора и пропускной способностью парового тракта. Как показали расчеты, получить разгрузку установки при воздействии только на расход топлива в камере сгорания не удастся. В этом случае по мере уменьшения мощности установки давление пара падает быстрее, чем давление газа. Поэтому на входе в систему охлаждения быстро уменьшается перепад давления между паром и газом, который уже при нагрузке 90—92 % от номинальной оказывается близким к нулю [9].

Таким образом, обеспечить широкий диапазон изменения нагрузки бинарной ГПУ не удастся, если воздействовать только на подачу топлива в камеру сгорания. Необходимо включение дополнительных регулирующих органов.

Эффективным способом дополнительного воздействия на характеристики комбинированной установки является изменение температуры воздуха на входе в компрессор T_1 . Наиболее простое средство повышения температуры — подмешивание части уходящих из установки газов. В этом случае дополнительным регулирующим органом будет регулирующий клапан, расположенный на трубопроводе, соединяющем системы выхлопа и подвода воздуха. Подмешивание отходящих газов к засасываемому компрессором воздуху, оказывается благоприятным с точки зрения экономичности установки, так как повышает ее к. п. д. на номинальном режиме [9]. Организация частичных режимов воздействием на расход топлива и температуру засасываемого воздуха с помощью основного и дополнительного регулирующих органов позволяет обеспечить постоянство не только частоты вращения ротора, но и другого параметра установки. Высокой термической эффективностью отличается режим работы, при котором на всех нагрузках поддерживается предельный уровень температуры газа T_3 . В этом случае при 75 %-ной нагрузке к. п. д. установки уменьшается только на 3 % и даже при половинной нагрузке к. п. д. достигает 43—44 % (рис. V 7, а).

Обеспечение режима $T_3 = \text{const}$ приводит к некоторому росту температуры стенок охлажденных лопаток ВГТ ($T_{\text{ст}}$). В рабочем диапазоне нагрузок от 50 до 100 % этот рост невелик и не превышает 35—40 К. В этом случае, когда такое увеличение температуры стенки охлаждаемой детали недопустимо, возможно за счет воздействия на температуру воздуха T_1 поддерживать температуру стенки постоянной (режим $T_{\text{ст}} = \text{const}$). При этом температура газа с уменьшением нагрузки будет несколько уменьшаться и при половинной нагрузке $T_3 = 1400$ К. Закон регулирования $T_{c,1} = \text{const}$ по сравнению с законом $T_3 = \text{const}$ несколько уступает по экономичности, однако понижение к. п. д. незначительно и не является определяющим (рис. V 7, а).

Для обоих законов регулирования изменение температуры воздуха T_1 в рабочем диапазоне нагрузок не превышает 100 К,

поэтому расход подмешиваемого газа относительно невелик, особенно при подмешивании газа после турбины. Такое изменение температуры воздуха T_1 не должно приводить к существенным конструктивным изменениям в компрессоре.

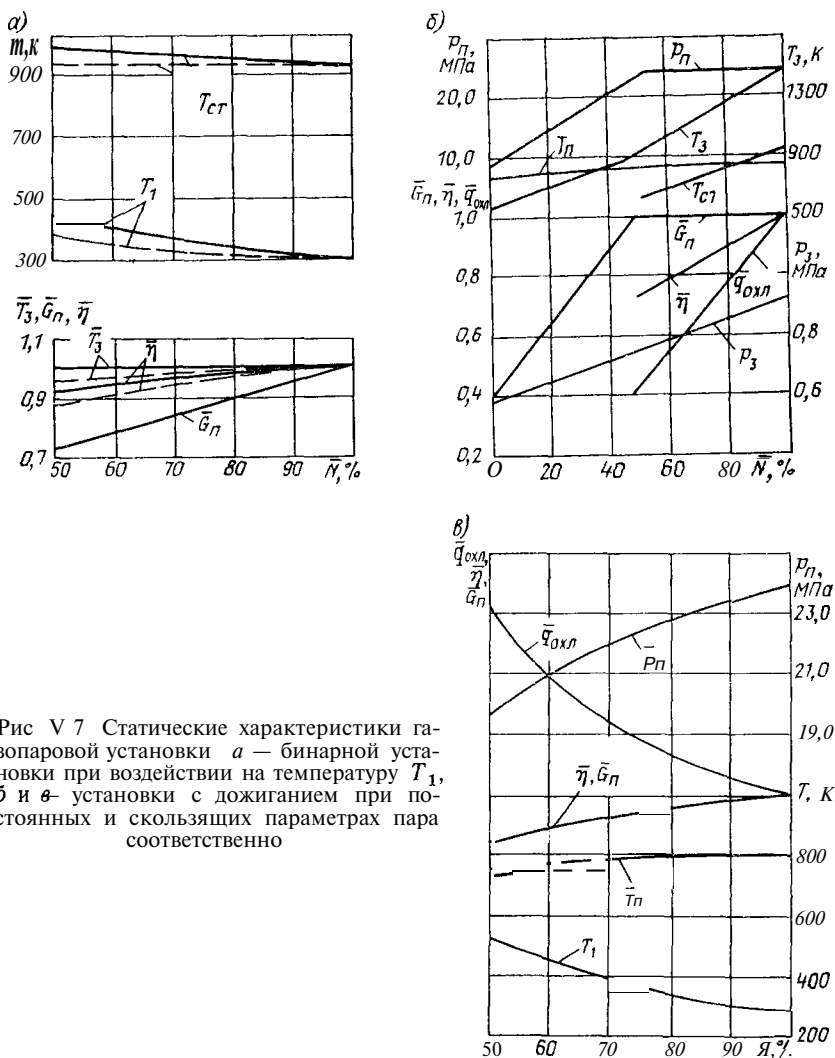


Рис V 7 Статические характеристики газопаровой установки а — бинарной установки при воздействии на температуру T_1 , б и в — установки с дожиганием при постоянных и скользящих параметрах пара соответственно

Организация переменных режимов бинарной газопаровой установки путем подмешивания газа позволяет получить весьма благоприятные статические характеристики этой установки с сохранением высокой экономичности в широком диапазоне нагрузок.

В качестве дополнительного регулирующего органа газопаровой установки с камерой дожигания может быть использован дроссельный кран, дозирующий расход топлива в камеру дожигания. Воздействие на дожигаемое топливо существенно улучшает маневренные качества установки, так как расширяется рабочий диапазон изменения мощности. Одним из способов регулирования является работа парового контура при неизменных параметрах пара. Уменьшение нагрузки при этом осуществляется за счет падения температуры газа (рис. V.7, б), а следовательно, и падения температуры газа за турбиной T_4 . Для обеспечения постоянства работы парового контура уменьшение T_4 компенсируется подачей дополнительного топлива в камеру дожигания.

Наблюдается также сокращение теплоты системы охлаждения $q_{0\lambda\lambda}$, что приводит при постоянном расходе к сильному снижению $T_{ст}$. Уменьшение $q_{0\lambda\lambda}$ снижает температуру промежуточного перегрева пара и увеличивает его влажность в конце расширения в конденсационной турбине. Уже при 50 %-ной нагрузке уровень влажности настолько велик, что дальнейшее изменение нагрузки возможно только при скользящих параметрах пара. Так как уменьшение нагрузки осуществляется за счет газового контура, то очевидно значительное уменьшение к. п. д. установки (35—36 %). Однако изменение нагрузки установки только за счет газового контура исключает из динамических процессов довольно инерционный паровой контур и тем самым обеспечивает существенное улучшение динамических свойств. Установка обладает хорошей приемистостью, которая в диапазоне нагрузок от 50 до 100 % определяется только газовым контуром, обладающим высокой скоростью набора мощности. Применение интенсивного внутреннего охлаждения ВГТ благоприятно сказывается на темпе увеличения температуры газа и времени прогрева основных элементов турбины.

Весь диапазон режимов ГПУ с камерой дожигания может быть обеспечен и на скользящих параметрах пара. Здесь целесообразно также применение воздействия на температуру засасываемого воздуха подмешиванием газа, которое наряду с программой регулирования $T_{с1} = \text{const}$ позволяет поддерживать постоянной температуру газа T_3 (рис. V.7, в). Программа управления в этом случае состоит в том, что регулирование $T_3 = \text{const}$ осуществляется воздействием на температуру воздуха T_1 (подмешивание), регулирование $T_{с1} = \text{const}$ — расходом пара, а температура пара — за счет подачи топлива в камеру дожигания. Рост количества теплоты $q_{0\lambda\lambda}$ при этом методе регулирования благоприятно сказывается на промежуточном перегреве пара и исключает чрезмерную влажность в конденсационной турбине.

Программа управления установкой при скользящих параметрах пара характеризуется высокой экономичностью при пониженных нагрузках к п. д. установки даже при половинной мощности исключительно высока и составляет 44 % (рис. V.7, в).

С другой стороны, при скользящих параметрах пара несколько ухудшаются динамические характеристики. Однако этот недостаток не является решающим, так как в рассматриваемой ГПУ могут быть использованы те же средства улучшения динамических свойств, которые применяются в ПТУ. Другим недостатком этого метода является необходимость значительного повышения температуры воздуха T_1 , которое при 50 %-ной нагрузке достигает 200 К. Такое увеличение температуры T_1 требует выполнения определенных конструктивных мероприятий в компрессорах.

Таким образом, газопаровая установка с камерой дожигания обладает большими возможностями организации частичных режимов, а также улучшения маневренных характеристик. Камера дожигания позволяет осуществить запуск ГПУ, используя для этой цели паровые турбины. Кроме того, открывается возможность форсировки установки за счет повышения производительности парогенератора при добавлении расхода дожигаемого топлива.

V.8. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОРАБОТОК ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКИ ПО СХЕМЕ ЦКТИ—ЛПИ

В течение ряда лет на кафедре турбиностроения ЛПИ и в ЦКТИ проводились теоретические, проектные и экспериментальные работы по охлаждению лопаточного аппарата высокотемпературной турбины и оборудованию газопаровой установки. Эти работы показали возможность создания газопаровой установки с охлаждаемой паром турбиной имеющимися техническими средствами.

Проектные проработки и исследования были выполнены для газопаровой установки мощностью 300 МВт. Такая мощность не является оптимальной для ГПУ по схеме ЦКТИ — ЛПИ, и при ее повышении экономические показатели будут возрастать, однако при создании первых образцов установки целесообразно ограничиться этой мощностью. Начальная температура газа T_3 принята равной 1473 К, поскольку эту температуру можно считать перспективной для энергетических ГПУ. Экспериментальные исследования охлаждения лопаток ВГТ, выполненные в ЛПИ, ЦКТИ и других организациях, показали возможность освоения такой температуры. Ниже приводятся параметры газа и пара, которые выбирались на основе термодинамического анализа и простоты создания ГПУ [19]:

Мощность N , МВт	300
Расход воздуха G_B , кг/с	486
Начальная температура газа T_3 , К	1473
Степень повышения давления π_K	9,2
Расход пара G_{II} , т/ч	360
Температура пара T_{II} , К	813
Давление пара p_{II} , МПа	24
Давление в конденсаторе p_K , кПа	3,5

В схему установки включена камера дожигания, расположенная перед парогенератором, в которой должно сжигаться около 6 % топлива от общего расхода. При этих условиях и принятых параметрах к. п. д. установки равен 50 %.

Парогенератор газопаровой установки имеет существенные особенности, обусловленные отсутствием экранированной топки и наличием только конвективных поверхностей нагрева с невысокими температурными напорами. Даже при наличии камеры дожигания температура газа на входе в парогенератор составляет 973 К.

Рассматривались два типа компоновки парогенератора: вертикальная и горизонтальная. Поскольку горизонтальная установка дает лучшие массогабаритные показатели, этот вариант компоновки парогенератора принят для проработки общей компоновки ГПУ.

Основным проблемным элементом установки является высокотемпературная газовая турбина с паровой системой охлаждения, создание которой требует принципиально новых технических решений. Поэтому разработка конструкции этой турбины, выполненной совместно ЦКТИ и ЛПИ, было уделено большое внимание.

Конструкция турбины принята двухпоточной (рис. V.8) из-за желания уменьшить размеры лопаток, что существенно повышает надежность ее работы. При принятом расходе газа последняя лопатка имеет длину лишь 450 мм при корневом диаметре 1400 мм [19]. Газ из шести камер сгорания, расположенных на корпусе турбины (по три камеры сверху и снизу), попадает во внутренний кольцевой патрубков 12, откуда распределяется по двум потокам. Большой расход охладителя (пара) позволил проточную часть принять многоступенчатой, содержащей в каждом потоке шесть ступеней. Ротор турбины дисковый, со стяжными болтами и развитой системой охлаждения. Статорная часть выполнена двухкорпусной с пропуском пара между корпусами.

Пар для охлаждения турбины подводится четырьмя симметрично расположенными патрубками 9. Затем пар разделяется на два потока: один — для охлаждения статорных элементов, другой — роторных.

Для охлаждения статора пар из подводящих патрубков 9 поступает к обоим комплектам первых рядов направляющих лопаток. Лопатки устанавливаются в корпусе 3, который охватывается тонкостенной наружной оболочкой. Система кольцевых ребер 13 обеспечивает движение пара таким образом, что он последовательно проходит охлаждающий тракт лопатки по схеме одноконтурного охлаждения. Таким образом, пар, движущийся между внутренним корпусом и направляющей оболочкой, последовательно проходит пять рядов направляющих лопаток, после чего за пределами направляющей оболочки проходит в кольцевое пространство между внутренним и наружным корпусом турбины.

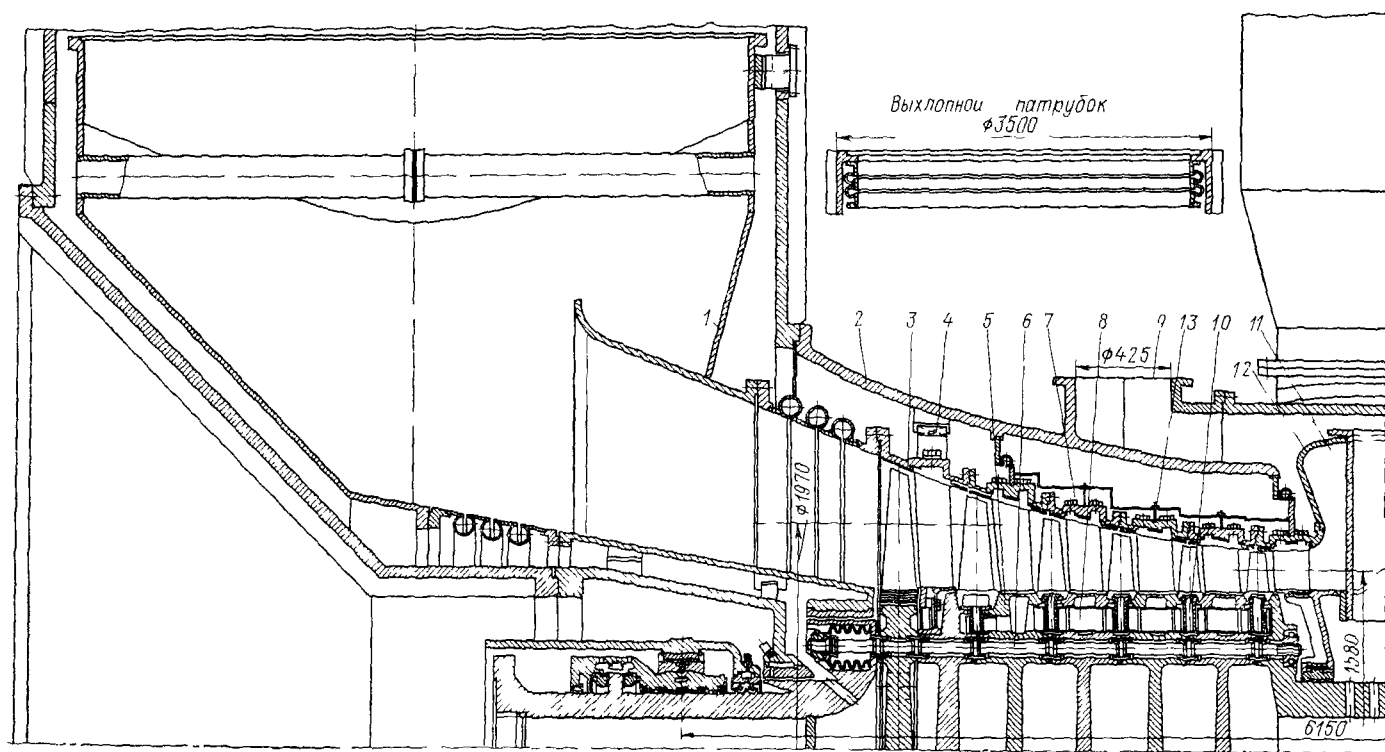


Рис V 8 Продольный разрез высокотемпературной турбины с паровым охлаждением

1 — внутренний охлаждаемый выхлопной патрубок, 2 — наружный корпус, 3 — внутренний корпус; 4 — направляющая шпонка; 5 — ротор с облокачиванием; 6 — стяжной болт, 7 — паровой охлаждающий тракт статора, 8 — паровой охлаждающий тракт ротора, 9 — подводящий паровой патрубок, 10 — радиаторы рабочих лопаток, 11 — паровой стакан, 12 — внутренний кольцевой патрубок, 13 — кольцевые ребра

177

Во внутреннюю часть ротора пар поступает через паровой стакан *II* и отверстия в средней части ротора. После охлаждения ротора и рабочих лопаток пар в потоке выхлопного патрубка соединяется с потоком, охлаждающим элементы статора. Для вывода пара из турбины предусмотрены два патрубка, расположенные на выхлопном патрубке турбины.

Охлаждение рабочих лопаток может осуществляться по двум принципиальным схемам. При двухконтурном охлаждении (рис. V.9, *a*) внутренняя полость лопаток заполнена натрием. За счет термосифонного эффекта при вращении ротора обеспечи-

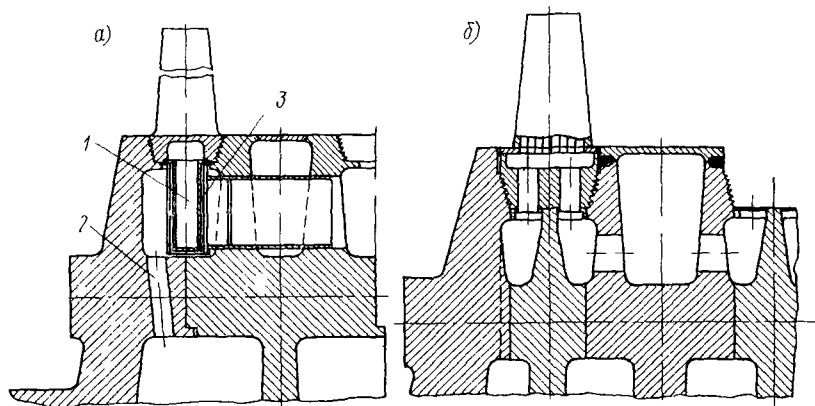


Рис. V.9. Двухконтурное (а) и одноконтурное (б) охлаждение рабочих лопаток: 1 — натриевый теплообменник; 2 — подводной канал, 3 — направляющие поверхности

вается отвод теплоты от пера лопатки к специальному теплообменнику /, который расположен под хвостовиком лопатки. Этот теплообменник имеет оребренную поверхность (радиатор), омываемую охлаждающим паром, за счет чего и осуществляется отвод теплоты от лопатки к пару. Пар поступает к радиаторам из внутренней полости ротора через канал 2 и затем последовательно во все теплообменники охлаждаемых рядов. Для обеспечения равномерного отвода теплоты с радиаторов предусмотрены направляющие поверхности 3.

При одноконтурном охлаждении (рис. V.9, *б*) охлаждение пера лопатки осуществляется паром непосредственно за счет его пропускания через внутренний охлаждающий тракт, расположенный в профиле. Возможны и другие конструктивные решения ротора с одноконтурной схемой охлаждения. Выполненные расчеты теплового состояния лопаток и дисков показали удовлетворительное тепловое состояние этих элементов. В обоих вариантах охлаждения рабочих лопаток оказалось возможным достигнуть глубокого охлаждения профиля при средней температуре металла пера лопатки даже первой ступени около 870—980 К. Достигну-

тый уровень температур элементов ротора и статора при паровом охлаждении подтверждает возможность создания высокотемпературной газовой турбины для газопаровой установки большой мощности. Другие элементы ГПУ не требуют применения при их создании принципиально новых технических решений и могут быть разработаны на базе отработанных и выпускаемых нашей промышленностью агрегатов.

Относительная простота тепловой схемы облегчила задачу компоновки оборудования на электростанции [19]. Принята полуоткрытая компоновка, при которой парогенератор расположен на открытом воздухе. Двухпоточная конструкция газовой турбины позволила выполнить парогенератор в двух самостоятельных секциях с горизонтальной компоновкой поверхностей нагрева. Камеры дожигания, расположенные перед поверхностями нагрева, также вынесены из машинного зала.

Пользуясь проработкой конструкции элементов ГПУ мощностью 300 МВт и выполненной компоновкой были определены общие затраты на сооружение блока, которые оказались на 15 % ниже затрат на сооружение блока К-300. Выполненные технико-экономические расчеты определили следующие показатели [19]:

Мощность, МВт	300
Удельный расход топлива, г/(кВт ч)	260
Годовой расход топлива, тыс т у т	459,7
Удельные капиталовложения, руб /кВт	63,4
Общие капиталовложения, тыс руб	19 020
Ежегодные эксплуатационные расходы, тыс руб	
стоимость годового расхода топлива	6 086
амортизационные отчисления	1 160
текущий ремонт	232
общестанционные расходы	417
Годовые расчетные затраты, тыс руб	10 272

Сравнение этих показателей с современной паросиловой установкой такой же мощности (блок К-300) свидетельствует о большом экономическом эффекте от внедрения ГПУ-300. Экономия годовых расчетных затрат в этом случае превысит 2 млн руб. Большая доля экономии достигается за счет более высокого КПД установки. Более низкими оказываются в ГПУ и удельные капитальные вложения.

Таким образом, наиболее перспективный путь дальнейшего существенного повышения термической эффективности и маневренности электрогенерирующего оборудования — применение комбинированных установок, использующих пар и газ в качестве рабочих тел.

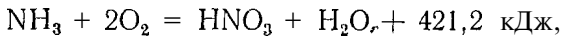
Современное газотурбостроение должно обеспечить выпуск ГТУ, рассчитанных для работы не только индивидуально, но и в составе комбинированных схем. Ориентация на освоение высоких начальных температур газа определяет целесообразность развития специализированных комбинированных установок, использующих пар для охлаждения элементов высокотемпературной газовой турбины.

ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ

VI.1. УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ В ПРОИЗВОДСТВЕ СЛАБОЙ АЗОТНОЙ КИСЛОТЫ

Промышленное производство азотной кислоты осуществляется методом контактного окисления аммиака кислородом воздуха (в присутствии катализатора) до окиси азота, а затем до высших окислов азота с последующим их поглощением водой.

Суммарная химическая реакция указанного процесса, которая может быть приближенно выражена уравнением



сопровождается выделением определенного количества теплоты, т. е. является экзотермической.

Стремление увеличить скорость окисления азота и образования азотной кислоты и тем самым улучшить технико-экономические показатели технологического оборудования обусловило целесообразность применения повышенного давления рабочих процессов. Уровень давления, при котором протекают указанные процессы конверсии и абсорбции, может устанавливаться как примерно одинаковым, так и более низким для стадии конверсии.

В качестве примера технологической установки по производству азотной кислоты, работающей под повышенным (примерно одинаковым) давлением, на рис. VI 1 показана схема с давлением в начале процесса $\sim 0,73$ МПа [10]. Засасываемый из атмосферы воздух с расходом 12,9 кг/с после его очистки и промывки сжимается в первом (осевом) компрессоре до $\sim 0,353$ МПа, охлаждается водой в промежуточном воздухоохладителе и затем сжимается вторым (центробежным) компрессором до давления $\sim 0,73$ МПа при температуре 403 К. За компрессором поток сжатого воздуха разветвляется, при этом его основной расход поступает в контактный (конверсионный) аппарат для окисления аммиака, а оставшаяся часть подается в камеру сгорания реактора каталитической очистки и дополнительную камеру сгорания перед турбиной.

Очищенный в фильтрах аммиак после его предварительного подогрева паром в теплообменном аппарате и повторной очистки в специальном (поролитовом) фильтре подается в контактный аппарат, в котором, взаимодействуя с кислородом воздуха в присутствии катализатора (многослойных сеток из платины или платинородиевого сплава), образует нитрозный газ, в котором объемные доли окиси азота составляют 9,5—11,0 % от общего объема при температуре 1163—1173 К.

Теплота, выделяющаяся при окислении аммиака, используется в котле-утилизаторе для генерирования перегретого водяного пара. Нитрозный газ после окисления охлаждается, проходя последовательно через подогреватель воздуха и холодильник-конденсатор, до 323—328 К, а затем подается в нижнюю часть абсорбционной колонны.

Поднимаясь снизу вверх навстречу стекающей азотной кислоте, нитрозные газы обедняются окислами азота (объемная доля

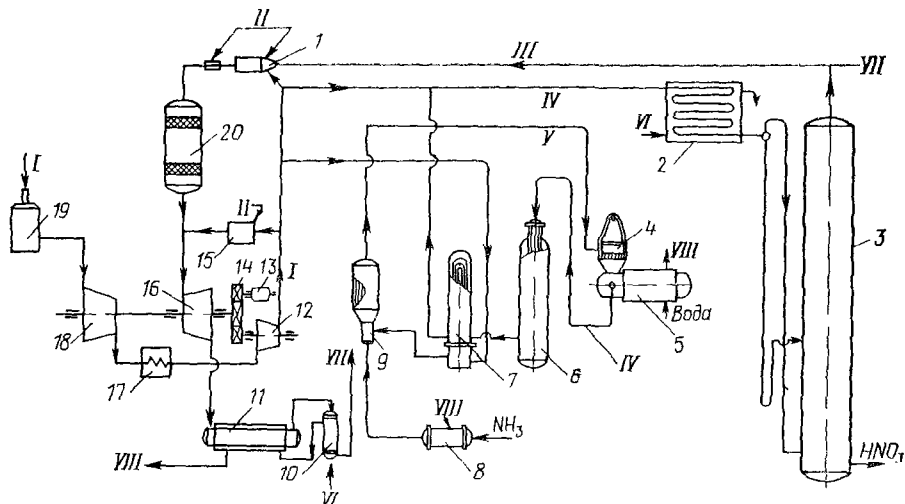


Рис VI 1 Принципиальная схема производства разбавленной азотной кислоты под давлением 0,73 МПа

1 — камера сгорания реактора, 2 — холодильник конденсатор, 3 — абсорбционная колонна, 4 — контактный аппарат, 5, II — котел-утилизатор, 6 — окислитель нитрозных газов, 7 — подогреватель воздуха, 8 — подогреватель аммиака 9 — смеситель аммиака, 10 — компрессор, 12 — центробежный нагнетатель, 13 — электрогенератор, 14 — редуктор, 15 — камера сгорания турбины, 16 — газовая турбина, 17 — промежуточный воздухоохладитель, 18 — осевой компрессор, 19 — аппарат очистки воздуха, 20 — реактор каталитической очистки, I — воздух, II — природный газ, III — отходящие газы, IV — нитрозный газ, V — аммиачно воздушная смесь, VI — вода VII — выход в атмосферу, VIII — пар

$\text{NO}_x \approx 0,1 \%$ от общего объема) и подаются из верхней части колонны для последующей очистки до допустимой санитарными нормами концентрации окислов азота. Эта очистка осуществляется путем последовательного подогрева нитрозных (хвостовых) газов сначала до температуры 643—693 К в топке (камере) за счет сжигания природного газа, а затем в реакторе каталитической очистки за счет теплоты, выделяющейся в процессе химической реакции, до температуры 973 К и выше.

Избыточная тепловая энергия нитрозных (хвостовых) газов, вышедших из реактора, частично преобразовывается в газовой турбине в механическую работу, используемую для привода воздушных компрессоров низкого и высокого давлений. Давление нитрозного газа перед турбиной на расчетных режимах прибли-

зигельно равно при этом 0,54 МПа, а температура газов 973 К. Избыточная теплота газов на выхлопе турбины частично используется в котле-утилизаторе и в экономайзере для генерирования технологического пара с давлением 1,3 МПа и температурой 503 К. Дополнительная камера сгорания, включенная в схему, работает на природном газе и используется при пуске установки, позволяя осуществить автономную работу газотурбинного контура.

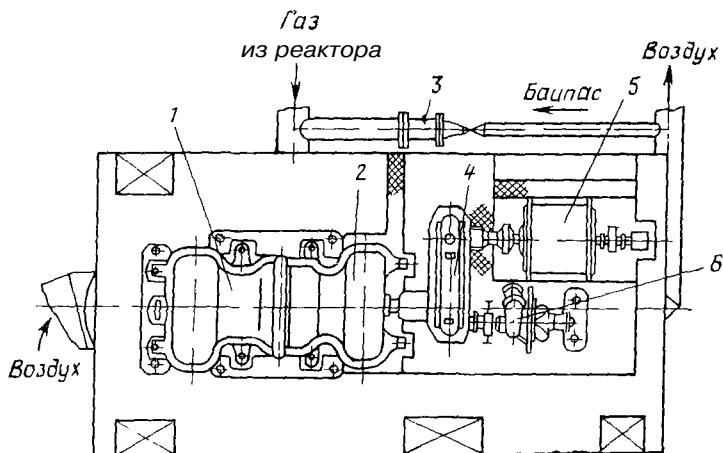


Рис VI 2 Компоновка оборудования газотурбинного агрегата ГТТ-3 НЗЛ в технологическом процессе производства слабой азотной кислоты

В схеме предусмотрен также мотор-генератор, который при пуске используется в качестве электродвигателя для разгона турбокомпрессорного вала, а на переменных режимах, при наличии избыточной мощности на валу турбины, работает в режиме электрогенератора. Дополнительная камера сгорания и мотор-генератор существенно улучшают маневренные свойства всей установки и повышают ее эксплуатационную надежность.

С другой стороны, принятый способ регулирования производительности технологической установки по ее основному продукту — азотной кислоте, путем сброса излишнего воздуха через указанную камеру сгорания, перед газовой турбиной, приводит к возникновению дополнительных потерь из-за смешения потока этого воздуха с основным потоком нитрозного газа из реактора, обуславливающего снижение температуры газа перед турбиной.

Газотурбинный агрегат (типа ГТТ-3 НЗЛ) скомпонован в едином блоке, включающем воздушные компрессоры высокого 6 и низкого 1 давлений, газовую турбину 2, промежуточный охладитель воздуха, пусковую камеру сгорания 3, редуктор 4 и мотор-генератор 5, смонтированные на общей фундаментной раме (рис. VI.2) [10].

Конструкция отдельных элементов агрегата ГТТ-3 видна из рис. VI.3 [66]. Турбогруппа включает 16-ступенчатый осевой компрессор низкого давления и 7-ступенчатую газовую турбину, которые имеют общий цельнокованный ротор с установкой думмиса на стороне высокого давления компрессора для частичной разгрузки от осевого усилия.

Направляющие лопатки компрессора установлены в обоймах, имеющих горизонтальный разъем. Корпус компрессора литой, с горизонтальным разъемом, причем нижняя его часть выполнена

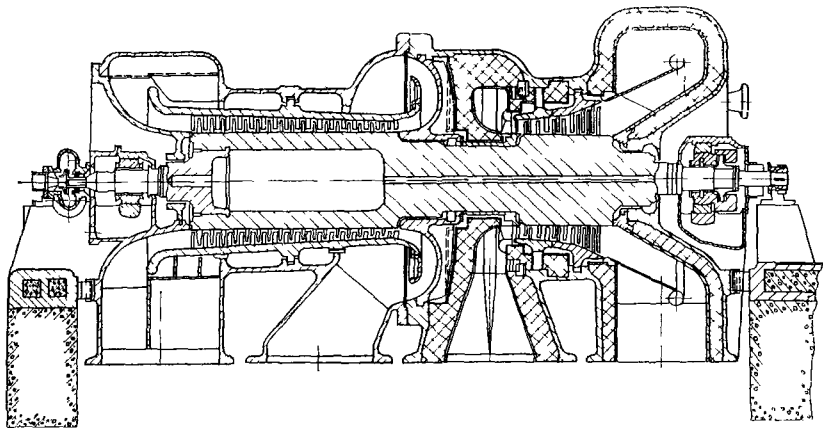


Рис. VI 3 Продольный разрез турбогруппы газотурбинного агрегата ГТТ-3 НЗЛ

заодно с нижней частью переднего опорного подшипника. С помощью вертикального фланца корпус компрессора жестко связан с наружным (силовым) корпусом газовой турбины. Внутренний корпус газовой турбины выполнен из тонколистовой жаропрочной стали. В пространстве между внутренним и наружными корпусами турбины установлена тепловая изоляция

Сопловые лопатки газовой турбины установлены в двух обоймах, имеющих горизонтальный разъем. С помощью кольцевого гребня каждая из этих обойм фиксируется в силовом корпусе турбины. Корпус заднего опорно-упорного подшипника Турбогруппы также выполнен литым заодно с нижней половиной силового корпуса турбины.

Выхлоп газовой турбины осуществляется через развитый осерадиальный диффузор и выходной патрубок, сформированный профильной вставкой из жаропрочного листового материала с установкой внутренней тепловой изоляции в кольцевом пространстве между вставкой и силовым корпусом турбины. Фланец в нижней части корпуса у горизонтального разреза имеет четыре прилива (лапы), которыми он опирается на вертикальные стойки, связанные с общей фундаментной рамой. На свободном конце ротора компрессора установлен главный масляный насос, обеспечива-

ющій подачу масла в систему смазки турбоагрегата и систему автоматического регулирования турбоустановки

Как следует из данного краткого описания, турбоагрегат ГТТ-3 НЗЛ выполнен в традиционных конструктивных решениях отдельных деталей и узлов, характерных для так называемого блочно-пакетного принципа проектирования газотурбинных установок стационарного типа [20]

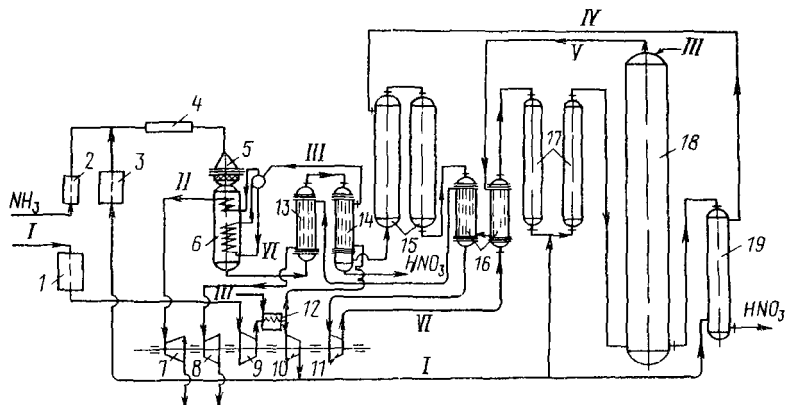


Рис VI 4 Принципиальная схема производства слабой азотной кислоты фирм «Гранд Паруас» и «Монтекатини», работающая на различных давлениях конверсии и абсорбции (0,25 и 0,55 МПа)

1 — фильтр воздуха 2 — фильтр аммиака, 3 — фильтр сжатого воздуха, 4 — смеситель 5 — конвертор, 6 — котел утилизатор, 7 — паровая турбина, 8 — расширительная турбина на отходящих газах, 9 — воздушный турбокомпрессор (I ступень), 10 — воздушный турбокомпрессор (II ступень), 11 — турбокомпрессор нитрозных газов 12 — водяной холодильник, 13, 16 — подогреватель отходящих газов 14 — холодильник конденсатор, 15, 17 — окислительные емкости, 18 — абсорбционная колонна, 19 — продувочная колонна, I — воздух, II — пар, III — вода IV — продувочные газы V — отходящие газы, VI — нитрозные газы

Газотурбинные агрегаты подобной конструкции характеризуются высокой степенью надежности и хорошей ремонтпригодностью, что было подтверждено многолетним опытом эксплуатации свыше шестидесяти агрегатов ГТТ-3, смонтированных в технологических комплексах по производству слабой азотной кислоты с годовой производительностью 120 тыс т каждый.

Последнее время в производстве слабой азотной кислоты все более широкое распространение получают технологические схемы, в которых основные процессы, т е конверсия аммиака и абсорбция окислов азота, проходят при различных рабочих давлениях *

Одним из примеров подобных процессов может служить схема, разработанная фирмами «Гранд Паруас» и «Монтекатини» с уровнем рабочих давлений 0,25 и 0,55 МПа соответственно [10]

* Для процесса абсорбции используется более высокий уровень давления.

(рис. VI.4). Подаваемый через фильтр воздух сжимается в компрессоре до давления $p_{2к} \approx 0,25$ МПа и после его вторичной фильтрации смешивается с аммиаком. Теплота, выделяемая в процессе конверсии аммиака, используется для генерирования пара в котле-утилизаторе и подогрева отходящего из абсорбционной колонны нитрозного газа.

Пар, генерируемый в котле-утилизаторе, подается в паровую турбину, развиваемая полезная мощность которой используется для привода воздушного и нитрозного компрессоров. В последнем из них сжимаются нитрозные газы ($p_{2к} \approx 0,55$ МПа), прошедшие через котел-утилизатор и охлажденные в регенеративном теплообменнике, служащем одновременно подогревателем отходящего нитрозного газа. Сжатый нитрозный газ после его охлаждения в теплообменнике подвергается окислению в специальных аппаратах, после чего поступает в абсорбционную колонну для переработки в азотную кислоту.

Аналогично ранее рассмотренной схеме, отходящий из абсорбционной колонны нитрозный газ после регенеративного подогрева в теплообменниках под избыточным давлением поступает в расширительную турбину, используемую наряду с паровой турбиной для привода воздушного и нитрозного компрессоров.

Благодаря применению различных уровней давления процессов конверсии и абсорбции оказывается возможным снизить расход платинового катализатора в конверторе (из-за сравнительно малого давления $\sim 0,25$ МПа) при обеспечении в то же время достаточно высокой производительности (приблизительно в 2,5 раза выше, чем при атмосферном давлении). Рост уровня давления процесса абсорбции (до 0,55—0,60 МПа) увеличивает степень переработки нитрозных газов в азотную кислоту при одновременном повышении ее концентрации. Расход генерируемого в схеме пара на приводную паровую турбину составляет $\sim 30\%$ от суммарного расхода, а оставшаяся часть может быть передана внешним потребителям [10].

Реализация изложенных выше соображений приводит к существенному улучшению технико-экономических показателей технологии производства слабой азотной кислоты и является важным этапом для перехода к замкнутым безотходным технологическим схемам, которые следует рассматривать как наиболее оптимальное решение проблемы.

В отечественной практике технологические процессы производства слабой азотной кислоты при различных давлениях конверсии и абсорбции нашли свое конкретное воплощение в технологической схеме АК-72 (для комплекса с годовой производительностью азотной кислоты 400 тыс т).

Принципиальная схема технологического комплекса АК-72 с двухвальной газотурбинной установкой типа ГТТ-12 НЗЛ приведена на рис. VI.5. Основными ее отличительными особенностями от ранее рассмотренной схемы ГТТ-3 НЗЛ (см. рис. VI.1) яв-

ляются: различным уровнем давлений процессов на стадиях конверсии ($\sim 0,42$ МПа) и абсорбции ($\sim 0,95$ МПа), сжатие в I ступени осевого турбокомпрессора, приводимого во вращение самостоятельной газовой турбиной (низкого давления ГТТ-12), сжатия охлажденного нитрозного газа во II ступени — центробежным компрессором с приводом от газовой турбины высокого давления ГТТ-12 [70].

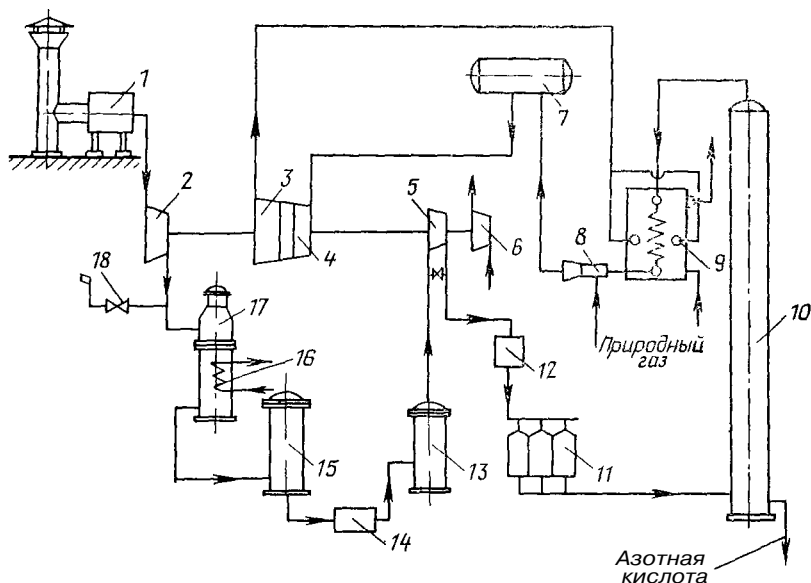


Рис. VI.5. Принципиальная схема комплекса производства разбавленной азотной кислоты АК-72:

1 — аппарат очистки воздуха; 2 — осевой компрессор; 3 — турбина низкого давления; 4 — турбина высокого давления; 5 — нитрозный нагнетатель; 6 — пусковая паровая турбина; 7 — реактор каталитической очистки; 8 — газовый смеситель; 9 — подогреватель выхлопных газов; 10 — абсорбционная колонна; 11 — аппарат воздушного охлаждения; 12 — холодильник нитрозного газа; 13 — газовый промыватель; 14 — водяной холодильник; 15 — водяной экономайзер; 16 — котел-утилизатор; 17 — контактный аппарат; 18 — регулирующий клапан

Таким образом, в отличие от схемы с ГТТ-3 технологическая аппаратура в схеме с ГТТ-12 включена в участки тракта как между воздушным компрессором низкого давления и газовой турбиной низкого давления, так и между нагнетателем и газовой турбиной высокого давления.

Аналогично тому, как это имеет место в схеме с ГТТ-3, избыточная теплота, выделяемая при химических реакциях технологического процесса, используется лишь частично для подогрева отходящих от абсорбционной колонны нитрозных (хвостовых) газов в реакторе каталитической очистки перед их подачей в газовую турбину агрегата ГТТ-12 (от ~ 753 до ~ 1023 К). Нагрев же этих газов от температуры 323 до 693—753 К осуществляется

за счет сжигания природного газа, подаваемого извне в топку (смеситель) реактора каталитической очистки (рис. VI.5).

Теплота, выделяемая при реакции конверсии аммиака, частично используется в котле-утилизаторе для генерирования пара, подаваемого в заводскую сеть с начальным давлением 3,9 МПа и температурой 723 К. Часть избыточной теплоты нитрозных газов на выходе из котла-утилизатора используется в регенеративных теплообменниках для подогрева воды, подаваемой в экономайзер котла-утилизатора.

В рассматриваемой схеме на валу высокого давления турбоагрегата ГТТ-12 установлена вспомогательная паровая турбина,

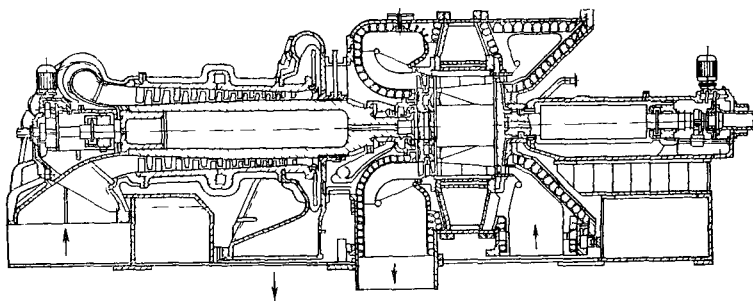


Рис. VI.6. Продольный разрез турбогруппы газотурбинного агрегата ГТТ-12 НЗЛ

используемая при пуске и сведении баланса мощности на турбокомпрессорном валу при переменных режимах технологического агрегата. Пар в турбину поступает из коллектора на выходе из котла-утилизатора.

Газотурбинный агрегат типа ГТТ-12 НЗЛ сконструирован в едином блоке на общей фундаментной раме, который включает в себя воздушный осевой компрессор, турбину низкого давления, нитрозный центробежный нагнетатель, газовую турбину высокого давления и вспомогательную паровую турбину.

Конструкция отдельных элементов ГТТ-12 видна из продольного разреза, схематически представленного на рис. VI.6.

Компрессор для сжатия воздуха с расходом 55,6 м³/с выполнен в отдельном корпусе и имеет десять осевых ступеней. Направляющие лопатки компрессора установлены в профильные кольцевые пазы, выточенные непосредственно в корпусе. Рабочие лопатки закрепляются с помощью зубчатых хвостовиков в кольцевых пазах барабана ротора. Воздух ко входному направляющему аппарату компрессора подается через патрубок и кольцевой конфузор. За двухрядным выходным спрямляющим аппаратом установлен осерадialный диффузор с кольцевой лопаткой на повороте потока. Нижняя половина входного патрубка изготовлена заодно с корпусом переднего опорно-упорного подшипника ротора, к ко-

тому также крепится корпус главного масляного насоса турбоустановки. В средней части имеется кольцевая камера, через которую проходит воздух при режимах со сбросом воздуха через противопожарные клапаны. Выхлопной патрубком компрессора выполнен заодно с задней стенкой радиальной части диффузора.

Корпус компрессора имеет общий горизонтальный разъем с фланцевым соединением. Фиксация корпуса компрессора на фундаментной раме осуществляется с помощью четырех выступов (лап) на нижней половине горизонтального фланца и двух вертикальных шпоночных соединений, оборудованных на фланцах входного и выходного патрубков. В расточки корпуса компрессора устанавливаются концевые лабиринтные уплотнения.

Газовая турбина низкого давления (ТНД), служащая приводом воздушного компрессора, выполнена двухступенчатой с консольно расположенным дисковым ротором. Диски с помощью стяжных болтов крепятся к фланцу на концевой части ротора осевого компрессора. Передача крутящего момента от рабочих колес ТНД осуществляется с помощью радиальных штифтов. Корпус заднего опорного подшипника вала воздушный компрессор — ТНД жестко соединен с помощью вертикального фланца с выхлопным патрубком компрессора и корпусом турбины.

Сжатие нитрозного газа до требуемого давления осуществляется 4-ступенчатым центробежным нагнетателем, спроектированным в отдельном корпусе. Приводом для нитрозного нагнетателя служит одноступенчатая газовая турбина высокого давления с консольным расположением диска рабочего колеса на валу.

Обе газовые турбины смонтированы в общем корпусе. Входной и выходной патрубки газотурбинной группы выполнены двухстенными с внутренней обечайкой из тонкого листового жаропрочного материала и внешней частью сварно-штампованной конструкции, между которыми установлена тепловая изоляция. Рабочие лопатки газовых турбин высокого и низкого давлений снабжены елочными хвостовиками с осевой заводкой в профильные пазы дисков. Сопловые лопатки установлены в кольцевых профильных проточках обойм (сегментов): между колесом ТВД и сопловым аппаратом I ступени ТНД установлен кольцевой осевой диффузор. Корпус газовых турбин имеет общий горизонтальный разъем с фланцевым соединением. На нижней половине фланца выполнены четыре выступа (лапы), которыми корпус опирается на вертикальные стойки общей фундаментной рамы, являющейся одновременно масляным баком турбогенератора ГТТ-12.

Для раскрутки вала воздушного осевого компрессора при запуске агрегата кроме основной пусковой паровой турбины предусмотрена высокооборотная паровая турбина, смонтированная на передней нижней части корпуса компрессора и с помощью распечной муфты соединенная с валом осевого компрессора,

Дальнейшее совершенствование технологического процесса получения слабой азотной кислоты путем конверсии метана возможно за счет более эффективного использования теплоты экзотермических химических реакций, протекающих при различных уровнях давлений, а также отказа от высокотемпературной каталитической очистки хвостовых газов, связанной с необходимостью внешнего подвода тепловой энергии. Принципиальное решение этой задачи могло бы быть получено установкой газовой турбины непосредственно за контактном аппаратом.

Анализ рассмотренных выше газотурбинных агрегатов, включаемых в качестве составного элемента в технологические схемы по производству слабой азотной кислоты, позволяет сформулировать основные особенности их работы по сравнению с автономными ГТУ.

1) различие в массовых расходах и физических свойствах рабочего тела, участвующего в процессах сжатия и расширения в компрессорах и турбинах;

2) вся развиваемая внутренняя мощность газовых турбин, за вычетом механических потерь и некоторого ее избытка на валу, затрачивается на привод компрессоров, обеспечивающих технологический процесс производства необходимым расходом сжатого воздуха и нитрозных газов заданных параметров

Для проведения теплового расчета турбоагрегатов подобных энерготехнологических газотурбинных установок исходную схему можно существенно упростить, приблизив к достаточно хорошо разработанным схемам автономных ГТУ открытого цикла [20].

В качестве примера на рис VI 7 приведена упрощенная схема двухвальной ГТУ, используемой в производстве слабой азотной кислоты с различными давлениями процессов конверсии аммиака и абсорбции окислов азота при наличии высокотемпературной каталитической очистки (нейтрализации) выхлопных нитрозных газов

При выборе конструктивной схемы турбогруппы подобной энерготехнологической установки, т.е. взаимного расположения

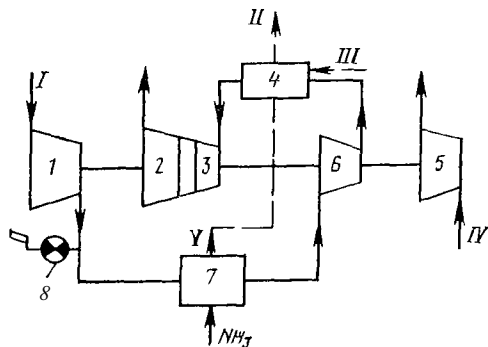


Рис VI 7 Расчетная схема двухвальной ГТУ, работающей в технологическом процессе производства слабой азотной кислоты

I — воздушный компрессор, *2* — газовая турбина низкого давления, *3* — газовая турбина высокого давления, *4* — аппарата производства кислоты и нейтрализации нитрозных газов *5* — вспомогательная (пусковая) паровая турбина; *6* — нитрозный нагнетатель, *7* — аппарата конверсии аммиака и производства азотной кислоты, *8* — сбросной клапан, *I* — воздух, *II* — производственная кислота, *III* — природный газ, *IV* — пар, *V* — слабая кислота

ее основных элементов, числа валов и частоты их вращения, следует руководствоваться соображениями обеспечения высокой эксплуатационной надежности, высокой экономичности и достаточно хорошей маневренности при пусках и переменных режимах всего технологического комплекса. Так, при одновальном выполнении турбогруппы ее пуск может осуществляться одним пусковым двигателем, но его расчетная мощность будет больше таковой для двухвальной ГТУ. Кроме того, для двухвального агрегата можно обеспечить больший по сравнению с одновальным запас устойчивости воздушного осевого компрессора при пусковых режимах.

При двухступенчатом сжатии, в том числе при различном уровне давлений на стадиях конверсии аммиака и абсорбции окислов азота, оптимальная частота вращения воздушного и нитрозного компрессоров на расчетном режиме также будет неодинаковой. При двухвальном исполнении энерготехнологической ГТУ (ЭГТУ) для каждого из компрессоров может быть выбрана близкая к оптимальной частота вращения, что является ее определенным преимуществом.

Более рациональным с точки зрения обеспечения экономичной работы ЭГТУ на переменных режимах является использование прямой конструктивной схемы взаимного расположения компрессоров и турбин высокого и низкого давлений так, как это показано на рис. VI.7, т. е. когда воздушный компрессор низкого давления приводится во вращение газовой турбиной низкого давления, а компрессор высокого давления (воздушный или нитрозный) — турбиной высокого давления.

Для проведения теплового расчета ЭГТУ следует задаться температурой нитрозного газа на входе в нагнетатель, значение которой может быть получено путем регулирования количества теплоты, отводимого при прохождении газа через теплообменник.

Расчетная температура нитрозного газа перед турбиной определяется из уравнения баланса мощности вала низкого давления

$$N_{\text{ТНД}} = N_{\text{к}} + N_{\text{мех ТНД}}$$

При этом должен обеспечиваться заданный технологическим процессом режим каталитической очистки выхлопных (хвостовых) газов в соответствующих аппаратах. Поскольку в ЭГТУ по ходу движения рабочее тело имеет различный химический состав, объемные доли его компонентов должны задаваться на входе в каждый из элементов ЭГТУ.

В практике проектирования лопаточного аппарата осевых компрессоров широко применяется метод моделирования, основанный на использовании универсальных характеристик «прототипов», т. е. хорошо отработанных и проверенных в эксплуатации образцов компрессоров [20].

При тепловых расчетах ЭГТУ может быть использована универсальная характеристика модельного компрессора $\pi_k = f(G_k, n_k, \text{Пк})$ в приведенных параметрах:

$$G_{k, \text{пр}} = U_k \sqrt{T_{1k}/p_{1k}}; n_{k, \text{пр}} = n_k / \sqrt{T_{1k}}.$$

Если в качестве второй ступени сжатия применен центробежный компрессор (например, нитрозный нагнетатель), используются известные газодинамические характеристики «прототипа» — $\epsilon_n(QH)$, $\eta_{k, \text{пол}}(Q_n)$, (QH — объемный расход, подсчитываемый по параметрам газа на входе).

Для теплового расчета схемы необходимо также располагать зависимостями гидравлического сопротивления технологической теплообменной аппаратуры от приведенных оборотов компрессоров или приведенного массового расхода рабочего тела, отбираемого на производство при температуре на входе (выходе) из данного аппарата.

Различие в массовом расходе на отдельных участках тракта технологической схемы может быть с достаточно высокой точностью учтено посредством задания соответствующих коэффициентов:

$$\varphi = G_n / G_{k, \text{пр}} \text{ и } \theta = G_{\text{ТВД}} / G_n,$$

где G_n — массовый расход нитрозных газов через нагнетатель; $G_{k, \text{пр}}$ — приведенный расход воздуха через компрессор; $G_{\text{ТВД}}$ — массовый расход хвостовых газов через ТВД.

Используя коэффициенты φ и θ при известном $G_{k, \text{пр}}$, можно определить, очевидно, расходы G_n и $G_{\text{ТВД}}$ [59].

Как показали многочисленные расчеты, проведенные для схемы с ГТТ-3 и ГТТ-12, расходы аммиака и воздуха на производство единицы конечной продукции практически не зависят от режима работы ЭГТУ. При этом в широком диапазоне изменения технологической нагрузки не происходит сколько-нибудь существенного перераспределения массовых потоков в технологических аппаратах.

В связи с отмеченным обстоятельством при тепловом расчете элементов ЭГТУ можно считать, что химический состав рабочего тела, а также коэффициенты φ и θ на соответствующих участках технологической схемы на переменных режимах работы установки остаются одинаковыми. Расход воздуха, отбираемого на технологический процесс, можно подсчитать по уравнению

$$G_{o, \text{пр}} = G_n (1 - g_{o, \text{хл}}) - G_{\text{сбр}},$$

где $g_{o, \text{хл}}$ — относительный расход циклового воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение газовой турбины, который при расчетах следует принимать по рекомендациям для аналогичных конструкций и параметров ГТУ открытого цикла, $g_{o, \text{хл}} = G_{o, \text{хл}} / G_k$; $G_{\text{сбр}}$ — расход воздуха, сбрасываемого через регулирующий клапан при работе на переменных режимах.

Определив параметры рабочего тела перед каждым элементом ЭГТУ, можно рассчитать основные геометрические (габаритные) размеры компрессоров и турбин и гидравлические потери в них, а затем привести уточненный тепловой расчет схемы с учетом откорректированных зависимостей c_p (Γ), m (T) [59].

Тепловой расчет собственно газовой турбины включает в себя выбор конструктивной схемы проточной части, числа ступеней и распределение располагаемой работы между отдельными ступенями, а также расчет площади проходных сечений отдельных лопаточных венцов и параметров рабочего тела в контрольных сечениях проточной части.

При выборе основных параметров газовых турбин на расчетном режиме необходимо исходить из условий получения заданной мощности при минимальных гидравлических потерях и массогабаритных размерах. Необходимо также провести согласование параметров турбин и компрессоров [20].

Выбор частоты вращения валов турбомашин производится, исходя из условий согласования параметров компрессоров и турбин, расположенных на общем валу, и представляет собой достаточно сложную и ответственную задачу, так как значениями этих параметров определяются массогабаритные и экономические показатели ЭГТУ. Оптимальные значения частоты вращения ТВД и центробежного нитрозного нагнетателя, соответствующие их максимальному к. п. д., могут не совпадать. Поэтому при выборе частоты вращения вала ТВД на расчетном режиме следует учитывать и другие побочные факторы: максимально допустимые размеры лопатки турбины, обеспечивающие приемлемые значения ее к. п. д.; результаты расчета на прочность рабочих лопаток как последней, так и первой ступеней ТВД или ТНД, работающих при максимальной температуре газа.

Что касается переменных режимов работы установки, которые имеют место в условиях эксплуатации как из-за колебания параметров атмосферного воздуха, так и по причине изменения той доли расхода воздуха, которая поступает в аппаратуру технологической схемы, то для одновальной ГТУ диапазон изменения частоты вращения является весьма узким, а регулирование расхода воздуха, подаваемого на технологический процесс, может осуществляться за счет изменения частоты вращения вала турбогруппы или перепуском части воздуха через обводную магистраль с дополнительной камерой сгорания (см. рис. VI.1).

Для двухвальной ЭГТУ, как уже отмечалось ранее, с учетом работы на переменных режимах целесообразно применить прямую конструктивную схему взаимного расположения компрессоров и турбин высокого и низкого давлений. При этом воздушный компрессор низкого давления (КНД) приводится во вращение турбиной низкого давления (ТНД), а компрессор высокого давления (КВД) — турбиной высокого давления (ТВД).

Исходя из обеспечения требований надежности и экономичности основного технологического процесса, частота вращения КВД (нитрозного нагнетателя) на режимах частичных нагрузок остается практически постоянной. В противоположность этому частота вращения КНД изменяется с изменением нагрузки и технологической линии. Однако, поскольку в рассматриваемом случае уменьшение частоты вращения КНД сопровождается одновременным уменьшением расхода и давления воздуха, подаваемого в контактный аппарат конверсии аммиака, приведенный расход нитрозного нагнетателя меняется сравнительно мало,

Это обстоятельство в свою очередь обуславливает возможность совместной устойчивой работы КНД и КВД в широком диапазоне изменения частоты вращения КНД, что является несомненным преимуществом рассматриваемой конструктивной схемы по сравнению с другими схемами двухвальных ЭГТУ, например перекрестной схемы взаимного расположения компрессоров и турбин.

Экономичность рассмотренной прямой схемы двухвального ГТУ на частичных нагрузках также будет более высокой по сравнению с другими двухвальными схемами, так как способ регулирования мощности установки будет приближаться к количественному способу, для которого характерным является наименее интенсивное изменение начальной температуры газа перед ТВД при режимах частичной нагрузки по сравнению с расчетным ее значением [20].

Для балансирования мощности на валу ТВД — КВД при режимах частичных нагрузок следует предусмотреть подвод дополнительной мощности от какого-либо внешнего источника, например вспомогательной паровой турбины. Регулирование нагрузки по расходу воздуха, отбираемого в технологический процесс, может производиться также за счет частичного сброса его через специальный клапан в атмосферу (см. рис VI 7) [10]. При подобном способе регулирования производительности технологического процесса рабочее давление в схеме будет более высоким по сравнению со способом регулирования начальной температуры газа перед ТВД, а следовательно, и более высокой будет экономичность ЭГТУ.

Как следует из вышеизложенного, полезная работа развиваемая ЭГТУ в подобных схемах, выступает в виде потенциальной энергии сжатого рабочего тела (воздуха или нитрозного газа), используемого в основном технологическом процессе — получении слабой азотной кислоты, т. е. в конечном счете в виде работы, затрачиваемой на привод компрессоров (с учетом потерь на трение в подшипниках, на протечки, отвод теплоты во внешнюю среду и т. д.).

Для поддержания постоянной частоты вращения в КВД в требующихся условиях переменных режимов может быть предусмотрена установка вспомогательной (пусковой) паровой турбины, соединенной с валом ТВД.

Поэтому в качестве критерия количественной оценки эффективности применения ГТУ в подобной технологической схеме может быть использовано отношение

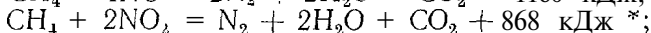
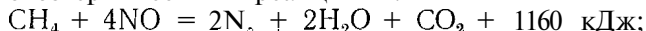
$$\eta = \frac{\sum H_{к-зл} \Delta h_{пот}}{(\sum H_{к. ад} / \eta_{к. ад}) - \sum \Delta h_{пот}}$$

где $\sum H_{к}$ — суммарная работа, затрачиваемая на сжатие рабочего тела (воздуха или нитрозного газа) в идеальных компрессорах; $\eta_{к. ад}$ — адиабатический к. п. д. компрессоров; $\sum \Delta h_{пот}$ — суммарные затраты подведенной к валам компрессоров работы: на трение в подшипниках, привод вспомогательных механизмов, внешние протечки рабочего тела и т. п.; $\sum q_i$ — суммарное количество удельной теплоты, подведенной от внешнего источника к приводным турбинам.

Величина $\sum q_i$ складывается из:

а) теплоты окисления природного газа (метана), подводимого к реактору каталитической очистки выхлопных нитрозных газов (см. рис. VI.5) или в дополнительную камеру сгорания в схеме с примерно одинаковым уровнем давлений на стадиях конверсии и абсорбции с одновальной ГТУ (см. рис. VI.1);

б) теплоты, выделяемой в процессе высокотемпературной каталитической очистки (разложения) окислов азота в выхлопных нитрозных газах путем соединения с природным газом, в соответствии с экзотермическими реакциями:



в) теплоты, выделяемой при химической реакции конверсии аммиака в контактном аппарате (подробнее см. выше на стр. 180) и наличии низкотемпературной очистки выхлопных газов (см. схему на рис. VI.4).

Более универсальным критерием эффективности применения ГТУ в рассмотренных технологических схемах может служить снижение удельных годовых расчетных затрат на производство единицы конечного продукта (в данном случае слабой азотной кислоты).

VI.2. УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ СИНТЕЗА АММИАКА

Производство синтетического аммиака на основе фиксации азота атмосферного воздуха и его соединения с водородом, получаемым конверсией природных (углеводородных) газов, является одним из ведущих технологических процессов химической промышленности как в СССР, так и за рубежом

Себестоимость аммиака в значительной степени зависит от метода получения водорода. В настоящее время повсеместно

* В присутствии палладиево-никелевого катализатора с предварительным подогревом выхлопных нитрозных газов до 673—723 К.

используется метод конверсии природного газа водяным паром при давлении 3—4 МПа.

Теплота, выделяющаяся в процессе каталитической конверсии, используется для генерирования пара (начальные параметры: давление до 9—11 МПа, температура 813 К), поступающего в конденсационную ПТУ с отбором необходимого расхода на технологические нужды.

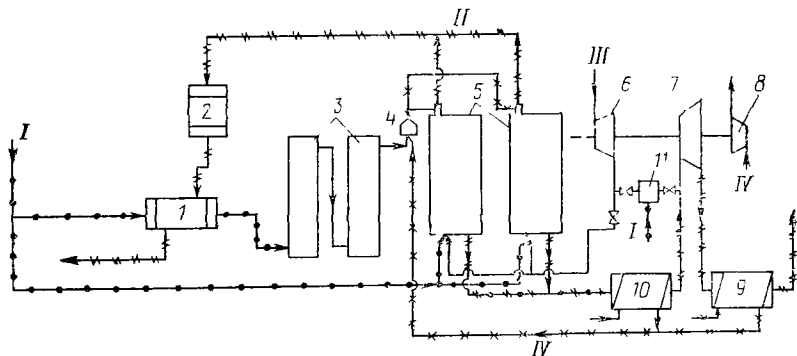


Рис VI.8 Принципиальная технологическая схема конверсии природного газа для синтеза аммиака под давлением с использованием ГТУ

I — природный газ, *II* — парогазовая смесь, *III* — воздух, *IV* — пар

Полезная мощность используется для привода технологического компрессора синтез-газа. Привод других технологических компрессоров, в том числе воздушного и питательного насоса парогенератора, осуществляется с помощью конденсационных ПТУ, работающих на паре, отбираемом из основной магистрали технологического пара.

Несмотря на достигнутые высокие технико-экономические показатели, описанный технологический процесс связан со значительными расходами химически очищенной и оборотной воды и не в полной мере удовлетворяет требованиям охраны окружающей среды как в части утилизации минерализованной воды после ее подготовки, так и очистки сбросных газов от соединений серы, окиси углерода и других соединений [65].

Улучшению указанных показателей могло бы способствовать включение в технологическую схему производства аммиака ГТУ, что позволило бы проводить процесс конверсии природного газа при повышенных давлениях (до 1,0—1,2 МПа) в огневой части реактора с использованием избыточной тепловой энергии отходящих дымовых газов для генерирования технологического пара в котлах-утилизаторах и питания газовой турбины, используемой для привода воздушного компрессора

В качестве примера возможной реализации этого способа на рис. VI.8 приведена принципиальная технологическая схема процесса каталитической конверсии природного газа под повы-

шенным давлением ($\sim 1,2$ МПа) для синтеза аммиака. Как следует из рис. VI 8, конвертируемый природный газ после предварительного подогрева в регенеративном теплообменнике 1 за счет теплоты, выделяющейся при химической реакции конверсии, подвергается сероочистке в башнях 3 и поступает в смеситель 4. ГДР смешивается в нужном соотношении с подаваемым в него водяным паром. Парогазовая смесь после прохождения через конверсионную печь (каталитический реактор) 5, а затем через шахтный конвертор второй ступени конверсии 2 выдается в виде промежуточного продукта в технологический процесс.

Обогрев реакторных груб в конверсионных печах осуществляется сжиганием природного газа в воздухе, сжатом до высокого давления в компрессоре 6, приводимом во вращение газовой турбиной 7. Питание газовой турбины осуществляется дымовыми газами, вышедшими из огневой части реактора, после их прохождения через отходы утилизаторы 9, 10, предназначенные для выработки технологического пара, используемого как для конверсии, так и для питания приводных турбин различных технологических компрессоров. На выхлопе из газовой турбины может предусматриваться установка подогревателя воды или котла-утилизатора.

Для обеспечения баланса мощности воздушного компрессора и приводкой газовой турбины на режимах частичных нагрузок, а так же при пуске технологической схемы следует предусматривать установку вспомогательной паровой турбины 8 (конденсационной или с противодавлением) на общий турбокомпрессорный вал, а также включение дополнительной камеры сгорания 11. Питание паром этой турбины может осуществляться из котла-утилизатора.

Таким образом, применение ГТУ в технологическом процессе синтеза аммиака из природного газа и азота атмосферного воздуха позволяет снизить энергозатраты не только за счет интенсификации процесса конверсии, но и уменьшения расхода природного газа для генерирования технологического пара.

VI 3 УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ В КОКСОХИМИЧЕСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Переход на повышенные давления рабочего процесса открывает широкие перспективы улучшения технико-экономических показателей коксохимического производства. Так, при сжатии больших объемных расходов коксового газа, характерных для современных коксохимических комбинатов (до $150 \cdot 10^6$ м³/ч), до давлений 1,8—2,0 МПа оказывается возможным объединить в общую технологическую линию очистку коксового газа с улавливанием химических продуктов и получением в качестве товар-

ной продукции водорода, этилена, аммиака и других соединений, удовлетворяющих высоким техническим требованиям [62].

Использование в качестве привода компрессоров коксового газа паротурбинных установок является малоперспективным, так как расходы оборотной воды и необходимая мощность значительны. Кроме того, существенно усложняется вспомогательное оборудование. В противоположность этому применение газотурбинного привода компрессорной группы для сжатия коксового газа позволяет избежать многих трудностей, возникающих на пути рационального улучшения технологического процесса комплексной его переработки.

Одна из возможных схем использования ГТУ в коксохимическом производстве для указанных выше целей показана на рис. VI 9 [62]. Как следует из этого рисунка, коксовый газ / после его охлаждения в первичном холодильнике подвергается сжатию в двух компрессорах 1 и 6 с промежуточным охлаждением 7 до конечного давления 1,8—2,0 МПа с последующим его охлаждением 5 до $T = 273 \text{ K}$ и подается в блок очистки и улавливания (разделения) химических продуктов IV (аммиака, углекислоты, бензольных углеводородов и т. д.). Очищенный газ

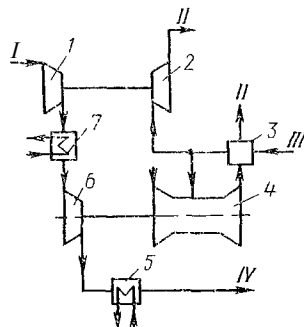


Рис VI 9 Схема использования установки с газовой турбиной для коксового газа в коксохимическом производстве

/// поступает в блок фракционирования с глубоким охлаждением, с получением в качестве выходной химической продукции водорода, этилена и других соединений.

Привод компрессора высокого давления коксового газа осуществляется газотурбинной установкой 4, состоящей из воздушного (циклового) компрессора, газовой турбины и камеры сгорания, работающей на очищенном коксовом газе, с выхлопом продуктов сгорания в заводскую магистраль III.

Требуемый для подачи в КС ГТУ расход очищенного газа относительно невелик (1,5—3,0 % от общего его расхода). Поскольку очищенный газ, выходящий из блока улавливания и очистки, имеет низкую температуру 288 К, но обладает значительным избыточным давлением (1,7—1,8 МПа), для частичного его использования в схеме предусматривается установка расширительной газовой турбины (детандера) 2 с выхлопом газа в заводскую магистраль //, развиваемая мощность которой идет на привод компрессора низкого давления коксового газа I.

При этом доля от суммарной мощности газотурбинного привода, приходящаяся на турбодетандер, может составлять 25—30 %. Если предусмотреть использование части избыточной теплоты уходящих газов из газовой турбины продуктов сгорания

для подогрева очищенного газа перед входом в турбодетандер 3 до 523—573 К, доля мощности, развиваемой турбодетандером 2, может быть увеличена до 60—65 % от суммарной полезной мощности газотурбинного привода.

VI.4. УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ ПРОИЗВОДСТВА СЕРНОЙ КИСЛОТЫ

Производство серной кислоты по своему значению занимает ведущее место в химической промышленности как в СССР, так и за рубежом. Технический прогресс в указанной области достигается путем усовершенствования основных технологических узлов и аппаратов, интенсификации рабочих процессов, снижения потерь всех видов, что находит свое конечное выражение в существенном уменьшении себестоимости выпускаемой продукции и снижении отрицательного воздействия на окружающую среду.

Одним из основных узлов технологической схемы производства серной кислоты является узел сжигания серосодержащего сырья при получении очищенного сернистого ангидрида. В состав указанного узла в качестве главного элемента входит печь для сжигания серосодержащего сырья (обычно серного колчедана), работающая по принципу псевдооживленного слоя. В процессе сжигания серного колчедана выделяется значительное количество теплоты, которое отводится в действующих технологических схемах циркулирующей в системе охлаждения печи пароводяной эмульсией.

Образующийся при этом водяной пар подается в конденсационную ПТУ, вырабатываемая полезная мощность которой используется для привода насосных и компрессорных установок технологического процесса, а также для выработки электроэнергии. Вследствие сравнительно низких параметров пара, наличия конденсатора, сложной системы водоподготовки и больших расходов оборотной воды, использование паротурбинного оборудования для утилизации теплоты, выделяющейся при сжигании серосодержащего сырья, не может считаться оптимальным техническим решением.

Одним из возможных путей совершенствования рассматриваемого узла является включение в технологическую схему газотурбинной установки, рабочим телом для которой служит атмосферный воздух, используемый в качестве хладагента, печи со сжиганием в псевдосжиженном слое [54].

В соответствии с принципиальной схемой, изображенной на рис. VI.10, атмосферный воздух *V* после его предварительной очистки в воздухоочистительном устройстве *9* сжимается в компрессоре *10* и подается в корпус печи *2* со сжиганием серного колчедана / в псевдосжиженном слое для ее охлаждения путем пропускания через трубные элементы *1*. Нагретый воздух поступает в газовую (воздушную) турбину (ВТ) *8*, вырабатываемая мощность

которой используется для привода воздушного компрессора и электрогенератора 6. Продукты сгорания серного колчедана (объемная доля SO_2 составляет 9—10 %) проходят сначала грубую очистку в циклоне возврата уноса 3, затем поступают в запечный теплообменник 4, в котором они охлаждаются с подогревом топочного газа, подаваемого в печь, и, наконец, проходят через электрофильтр 5, где осуществляется или тонкая очистка перед подачей в виде производственных газов // в узел контактирования. На выхлопе из воздушной турбины IV может включаться водоподогреватель 7.

Для запуска ВТУ и работы на переменных режимах, в том числе при возможных колебаниях температуры наружного воздуха в широком диапазоне ее значений ($T = 223 \div 303 \text{ K}$), в схеме предусматривается камера сгорания II, устанавливаемая на обводной (байпасной) линии с подачей на указанных режимах соответствующего расхода топливного газа ///, сжигаемого в воздухе, поступающем из компрессора 10. Раскрутка ротора турбокомпрессорной группы в начале пуска может осуществляться с помощью турбодетандера 12, работающего за счет срабатывания избыточного давления топливного газа, подаваемого из общей магистрали.

Как следует из анализа этой схемы, несмотря на некоторые очевидные ее преимущества по сравнению с применяемыми оборудованными ПТУ в части большей простоты, меньшей металлоемкости вспомогательного оборудования и энергозатрат, ее реализация связана с решением ряда сложных технических задач. Одна из главных — тяжелые температурные условия работы теплообменной поверхности печи, использующей в качестве хладагента воздух, а не воду (водяной пар).

Вследствие существенно меньших коэффициентов теплопередачи от греющего агента к воздуху по сравнению с водой и необходимостью подогрева воздуха на выходе из теплообменных трубных элементов до высоких температур (873—923 K), площадь поверхности теплообмена и размеры трубных пучков увеличиваются. Повышенные температуры стенки трубок теплообменника печи в свою очередь обуславливают необходимость применения для их изготовления высоколегированных жаропрочных сталей.

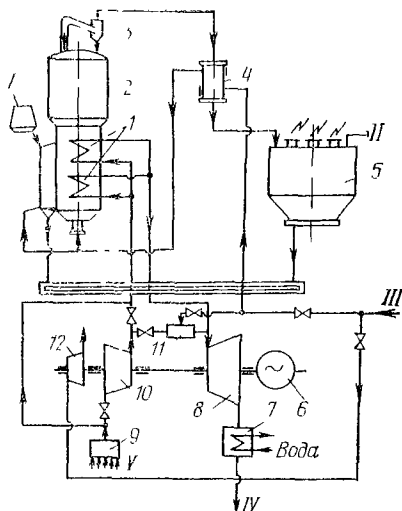


Рис VI 10 Схема узла сжигания серного колчедана с технологическим процессом производства серной кислоты с использованием газотурбинного агрегата

Как показали расчеты и эксперименты, проведенные МВТУ и НИИУиФ [54], преодоление перечисленных трудностей может быть достигнуто за счет применения многократно секционированных трубных элементов. Подобное решение позволяет обеспечить достаточно высокие коэффициенты теплопередачи от кипящего слоя к охлаждающему воздуху при относительно небольшом гидравлическом сопротивлении трубных пучков.

Проектные проработки оборудования ВТУ, входящего в состав рассматриваемой схемы, подтвердили возможность получения при утилизации теплоты двух печей, производительностью 450 т/сут каждая, избыточной мощности 10—12 тыс. кВт на валу воздушной турбины с эффективным к. п. д. вырабатываемой энергии не ниже 25 % при существенно более низких капитальных вложениях и эксплуатационных расходах по сравнению с паротурбинным вариантом. Утилизация теплоты печей должна привести к заметному снижению себестоимости производства конечного продукта — серной кислоты [54].

VI.5. УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ В ДОМЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Для всех рассмотренных выше (как возможных, так и реализованных) примеров эффективного применения ГТУ в составе технологических схем производства основных химических продуктов характерная их принципиальная особенность заключается в том, что рабочим телом, проходящим через проточную часть компрессоров и турбины ГТУ, является газ или воздух с весьма низкой степенью запыленности.

В отличие от рассмотренных случаев, образующийся в процессе выплавки чугуна доменный газ, даже после его сухой очистки, имеет значительную запыленность (до 5 г/м³ и выше), что делает невозможным его непосредственное использование в качестве рабочего тела в ГТУ.

Тонкая очистка доменного газа, отдаваемого потребителям, осуществляется «мокрым» электростатическим способом, в результате которого пылесодержание существенно уменьшается при одновременном снижении температуры приблизительно до 308 К. Указанное обстоятельство явилось одной из основных причин слабого внедрения ГТУ в доменный процесс, хотя неуклонное повышение рабочего давления доменного дутья, равно как и увеличение производительности печей, создавало видимые предпосылки для их эффективного использования.

Выполненные многочисленные расчеты и проектные проработки показывают, что при замене паротурбинного привода доменных воздуходувок на газотурбинный как капитальные вложения в воздуходувную станцию, так и текущие эксплуатационные расходы могли бы быть существенно снижены [51], особенно в случае применения осевых воздуходувок (компрессоров).

Подобные предложения были реализованы в ряде опытно-промышленных ГТУ, например в турбоустановке, изготовленной фирмой «Зульцер» и предназначенной для привода осевой доменной воздуходувки ГТУ выполнена в виде одновального агрегата. Часть избыточной мощности, развиваемой газовой турбиной, через редукторы передается на привод осевой доменной воздуходувки, а часть — на привод электрогенератора. Камера сгорания работает на доменном газе (после тонкой «мокрой» очистки) с предварительным сжатием его в двухкорпусном компрессоре с промежуточным охлаждением. Передача мощности от газовой турбины к газовому компрессору осуществляется через редуктор. В схеме ГТУ предусмотрен регенератор, что позволило получить в парадных условиях при относительно низкой начальной температуре перед газовой турбиной 953 К достаточно высокий к. п. д. (приблизительно 0,24)

Опыт эксплуатации указанной установки, однако, показал, что при работе на доменном газе из-за высокой его запыленности выходные параметры ГТУ с течением времени быстро ухудшаются, и поэтому требуется более тщательная очистка газа, что, естественно, вызывает значительные дополнительные трудности в снижении надежности работы установки и удорожании ее эксплуатации.

В отличие от рассмотренного выше примера, применение достаточно больших и к тому же постоянно увеличивающихся рабочих давлений воздуха, подаваемого в доменную печь, открывает реальную перспективу использования избыточного давления доменных газов для выработки дополнительной мощности в так называемых утилизационных бескомпрессорных турбинах (ГУБТ), устанавливаемых на выходе из печи после тонкой очистки доменного газа.

Первая отечественная утилизационная турбина подобного типа ГУБТ-6 была изготовлена на Невском заводе им. В. И. Ленина и установлена на одной из доменных печей Магнитогорского металлургического комбината. Принципиальная тепловая схема ГУБТ-6 представлена на рис. VI.11 [51].

Как следует из рисунка, перед поступлением в турбину доменный газ подогревается сначала за счет использования избыточной теплоты выхлопа в регенеративном теплообменнике (до 543—568 К), а затем в смешивающем подогревателе (до 723 К) за счет

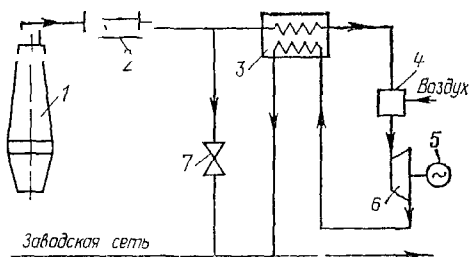


Рис VI 11 Тепловая схема ГУБТ-6 НЗЛ с подогревом доменного газа и регенерацией теплоты уходящих из турбины газов
 1 — доменная печь; ? — мокрая газоочистка, 3 — регенеративный теплообменник, 4 — смешивающий подогреватель, 5 — электрогенератор, 6 — газовая турбина, 7 — дроссельное устройство

сгорания топлива в сжатом воздухе, отбираемом из доменной воздухоудувки. На выходе из регенеративного теплообменника доменный газ имеет сравнительно низкую температуру (около 373 К), что позволяет подавать его в общезаводскую магистраль без дополнительного охлаждения.

При расчетных давлениях газа перед турбиной 0,24 МПа и объемном расходе $150 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ полезная мощность ГУБТ составляет около 6 МВт. Однако использование подобной схемы ГУБТ при сравнительно малом перепаде теплоты, сбрасываемом в турбине, привело к весьма большой площади поверхности регенеративного теплообменника и соответственно к значительным гидравлическим потерям в печи.

Опыт эксплуатации ГУБТ-6 НЗЛ оказался, в общем, положительным, подтвердив перспективность применения и дальнейшего развития установок подобного назначения. При этом, однако, было сочтено целесообразным существенно снизить температуру предварительного подогрева доменного газа, подаваемого в турбину (до 393 К), отказавшись одновременно от применения регенеративного подогревателя отходящими из турбины газами.

С учетом указанных изменений УТМЗ была спроектирована и изготовлена утилизационная турбинная установка типа ГУБТ-6, в настоящее время серийно выпускаемая заводом в нескольких типоразмерах в соответствии с параметрами вновь вводимых доменных печей.

В зависимости от избыточного давления доменного газа (в диапазоне 0,16—0,25 МПа) на выходе из печи и ее полезного объема расчетная полезная мощность, развиваемая ГУБТ, составляет от 6 до 12 МВт.

На рис. VI 12 схематически представлен продольный разрез утилизационной турбины ГУБТ УТМЗ. Она выполнена двухступенчатой с двумя насадными дисками. Сопловой аппарат I ступени турбины снабжен устройством для изменения угла установки лопаток, что дает возможность регулировать массовый расход доменного газа через проточную часть при изменении параметров на выходе из печи в процессе эксплуатации турбоагрегата. На входе в сопловой аппарат I ступени установлен копфузор, а на выходе из турбины — развитый осерадиальный диффузор с выходом газа в выхлопной патрубок, а затем в дымовую трубу. Для перевода турбины на режим холостого хода при внезапных сбросах внешней нагрузки, на входе в турбину устанавливается дроссельное устройство, выполненное в виде двухрядной кольцевой поворотной диафрагмы оригинальной конструкции.

Внешний (силовой) корпус турбины имеет цилиндрическую форму с фланцевым соединением по горизонтальному разряду. Передача мощности от вала турбины к валу электрогенератора осуществляется через тонкостенный промежуточный вал.

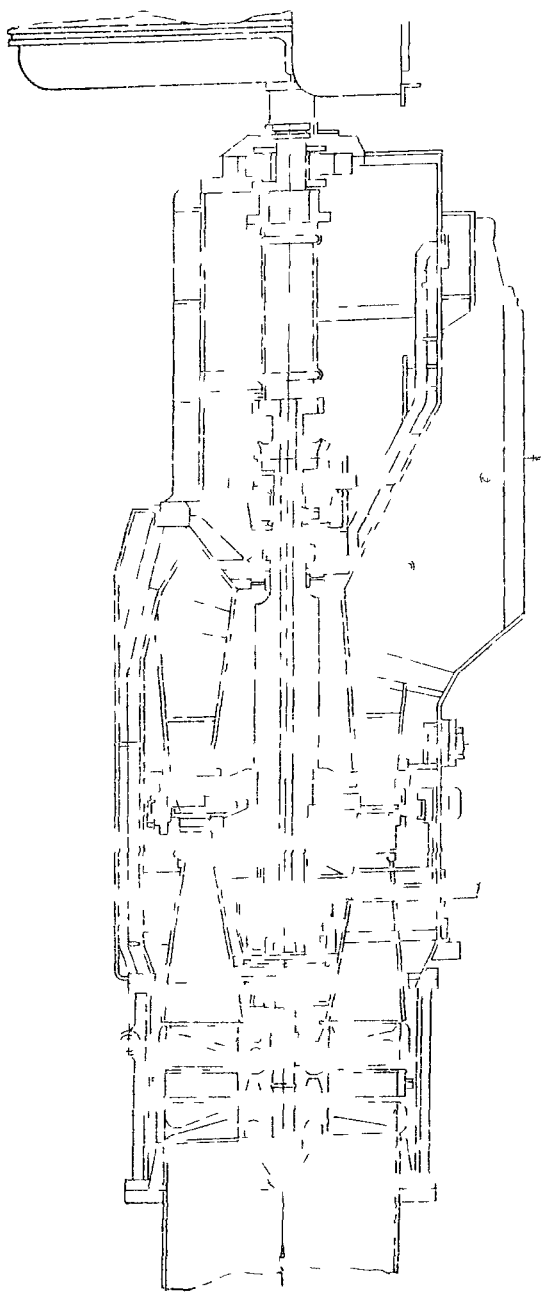


Рис. 1.12 Продольный разрез Г\БТ в ТМЗ

VI.6. УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Нефтеперерабатывающая и газовая (газоперерабатывающая) отрасли промышленности являются одними из наиболее энергоемких отраслей народного хозяйства и характеризуются значительным расходом углеводородного сырья (нефти, нефтепродуктов, природного и попутного газа) на производство товарной продукции.

Для предприятий по переработке нефти и газа [55] характерна широкая номенклатура потребляемой тепловой энергии водяного пара и продуктов сгорания органического топлива, электрической энергии для привода турбонасосов и компрессоров, потенциальной энергии сжатого воздуха и т. д.

Частично потребность в различных видах энергии покрывается на указанных предприятиях за счет внутренних источников теплоты, выделяющейся в химических реакциях, которые сопутствуют основному технологическому процессу. Однако значительная доля потребляемой ими энергии поступает от внешних источников, которыми в большинстве случаев являются промышленные или районные ТЭЦ (ГРЭС), использующие в качестве основного топлива мазут или газ, поступающий с нефтеперерабатывающего или газоперерабатывающего предприятия (комбината).

Подобная система неизбежно связана со значительными потерями энергии и ощутимым отрицательным воздействием на окружающую среду. Она также требует больших расходов оборотной воды на охлаждение. Поэтому весьма актуальной является разработка и внедрение таких технических решений, которые обеспечивали бы возможность перевода нефтеперерабатывающих и газоперерабатывающих предприятий полностью на автономное снабжение всеми необходимыми видами энергии.

Одним из таких решений могло бы стать широкое внедрение комбинированных энерготехнологических установок с газовыми турбинами. При этом сами газотурбинные агрегаты служили бы в качестве привода технологических компрессоров, обеспечивая необходимый расход и давление рабочего тела, а также для привода электрического генератора, вырабатывающего наряду с противодавленческими паровыми турбинами количество электроэнергии, необходимое для покрытия собственных нужд предприятия.

Выхлоп газовых турбин, как обладающий высоким запасом избыточной тепловой энергии, мог бы быть использован для генерирования технологического пара требуемых параметров в котлах-утилизаторах как без подогрева, так и с дополнительным подогревом за счет сжигания подаваемого в них топлива.

При подобной схеме энергоснабжения открывается реальная возможность существенного уменьшения доли энергии, выраба-

тываемой конденсационными паровыми турбинами с отборами пара, устанавливаемыми на самом нефтеперерабатывающем или газоперерабатывающем предприятии и характеризующимися относительно низким к. п. д. и большими расходами охлаждающей воды. Отмеченное обстоятельство приобретает особое значение для безводных районов или районов с холодным климатом.

До настоящего времени, однако, применение газотурбинных установок на отечественных предприятиях по переработке нефти и газа ограничивалось отдельными случаями использования газовых турбин в качестве привода воздуходувок или газовых компрессоров.

В то же время в ряде развитых капиталистических стран (в особенности США) ГТУ, в том числе в составе комбинированных энергоустановок, получили широкое развитие*.

В качестве примера можно привести установки каталитического крекинга в псевдосжиженном слое циркулирующего микросферического катализатора, где газовые турбины применены: а) для привода компрессора, подающего сжатый воздух в регенератор, в котором выжигается кокс с поверхности катализатора; б) для привода компрессора, который сжимает жирный газ, поступающий из ректификационной колонны, и подает его в газовый блок установки, состоящий из секций сероочистки и компремирования газа, абсорбции и стабилизации бензина.

Выхлопные газы из обеих ГТУ подаются в котел-утилизатор, предназначенный для генерирования технологического пара, подаваемого соответственно в реактор и отпарную колонну.

Другим примером комбинированной выработки тепловой и механической энергии с использованием ГТУ могут служить технологические установки по производству этилена. В отличие от типовой схемы энергоснабжения, когда в качестве привода компрессоров для сжатия топливного газа, пропилена и этилена используются конденсационные паровые турбины с отборами или противодавленческие турбины с генерированием части требуемого расхода пара в энергетических парогенераторах, фирма «Дау Кэмикл» (США) применила на некоторых современных заводах в качестве привода компрессоров пропилена типовые двухвальные газотурбинные агрегаты фирмы «Дженерал электрик» мощностью 25 МВт [20]. Выхлоп от газовой турбины используется в этой схеме энергоснабжения для генерирования технологического пара с давлением 0,4 МПа в котле-утилизаторе с дополнительным сжиганием топлива в его топке.

В качестве одного из перспективных технических решений, направленных на более эффективное использование вторичных энергоресурсов, на предприятиях нефтеперерабатывающей про-

* Достаточно указать, что только фирмой «Дженерал электрик» к началу 1980 г. было изготовлено и пущено в эксплуатацию свыше 500 подобных ГТУ единичной мощностью до 30—35 МВт.

мышленности может рассматриваться возможность использования ГТУ в составе технологической установки для комплексной переработки нефти с суммарной годовой производительностью 6—9 млн т, принципиальная схема которой показана на рис VI 13 *

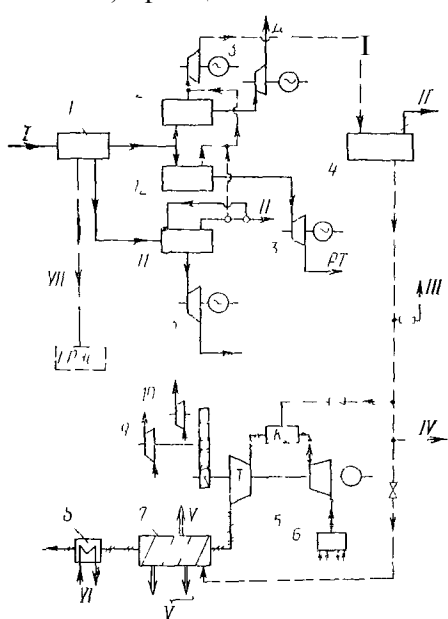


Рис VI 13 Принципиальная схема комбинированной технологической системы для комплексной глубокой переработки нефти с использованием ГТУ

1 — блок первичной перегонки нефти 2 — блок гидроочистки 3 — расширительная ТУР блок (детандер) 4 — газофракционирующая установка 5 — газотурбинная установка 6 — воздушный фильтр 7 — котел утилизатор 8 — водоподогреватель 9 10 — технологические компрессорные установки 11 — блок гидроочистки с получением дизельного топлива 12 — блок каталитического риформинга / — нефть // — газ I/ — факел II — городская газовая сеть V — пар VI — вода I// — мазут

Как следует из этого рисунка, ГТУ служит для привода компрессоров и подачи сжатого воздуха и азота в технологическую линию С целью обеспечения оптимальных условий работы указанных компрессоров по частоте вращения передача потребной мощности от вала газовой турбины может осуществляться через редукторы.

В качестве топлива для камеры сгорания ГТУ используется газ, поступающий из заводской магистрали и представляющий собой смесь водорода, метана, этана и пропана

Высокотемпературные выхлопные газы из турбины подаются в котел-утилизатор 7, в котором генерируется технологический пар следующих сочетаний требуемых начальных параметров 4,0 МПа, 673 К, 1,6 МПа, 573 К и 1,0 МПа, 523 К

В случае необходимости для обеспечения требуемой паропроизводительности котла-утилизатора предусматривается подача и сжигание топлива в его топке. За котлом-утилизатором по ходу

выхлопных газов может устанавливаться подогреватель сетевой воды для нужд предприятия Для эффективного использования больших избыточных давлений газов и парогазовой смеси продуктов нефтепереработки, образующихся в блоках гидроочистки 2, 11 и каталитического риформинга 12, в качестве сепараторов могут устанавливаться расширительные газовые турбины 3 для

* Клименко В Л., Садчиков И А. Экономические проблемы научно-технического прогресса в нефтехимической промышленности Л. Химия, 1976 175 с

привода электрогенераторов собственных нужд или насосно-компрессорных установок, входящих в технологическую линию.

В будущем вместо подачи мазута на ГРЭС, обеспечивающей поступление необходимого количества тепловой и электрической энергии на теплоперерабатывающий комплекс, может быть предусмотрена его дополнительная переработка в процессе каталитического крекинга с выходом газовых фракций, а также бутана и кокса. В этом случае нефтеперерабатывающий комплекс может быть выполнен полностью автономным с точки зрения внешнего энергопотребления.

Таким образом, мазут, подаваемый на ГРЭС для обеспечения энергетических нужд нефтеперерабатывающего комплекса, может быть сохранен для последующей его деструктивной переработки.

Комбинированные энерготехнологические установки с газовыми турбинами могут быть использованы с большим экономическим эффектом также на предприятиях по переработке природного газа. Так, в зарубежной практике имеются многочисленные примеры применения ГТУ на технологических установках, предназначенных для удаления из природного газа в районах его месторождений этана и других тяжелых углеводородов методом глубокого захлаждения. На этих заводах технологические линии включают ГТУ, используемые для привода холодильных компрессоров и электрогенератора собственных нужд. Избыточная теплота выхлопных газов ГТУ используется либо для подогрева технологического масла (до 560 К), либо в котле-утилизаторе, генерирующем технологический водяной пар требуемых параметров (до 30 % от его общей потребности на предприятии).

На зарубежных предприятиях по сжижению природного газа газовые турбины нашли применение в качестве привода компрессоров криогенных установок. В целях снижения себестоимости товарной продукции в условиях повышающихся цен на органическое топливо в дальнейшей перспективе предусматривается применение регенеративных теплообменников (нагревателей воды), использующих избыточную теплоту выхлопа газовой турбины.

Быстрое увеличение производства сжиженного природного газа обусловило необходимость дальнейшего совершенствования методов его регазификации у потребителя. Для указанной цели фирмой «Броун Бовери» разработан специальный газотурбинный агрегат для работы в технологической схеме регазификации сжиженного газа за счет использования избыточной теплоты выхлопа газовой турбины с одновременным использованием низкой температуры сжиженного природного газа для охлаждения рабочего тела, циркулирующего в замкнутом контуре ГТУ перед сжатием его в компрессоре. В качестве рабочего тела этого контура выбран азот. Помимо выработки дополнительной полезной мощности важным моментом является то, что работа подобной ГТУ не приводит к нарушению теплового равновесия окружающей среды.

КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

VII.1. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ НА ТЭС

Широкое внедрение комбинированных (парогазовых и газопаровых) установок в энергетику является одним из наиболее перспективных и общепризнанных направлений дальнейшего технического прогресса в этой отрасли, выражающегося в существенном снижении удельных расходов топлива, затрат металла и труда, повышении маневренности энергооборудования по сравнению с эксплуатируемым энергооборудованием паротурбинных блоков [25, 56]. Вместе с тем при работе по открытым схемам непосредственного сжигания органического топлива большим, а зачастую решающим препятствием для внедрения ПГУ в энергетику служит то обстоятельство, что длительная и надежная работа их пока возможна лишь с использованием кондиционного жидкого или газообразного органического топлива (по крайней мере для газотурбинной части схемы).

Структура топливно-энергетического баланса в нашей стране начала 60-х — середины 70-х гг. характеризовалась значительной долей потребления жидкого и газообразного топлива для выработки электроэнергии и теплоты, что создавало объективные предпосылки для расширения объемов внедрения ПГУ и ГТУ. Основным видом органического топлива для электростанций является и будет оставаться твердое топливо (в основном бурый и каменный уголь).

В принятых на XXVI съезде КПСС «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годов и на период до 1990 г.» намечено ускоренное развитие добычи угля в таких крупнейших месторождениях, как Экибастузское и Канско-Ачинское, со строительством тепловых электростанций большой мощности на базе использования углей указанных месторождений.

Наряду с этим, потребление нефти и нефтепродуктов в энергетике должно быть резко сокращено, а природный и попутный газы, добыча которых хотя и будет увеличиваться, в основном, за счет эксплуатации богатейших месторождений Западной Сибири, планируется использовать в качестве сырья в химической и металлургической промышленности, производстве синтетических материалов и ряде других отраслей. Для нужд энергетики природный газ будет ограниченно использоваться в основном лишь как резервное топливо.

Переход на уголь в качестве основного вида топлива для энергетики самым тесным образом связан с необходимостью решения ряда важных проблемных вопросов прежде всего потому, что, с одной стороны, непосредственное сжигание угля в топках парогенераторов приводит к снижению надежности работы энергооборудования паротурбинных блоков электростанций и к ухудшению ряда других его технико-экономических показателей, а с другой стороны, создает предпосылки для усиления отрицательного воздействия тепловых электростанций на окружающую среду. Поэтому генеральное направление развития отечественной теплоэнергетики, как это определено в решениях XXVI съезда КПСС, состоит в том, чтобы «разработать и внедрить эффективные методы комплексного использования и переработки твердых и жидких топлив, а также получения синтетических топлив» *

Из этого прежде всего следует, что уголь и, особенно, нефть должны рассматриваться в качестве исходного сырья для их последующей комплексной переработки в целый ряд компонентов (продуктов), причем лишь часть их предназначена для дальнейшего использования в виде топлива. При подобной постановке задачи тепловая электростанция в ее нынешнем исполнении должна быть преобразована в энерготехнологический комплекс, для которого выработка электрической и тепловой энергии для внешних потребителей будет являться лишь частью его товарной продукции. Другую же часть будут составлять различные химические компоненты, получаемые в процессе переработки твердых и жидких топлив и удовлетворяющие всем необходимым техническим требованиям со стороны их потребителей.

Очевидно, принципиально по-иному должен рассматриваться вопрос о так называемых отходах, появляющихся при эксплуатации современных тепловых электростанций на твердых и жидких топливах, поскольку комплексное использование и переработка этих видов топлива создает объективные предпосылки для организации безотходных энерготехнологических процессов, на необходимость скорейшего перехода к которым указывается в решениях XXVI съезда КПСС.

При комплексной энерготехнологической переработке появляется реальная возможность получения «чистых» топливных компонентов, которые могут быть без каких-либо серьезных осложнений использованы для сжигания их не только в топках парогенераторов, но и в камерах сгорания газовых турбин, что создает необходимые предпосылки для самого широкого внедрения комбинированных установок с газовыми турбинами в «большую» энергетику. Поэтому становится вполне оправданным тот

* Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981—1985 гг и на период до 1990 г. Материалы XXVI съезда КПСС. М. Политиздат, 1981.

большой интерес, который проявляется к разработке и реализации прогрессивных технических предложений по применению комбинированных установок с газовыми турбинами, включенных в различные схемы энерготехнологических комплексов, рассчитанных на использование, прежде всего, бурого и каменного угля и отчасти высокосернистых мазутов.

Энерготехнологический комплекс тепловой электростанции представляет собой совокупность органически связанных между собой энергетических и технологических (энергохимических) агрегатов и устройств, включающих наряду с собственно энергетической частью блоки переработки топлива, разделения и очистки полученных компонентов (в том числе топливных) и др. Из сказанного следует, что сам подход к проектированию энергооборудования, входящего в состав указанных комплексов, будет иным по сравнению с традиционными методами, разработанными для условий автономной его работы, и должен поэтому основываться обязательно на детальном исследовании и учете характеристик и требований к технологической части комплекса. При этом, вероятно, необходимо осуществить и объективную количественную оценку степени отрицательного воздействия всего оборудования на окружающую среду.

VII.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ГТ ТЭС

Известные методы определения эффективности бинарных энергетических установок различных типов по значениям таких показателей, как внутренний к. п. д. (удельный расход топлива или теплоты на единицу выработанной энергии), полезная (удельная) мощность и т. п., изложенные, например, в работах [5, 25] а также в гл. I—V настоящей книги, являются недостаточными для оценки эффективности энергоустановок (ЭУ) ТЭС. Указанные методы основаны на использовании уравнений энергетического и материального балансов рабочих тел, участвующих только в процессе выработки электроэнергии и теплоты и не учитывают термохимических процессов, сопутствующих выработке из исходного сырья — органического топлива — соответствующих химических продуктов и материалов.

Более представительными в рассматриваемом случае следует считать методы, основанные на определении эксергии теплоты и самих рабочих тел, участвующих в указанных процессах [3, 15, 68]. Так, в результате составления уравнений эксергетических балансов для отдельных процессов (элементов) комбинированных энерготехнологических установок может быть определен показатель, представляющий собой отношение полезно использованной эксергии (полученной работы) к сумме эксергии всех рабочих тел, участвующих в процессе, который называется *эксергетическим к. п. д.* — $\eta_{\text{экс}}(\eta_k)$ [3].

Для всей комбинированной энерготехнологической установки ТЭС этот показатель будет выражаться формулой [31]

$$\eta_{\text{к.с.}} = (N_{\text{э}} + E_Q + E_{\text{х.п}}) / (E_{\text{т}} + E_{\text{а.м}} + E_{\text{т.п}}), \quad (\text{VII.1})$$

где $N_{\text{э}}$ — электрическая мощность, вырабатываемая комбинированной установкой; E_Q — эксергия теплоты, отпущенной потребителям; $E_{\text{х.п}}$ — эксергия полученных химических продуктов (материалов), $E_{\text{т}}$ — полезная эксергия топлива; $E_{\text{а.м}}$ — эксергия топлива, эквивалентная затраченной электроэнергии; $E_{\text{и.м}}$ — эксергия затраченных исходных материалов; $E_{\text{т.п}}$ — эксергия топлива, соответствующая теплоте, подведенной от внешнего источника.

В свою очередь эксергия топлива и органических продуктов в его термохимической переработке может быть подсчитана по уравнению

$$E_{\text{х}} = Q_{\text{max}} - T_0 (\sum S_{\text{нач}} - \sum S_{\text{кон}}). \quad (\text{VII.2})$$

Здесь Q_{max} — максимальная теплота реакции сгорания; $\sum S_{\text{нач}}$, $\sum S_{\text{кон}}$ — сумма энтропий исходных (начальных) и конечных продуктов при температуре холодного источника T_0 соответственно.

Различают низшее $E_{\text{х}}^{\text{п}}$ и высшее $E_{\text{х}}^{\text{в}}$ значения эксергии топлива, учитывающие взаимодействие образующихся продуктов с окружающей средой.

Так, например, для бурых углей

$$E_{\text{х}}^{\text{п}} = \left[0,978 \cdot \frac{0,2670^{\text{п}} + 0,103W^{\text{п}}}{0,00 - (A^{\text{п}} + W^{\text{п}})} \right] Q_{\text{п}}^{\text{н}}, \quad (\text{VII.3})$$

где $A^{\text{п}}$, $W^{\text{п}}$, $O^{\text{п}}$ — массовые доли золы, влаги и кислорода в топливе соответственно; $Q_{\text{п}}^{\text{н}}$ — низшая теплота сгорания.

$$E_{\text{х}}^{\text{в}} = (Q_{\text{п}}^{\text{н}} + W^{\text{п}}) \left[1,0437 + 0,1896 \frac{H}{C} + 0,0617 \frac{O}{C} + 0,0428 \frac{N}{C} \right] + (e_{\text{х.с}} - q_{\text{с}}) S. \quad (\text{VII.4})$$

Здесь z — теплота испарения воды; Y , C , O , S , N , W — массовые доли водорода, углерода, кислорода, серы, азота и влаги в топливе; $e_{\text{х.с}}$, $q_{\text{с}}$ — высшая эксергия и теплота сгорания серы.

По значению эксергетического к. п. д. $\eta_{\text{к.с.}}$, определяемого по формуле (VII.1) для сравниваемых различных схем ЭУ или вариантов таких схем, можно провести дополнительную количественную оценку степени влияния потерь эксергии в каком-либо из элементов установки, включая технологические, на суммарную эффективность установки.

Указанный метод использован в ряде отечественных и зарубежных работ [3, 68], в том числе для оптимизации значений параметров рабочих тел в отдельных элементах сложных схем энерго-

технологических установок ТЭС с комплексной переработкой твердых и тяжелых жидких топлив на стадии проектных проработок.

Оценка термодинамической (энергетической) эффективности комплексного энерготехнологического использования твердого и тяжелого жидкого топлива должна дополняться соответствующими технико-экономическими расчетами по определению годовых расчетных затрат в соответствии с рекомендациями [3, 31]. При этом обязательно должны приниматься во внимание и такие факторы, как обеспечение надежности работы установки, а также соблюдение установленных санитарных норм по выбросам вредных компонентов в атмосферу, гидросферу и литосферу за счет введения дополнительных капитальных вложений в соответствующее оборудование и дополнительных эксплуатационных издержек. С точки зрения возможности дальнейшего совершенствования методов комплексной оценки эффективности разрабатываемых технических предложений, в том числе по энерготехнологическому использованию топлива, представляют определенный интерес некоторые положения так называемого энергетического метода, изложенного в ряде зарубежных исследований [33, 34]. Одна из особенностей указанного метода заключается в учете качества и степени концентрации различных видов энергии, участвующих во всей последовательности (цепи) преобразования природных ресурсов в полезную продукцию (энергию), имея в виду при этом, что в соответствии со вторым началом (законом) термодинамики различные по своему качеству виды энергии различаются по их возможности совершать ту или иную работу [15, 33]¹.

Поэтому все производственные процессы, определяющие технический прогресс, основываются, в конечном счете, на использовании высококачественных форм энергии, для образования которых необходимы существенно большие затраты энергии низкого качества. Для обеспечения вовлечения источников энергии более низкого качества с целью получения необходимого количества высококачественной энергии часть последней должна быть возвращена в соответствующие звенья общей энергетической цепи, действуя в рассматриваемом случае как обратная связь, с помощью которой осуществляется регулирование основного потока энергии. В высококачественную энергию, затрачиваемую на обратную связь, входит также энергия людей и управляющих машин, включенных в общий энергетический процесс.

Вместе с тем во всех сложных процессах, связанных с преобразованием одной формы энергии в другую и совершением опре-

¹ Так, например, единица электрической энергии, полученной на ТЭС, обладает более высоким качеством по сравнению с единицей энергии, заключенной в органическом топливе, используемом для ее производства. В свою очередь единица энергии этого топлива имеет более высокое качество по сравнению с единицей падающей на землю рассеянной энергии солнца, в результате длительного воздействия которого это топливо образовалось.

деленной работы, некоторая часть более высококачественной энергии теряет способность совершать работу, ухудшая тем самым свое качество. Применительно к различным производственным процессам количество получаемой высококачественной энергии, которая является целью и конечным результатом (продуктом) этих производственных процессов, будет всегда меньшим, чем общее количество поступившей энергии (т. е. вовлеченной в указанный процесс более низкой по своему качеству энергии). В процессе взаимодействия с потоком энергии более низкого качества будет частично снижаться качество высококачественной энергии, если она при этом не усиливается.

Из второго закона термодинамики вытекает следствие, имеющее непосредственное отношение к проблеме эффективного использования вторичных энергоресурсов, которое состоит в том, что для восстановления «деградировавшей» энергии до исходного ее качества требуются существенно большие затраты высококачественной энергии по сравнению с первоначально потерянной энергией.

В соответствии с изложенными выше исходными положениями, «полезная энергия» (нетто) какого-либо производственного (технологического) процесса представляет собой разность между вырабатываемой высококачественной энергией и тем ее количеством, которое должно быть передано в виде обратной связи в различные звенья энергетической цепи, чтобы обеспечить их нормальное функционирование.

В качестве безразмерного критерия эффективности какого-либо производственного процесса, например связанного с добычей и переработкой органического топлива, в энерготехнологических установках ТЭС может быть принято отношение производимой высококачественной энергии (в виде электроэнергии, промышленной теплоты, химических продуктов и материалов и т. п.) к количеству высококачественной энергии, возвращенной через обратную связь в производственный процесс. При этом обе эти величины должны выражаться в одинаковых единицах, например единицах условного топлива.

Если указанный критерий, который иногда называют *коэффициентом энергетической эффективности*, окажется больше единицы, в энергетической цепи будет вырабатываться «полезная» энергия. В противном случае, т. е. когда коэффициент будет меньше единицы, потребление высококачественной энергии в энергетической цепи будет превышать ее выработку системой. По значению коэффициента энергетической эффективности можно, очевидно, сравнить различные проектные варианты технических решений для той или иной схемы энерготехнологических установок ТЭС и провести достаточно обоснованный выбор наиболее эффективного из них с точки зрения оптимального комплексного использования органического топлива.

Для иллюстрации описанного выше методического подхода на рис. VII.1 схематически показан процесс преобразования эиер-

гни источника в результате прохождения через ряд звеньев энергетической цепи, в которых имеет место повышение качества исходной энергии в каждом последующем звене с возвращением части этой энергии через обратную связь в предшествующее звено. Одновременно в каждом из звеньев энергетической цепи возникает утечка части энергии, имеющей более низкое качество по сравнению с исходной.

Как следует из этой схемы, при естественном течении процесса преобразования энергии энергетические потоки в цепи постепенно

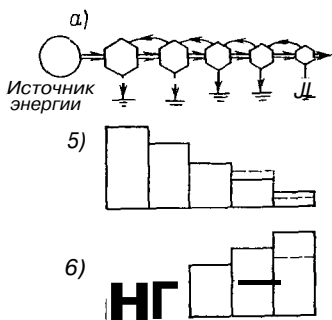


Рис VII 1 Схема энергетической цепи *a* — энергетического потока при прохождении через отдельные звенья цепи, *б* — с изменением количества, *в* — с изменением качества

уменьшаются при движении от предшествующего ее звена к последующему, а качество энергии в каждом из звеньев неуклонно растет. Нарушения указанной последовательности должны привести к снижению коэффициента энергетической эффективности процесса (т. е. количества выдаваемой полезной энергии), так как будет неизбежно связаны с дополнительными затратами высококачественной энергии, передаваемой через обратную связь в целях повышения качества и потока частично «деградировавшей» энергии в соответствующем звене энергетической цепи.

Технический прогресс в какой-либо отрасли производственной деятельности, в том числе энергетике, обязательно сопровождается вовлечением в оборот (энергетическую цепь) новых

источников энергии и нацелен на максимальное повышение эффективности их использования, что приводит, как следствие, к увеличению звеньев такой энергетической цепи и повышению качества выдаваемой полезной энергии.

Поскольку энергетика, экономика и экология входят в единый производственно-природный комплекс, загрязнение окружающей среды, обусловленное прогрессирующим вовлечением в энергооборот новых источников энергии, в том числе запасов органического топлива, с позиции изложенного выше метода может рассматриваться как следствие неэффективного использования энергии в отдельных звеньях общей энергетической цепи [33] Так, при преобладающем повсеместно ныне открытом способе сжигания органического топлива (в основном угля и мазута) в топках парогенераторов паротурбинных блоков ТЭС выброс *

Выбросы от ТЭС, работающих на органическом топливе, в окружающую среду в промышленно развитых странах, в том числе и в СССР, в настоящее время составляют свыше $1/4$ выбросов всех других отраслей промышленности, транспорта и т. п. [52]

вредных для окружающей среды веществ (окислов серы, азота, углерода, частиц золы и др.) в атмосферу, гидро-, лито- и биосферу, а также большие выбросы «деградировавшей» низкопотенциальной) тепловой энергии (например, с охлаждающей водой) создают необходимость ассигнования значительных дополнительных капитальных вложений по сооружению и обслуживанию различных защитных устройств, с помощью которых содержание вредных компонентов может быть доведено до значений, не превышающих требований Санитарных норм.

Радикальным решением снижения отрицательного воздействия производственной деятельности на окружающую среду явился бы переход к малоотходным, а затем и к безотходным энерготехнологическим процессам, когда дополнительные расходы по защите окружающей среды могли бы быть использованы со значительной большей эффективностью, поскольку при этом восстановление «деградировавшей» энергии происходило бы на более высоком качественном ее уровне по сравнению с существующими способами использования источников энергии, в том числе органического топлива на ТЭС. Именно с подобных позиций и следует оценивать эффективность возможных технических предположений и отдельных их вариантов по созданию и внедрению в практику энергетических установок ТЭС с комплексным использованием органического топлива.

VII.3. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ ДЛЯ ТЭС НА УГЛЕ

В настоящее время энерготехнологической переработке угля как в СССР, так и за рубежом, уделяется всевозрастающее внимание. Это обусловлено, с одной стороны, быстрым исчерпанием источников нефти и природного газа, а с другой стороны, значительным и прогрессирующим отрицательным воздействием энергооборудования ТЭС на окружающую среду при использовании угля только как топлива с непосредственным его сжиганием в топках парогенераторов.

Наша страна располагает крупнейшими в мире запасами угля (каменного и бурого), который должен стать в ближайшие 5—10 лет основным видом топлива для ТЭС и ценным химическим сырьем*. По указанным причинам, вопросам разработки оптимальных методов и схем, а также созданию эффективных способов энерготехнологической переработки угля придается большое значение, и от успешного их решения в возможно более сжатые сроки в значительной мере будут зависеть уровень и темпы технического прогресса нашего народного хозяйства.

* Это положение должно сохраняться и в условиях увеличения доли энергии, вырабатываемой АЭС.

Опытные разработки комплексной энерготехнологической переработки угля ведутся в нескольких направлениях, основными из которых являются

1) конверсия угля в горючий газ путем его газификации и последующей очистки от серы, твердых частиц золы и углерода с возможным обогащением генерированного газа метаном

2) пиролиз с термическим разложением угля как в отсутствие кислорода, так и с вводом некоторой доли окислителя для получения высококалорийного газа, синтетического жидкого топлива и соответствующего набора химических продуктов,

3) гидрогенизация угля с последующей очисткой от серы и золы и получением высококалорийного газа и синтетического углеводородного жидкого топлива

С точки зрения перспектив создания высокоэффективных энерготехнологических комплексов, предназначенных для выработки электроэнергии, промышленной теплоты и соответствующего набора химической продукции, наибольший практический интерес представляют способы, указанные в пп 1 и 2 [3]

При обработке по первому способу, т.е. предварительной газификации углей, происходит частичное окисление органической массы с превращением ее в генераторный газ, представляющий собой смесь «горюче.» части (окиси углерода, водорода и небольшой доли углеводородных газов), и «балласта» (в основном, азот и углекислый газ)

При втором способе термообработки углей происходит их глубокое разложение в газообразные и жидкие компоненты со значительными объемными долями углеводородов и сложных ароматических веществ

Наибольшее развитие к настоящему времени получили энерготехнологические установки с предварительной газификацией угля и очисткой получаемого генераторного газа от серы и частиц золы. Полученный таким способом очищенный газ может быть использован как топливо в топках парогенераторов паротурбинных установок, а также в камерах сгорания ГТУ

Одной из первых опытно-промышленных комбинированных энергетических установок с газовыми турбинами, работающими на генерируемом газе, получаемом в процессе газификации каменного угля, является ПГУ ГЭС «Келлерман» в г. Люнен (ФРГ) [85]

Тепловая схема ПГУ показана на рис VII 2. Топливом для нее служит низкокалорийный генераторный газ, получаемый посредством газификации угля паровоздушной смесью с неполным

При лом мелкодробленый уголь (угольная пыль) растворяется в специальном растворителе в присутствии водорода при давлении 7 МПа и температуре 703 К с переводом в раствор около 0Д⁰ объемных долей содержащегося углерода. После очистки (фильтрации) раствора производится его испарение до восстановления синтетического высококалорийного топлива и растворителя

его окислением в газогенераторах со стационарным (плотным) слоем типа Лурги [2].

Схема этого газогенератора изображена на рис. VII.3. Дроздевый уголь (размер частиц 2—50 мм) транспортируется в верхнюю часть корпуса газогенератора и попадает на вращающуюся колосниковую решетку, на которую снизу подается паровоздушная смесь, используемая для процесса газификации под большим избыточным давлением (до 2—3 МПа). Вывод газа осуществляется в верхней части корпуса. Зола и шлак удаляются через центральную-расположенную трубу с коническим приемником в специальную систему шлюзового типа. В активной зоне газогенератора температура газа по-

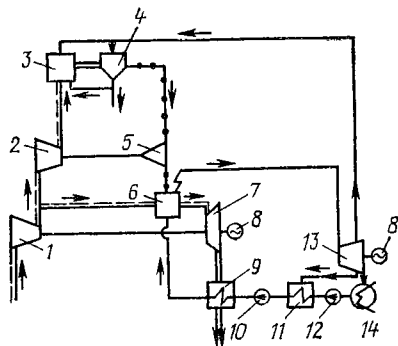


Рис. VII.2. Тепловая схема ПГУ ТЭС «Келлерман» с газификацией угля:

1 — компрессор; 2 — дожимающий компрессор; 3 — газогенератор; 4 — скруббер; 5 — расширительная газовая турбина; 6 — ВПГ; 7 — газовая турбина; 8 — электрогенератор; 9 — экономайзер; 10 — питательный насос; 11 — регенеративный подогреватель; 12 — конденсатный насос; 13 — паровая турбина; 14 — конденсатор

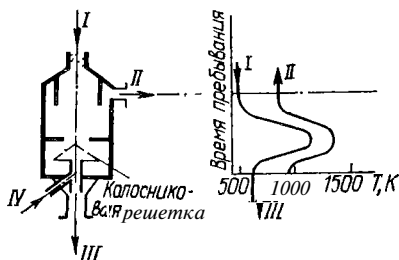


Рис. VII.3. Схема газогенератора с газификацией в стационарном слое твердого топлива (типа Лурги):

I — уголь; II — газ; III — зола; IV — воздух, водяной пар

вышается до 1373 К, а к выходу снижается за счет теплообмена с подаваемым углем до 723—773 К.

Выходящий из газогенератора газ (см. рис. VII.2) проходит сначала тонкую очистку «мокрым» способом в скруббере, при этом температура его снижается приблизительно до 433 К. Затем он поступает в топку высоконапорного парогенератора (ВПГ), предварительно расширившись до соответствующего противодавления в турбине, которая служит приводом дожимающего компрессора, подающего воздух в газогенератор⁴.

Необходимый расход (около 10 % от суммарного расхода в топку ВПГ) и давление воздуха, подаваемого в газогенератор, обеспечиваются последовательно работающими цикловым и дожимающим компрессорами. Основная же доля расхода воздуха (около

⁴ После промывки генераторный газ имеет примерный состав (%) • Н₂ 16; СО 11; СН₄ 3; С_nН_m 1; СО₂ 10; N₂ 26, Н₂О 38. Низшая теплота сгорания генераторного газа составляет $Q_p^H = 5,9$ МДж/нм³; при теплоте сгорания исходного угля $Q_p^H = 32$ МДж/нм³.

90 %) при давлении 0,83 МПа поступает в топку ВПГ, где и используется для сжигания генераторного газа.

Продукты сгорания из ВПГ с температурой 1093 К поступают в газовую турбину, вырабатываемая мощность которой используется для привода воздушного компрессора и электрогенератора. После расширения в турбине продукты сгорания проходят через газовый подогреватель питательной воды на выхлоп в дымовую трубу с температурой 413 К.

ГТУ типа V 93, изготовленная фирмой КВУ (ФРГ), имеет полезную мощность 67 МВт и скомпонована в общем блоке с двухсекционным ВПГ [85]. Пар, вырабатываемый ВПГ с начальными параметрами $T_{п} = 793$ К, $p_{п} = 12,8$ МПа, подается в конденсационную ПТУ с приводом на электрогенератор мощностью 100 МВт. Расчетный к. п. д. ПГУ 0,37.

Водяной пар, требуемый для процесса газификации в газогенератор, поступает из промежуточного отбора паровой турбины. Как следует из изложенного, ПГУ на ТЭС «Келлерман», по существу, представляет не энерготехнологическую, а энергетическую установку, в которой процесс предварительной газификации (и последующей очистки) используется для получения низкокалорийного чистого газа, сжигание которого в топке ВПГ не вызывает каких-либо трудностей с точки зрения обеспечения длительной надежной работы всей установки, позволяя вместе с тем существенно снизить (приблизительно на 75 %) выбросы вредных веществ в атмосферу.

Опыт наладки и эксплуатации оборудования этой ПГУ (с 1972 г.) подтвердил, в принципе, указанное предположение. Одновременно при этом выявились определенные трудности в обеспечении бесперебойного снабжения установки генераторным газом при достаточно стабильном его расходе и физических свойствах. Узким местом оказалась система шлакоудаления и вращающиеся колосниковые решетки газогенератора. Несмотря на то, что часть физической теплоты генераторного газа, а также пара, выходящего из скруббера, используются в схеме для подготовки (сушки) топлива, потери теплоты и гидравлические потери блока газификации и «мокрой» очистки газа оказались достаточно большими, что снизило показатели экономичности ПГУ по сравнению с проектными. В целях обеспечения устойчивой работы на переменных режимах (включая режимы пуска) выявилась также целесообразность установки дополнительной камеры сгорания в тракт ГТУ.

Фирмой «Вестингауз» совместно с фирмой «Фостер—Уиллер» (США) проводились в течение ряда лет большие работы по освоению газификации угля в газогенераторах с кипящим слоем (смеси угля с сорбентом) с паровоздушным дутьем (типа Винклера) под избыточным давлением 0,9 МПа и последующей очисткой генераторного газа от золы и от серы, имея в виду в дальнейшем использовать указанные элементы в опытно-промышленной ПГУ,

запроектированной по схеме, изображенной на рис. VII.4 [74].

Для этой ПГУ предполагается использовать одноступенчатый процесс газификации угля в кипящем слое, отработанный Институтом газовой технологии (США) под избыточным давлением до 2—3 МПа с паровоздушным дутьем [78, 79]. Существенным достоинством принципа газификации в газогенераторе с кипящим слоем (в отличие от газификации в плотном слое топлива) является отсутствие в генераторном газе смол и масел, термическое разложение которых уже заканчивается в пространстве над слоем.

В газогенератор с кипящим слоем через бункер поступает дробленый уголь (размер частиц в среднем 5 мм) в подготовительный аппарат, работающий под большим избыточным давлением (около 1,73 МПа), где уголь частично окисляется воздухом, а выделившаяся при этом теплота утилизируется парогенерирующими поверхностями нагрева водяного пара высокого давления. Некоксующийся уголь потоком образовавшегося генераторного газа транспортируется в реактор.

Генераторный газ (рис. VII.4) под избыточным давлением из реактора при высокой температуре (около 1308 К) проходит грубую очистку от твердых частиц в циклоне, затем охлаждается в теплообменнике (парогенераторе) до температуры 423 К и подается для «мокрой» (тонкой) очистки в скруббер. Из него генераторный газ проходит через газовый подогреватель питательной воды парогенератора и подается в топку котла-утилизатора, в которую также поступают выхлопные газы из газовой турбины, приводящей во вращение цикловой воздушный компрессор и электрогенератор. Перед подачей в газогенератор часть расхода воздуха, отбираемого из циклового компрессора ГТУ, подвергается поджатию в дожимном компрессоре, приводом которого служит конденсационная паровая турбина. Пар для нее генерируется за счет отвода теплоты из реактора (газогенератора).

Согласно проекту ПГУ должна быть укомплектована четырьмя типовыми ГТ фирмы «Вестингауз» типа W 561 суммарной мощно-

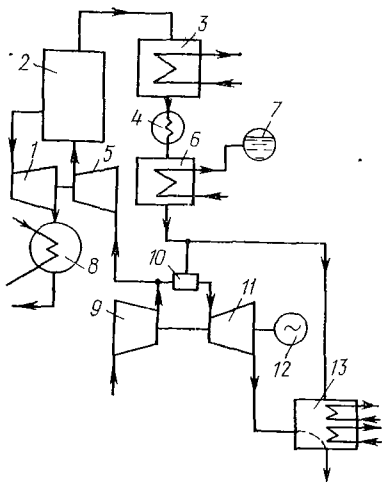


Рис. VII.4. Тепловая схема ПГУ с газификацией угля в газогенераторах с кипящим слоем фирмы «Вестингауз»:

1 — приводная паровая турбина; 2 — реактор-газогенератор; 3 — ВПГ; 4 — скруббер; 5 — дожимающий компрессор; 6 — газоподогреватель; 7 — барабан котла; 8 — конденсатор; 9 — воздушный компрессор; 10 — камера сгорания; 11 — газовая турбина; 12 — электрогенератор; 13 — котел-утилизатор

стью 365 МВт. Полезная мощность паротурбинной части установки достигает приблизительно 327 МВт при начальных параметрах пара: давлении 10,5 МПа и температуре 811 К с промперегревом до 798 К. Перед газовой турбиной установлена дополнительная камера сгорания на генераторном газе, из которой продукты сгорания с давлением около 0,8 МПа и температурой 1073 К. поступают в турбину.

Основные усилия за рассматриваемый период были сосредоточены фирмой на отработке оборудования блока газификации угля и очистки его от золы и серы, включая горячую очистку. Расчетные технико-экономические показатели этой ПГУ примерно соответствуют таковым для ПТУ с прямым сжиганием угля в топках парогенераторов и с такими же начальными параметрами пара и установленной мощностью.

Аналогичные по своему характеру и направленности работы в области создания ПГУ с внутрицикловой газификацией угля ведутся интенсивно последние годы также фирмой «Дженерал электрик». За исходную при этом была взята традиционная и хорошо освоенная фирмой ПГУ на кондиционных жидком и газообразном топливе по схеме СТАГ (см. гл. I настоящей монографии).

Главное внимание на данном этапе уделяется отработке оборудования блока газификации и сероочистки. В основу обрабатываемого газогенератора фирмой «Дженерал электрик» была принята конструкция типа Лурги (подверглась существенным изменениям в процессе ее доводки) с «горячей» (сухой) системой очистки генераторного газа. Создание подобной системы хотя и является технически весьма сложной задачей, сулит в случае успеха существенный выигрыш в экономичности по сравнению с «мокрой» очисткой в скруббере.

Опытная установка, в которую включены блоки газификации и очистки генераторного газа, рассчитана на меньшую производительность, но на те же параметры газа, что и проектируемая промышленная ПГУ, и смонтирована на одной из действующих электростанций для проведения исследований в условиях, наиболее близких к натуре. Среди других исследований, проводимых фирмой на этой установке, следует отметить цикл по определению коррозионной активности генераторного газа после его очистки от золы и серы

Таким образом, из изложенного выше следует, что создаваемые фирмами «Вестингауз» и «Дженерал электрик» ПГУ с внутрицикловой газификацией угля являются, по существу, комбинированными энергетическими, а не энерготехнологическими установками, поскольку основная задача, решаемая при этом, заключается в получении генераторного газа, пригодного для обеспечения длительной работы установки с выработкой требуемых количеств электроэнергии и промышленной теплоты, при снижении вредных выбросов в окружающую среду с продуктами сгорания.

Поэтому в рассматриваемом случае выигрыш, полученный за счет применения комбинирования ПГУ и ГТУ, лишь компенсирует (полностью или частично) то снижение экономичности установки, которое обуславливается введением дополнительных элементов оборудования газификации и очистки в схему.

В результате многолетних исследовательских работ и накопленного опыта эксплуатации наиболее перспективным методом получения генераторного газа применительно к условиям работы энергооборудования ТЭС признан метод газификация угля в кипящем слое под избыточным давлением с воздушным или кислородно-воздушным дутьем. Ряд опытных образцов газогенераторов указанного типа проходит проверку в условиях, близких к эксплуатационным, с хорошей перспективой создания на их основе промышленных образцов. В их числе следует отметить опытную установку для газификации каменных и бурых углей под давлением 2,5 МПа производительностью 11 т/ч, созданную фирмой «Саарберг—Отто», конструктивная схема которой представлена на рис. VII.5 [75]

В зоне / этой газогенераторной установки происходит газификация угля с жидким шлакоудалением при температуре процесса 1923—2673 К и гранулированием шлака в водяной ванне. В ступени // непрореагировавшее ранее топливо окисляется рециркулирующим газом при температуре 1773—1973 К. В ступени III генераторный газ охлаждается до 1073—1173 К за счет смешения с холодным генераторным газом после охлаждения его водой и в системе IV из него удаляется капельный жидкий шлак.

Вышедший из газогенератора газ проходит грубую очистку в циклоне с охлаждением до 513—553 К, а затем тонкую очистку в матерчатом фильтре. Уловленный в фильтрах непрореагировавший углерод возвращается потоком рециркулирующего генераторного газа на повторную газификацию

Удаление шлака из каждой части газогенератора осуществляется через шлюзовое устройство, конструкция которого имеет повышенную износоустойчивость. Подача топлива и воздуха через тангенциальные горелки создает вращательное движение шлака, обеспечивая тем самым высокую интенсивность и стабильность процесса газификации.

В нашей стране исследовательские работы по внутрицикловой газификации углей применительно к использованию оборудования в схемах ГТУ и ПГУ ведутся в течение ряда лет. Среди них можно отметить приводившиеся в конце 50-х гг. в ЦКТИ исследования сжигания угля в парогенераторах под давлением для опытной ГТУ открытого цикла. Указанные исследования приобретают все большее значение в связи с необходимостью эффективного решения крупнейшей народнохозяйственной проблемы, каковой является комплексное использование Канско-Ачинского и Экибастузского угольных месторождений.

В качестве примера перспективной конструкции газогенератора для сжигания угля в кипящем слое под давлением с воздушным дутьем можно привести опытный газогенератор, разработанный Ленгипрогазом и Институтом горючих ископаемых АН СССР (ИГИ), показанный на рис. VII.6 [3].

Агрегат работает под избыточным давлением 0,9 МПа при температуре процесса 1173—1273 К. Продукты газификации проходят грубую очистку от твердых частиц (золы и топлива) в циклоне, встроенном в корпус газогенератора. Вторичный воздух для газификации подается тангенциально через ряд сопел в нижнюю часть камеры. Отвод золы, в том числе возврат «уноса» из циклона, осуществляется по центральной

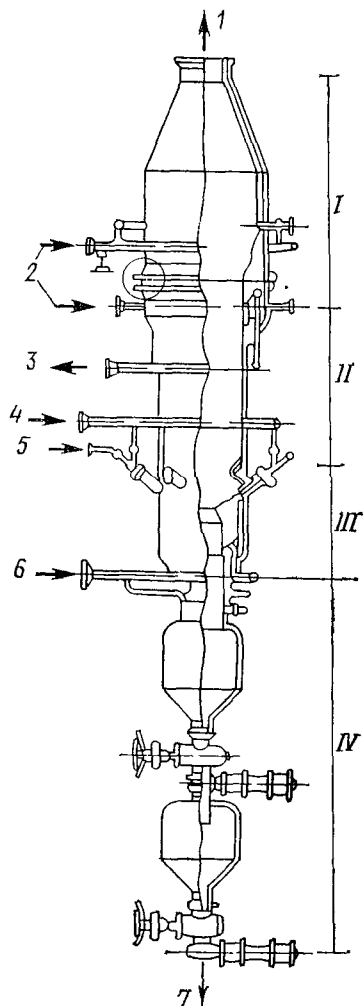


Рис VII 5 Опытный газогенератор фирмы «Саарберг Отто» для газификации угля в кипящем слое под избыточным давлением

1 — газ, 2 — охлаждающий газ, 3 — выход охлаждающей воды, 4 — газифицирующая среда, 5 — уголь, 6 — вход охлаждающей воды, 7 — шлак, / — холодная зона, II — зона последующей газификации, III — камера сгорания, IV — система удаления шлака

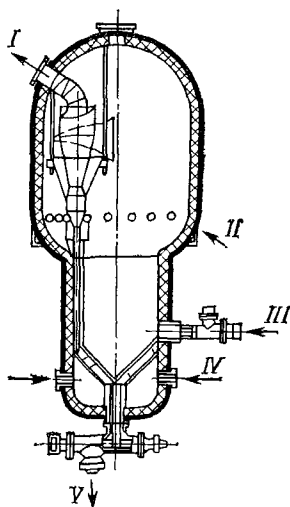


Рис VII 6 Газогенератор для газификации мелкозернистых углей в кипящем слое (конструкция Ленгипрогаза и ИГИ)

I — выход газа, II — вторичное дутье, III — загрузка угля, IV — воздушное дутье V — зольная камера

трубе через шлюзовое устройство. Загрузка угля в камеру газогенератора производится из бункера под рабочим давлением с помощью шнековых и плунжерных питателей

Определенный интерес представляют исследования, проводимые в Англии и ФРГ по сжиганию угля в кипящем слое под давлением в топочных устройствах парогенераторов применительно к их использованию в схемах комбинированных энергетических установок с газовыми турбинами [78]. Использование принципа кипящего слоя позволяет существенно уменьшить унос золы, которая к тому же обладает меньшей абразивной активностью по сравнению со сжиганием (газификацией) другими методами при более высоких температурах

При сжигании в кипящем слое также резко уменьшается выброс окислов серы и азота с газовым потоком, что может существенно упростить и облегчить решение задачи создания высокоэффективной золо- и сероочистки, увеличивается при сжигании в кипящем слое и диапазон пригодных для использования сортов твердого топлива как по размеру частиц, так и по содержанию золы и влаги. Имеются сведения о проектировании опытной (демонстрационной) ПГУ в ФРГ с использованием парогенератора с топкой кипящего слоя под давлением 0,6—1,0 МПа с подачей очищенного газа в газовую турбину при начальной температуре 1123—1223 К [40].

Наиболее экономичной применительно к энергетическим ПГУ является сухая высокотемпературная очистка газа (при $T_r \geq 673$ К) под избыточным давлением до 2,0 МПа. Однако создание надежных и эффективных устройств очистки газов от золы и серы при столь высоких температурах и давлениях является весьма сложной технической проблемой, решение которой связано с большими дополнительными затратами материальных и людских ресурсов на проведение целого комплекса исследовательских и проектно-конструкторских разработок, а также с необходимостью накопления опыта их работы в эксплуатационных условиях. Поэтому проектные проработки опытно-промышленных ПГУ различных схем с внутрицикловой газификацией угля пока ориентируются на низкотемпературную «мокрую» очистку, достаточно хорошо освоенную в смежных отраслях промышленности (химической, металлургической и др.).

В качестве примера подобных проектных проработок на рис. VII.7 изображена принципиальная тепловая схема ПГУ-250 с ВПГ, разработанная в НПО ЦКТИ [40]. В соответствии с этой схемой в состав ПГУ-250 входят блок подготовки угля, газификации угля и очистки генераторного газа в скруббере, а также теплофикационная паротурбинная установка типа Т-180-130 с параметрами пара 12,7 МПа и 813 К и газотурбинная установка мощностью 60 МВт с приводом на отдельные электрогенераторы суммарной электрической мощностью ПГУ 250 МВт.

Генерирование водяного пара для снабжения ПТУ и процесса газификации осуществляется в высоконапорном парогенераторе

ВПГ, снабженном дополнительной (дожигающей) камерой сгорания ДКС на генераторном газе или на резервном жидком топливе. Подача сжатого воздуха с давлением около 0,83 МПа в топку парогенератора производится с помощью компрессора, приводимого от газовой турбины.

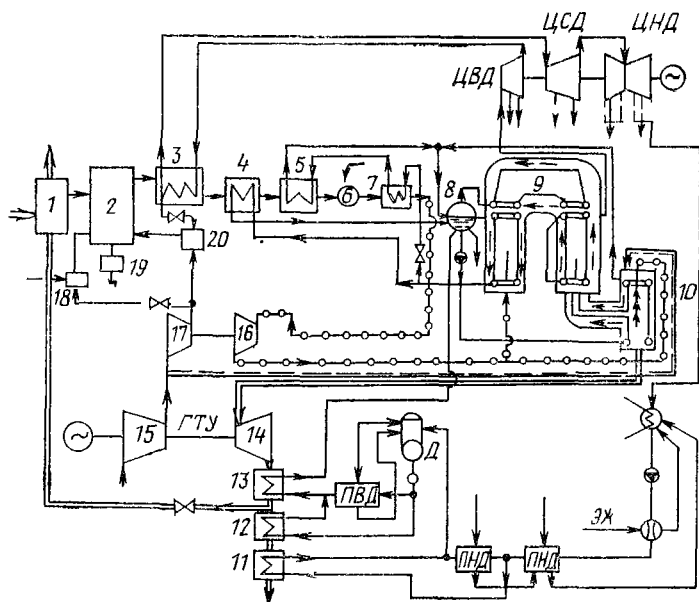


Рис VII 7 Принципиальная тепловая схема ПГУ-250 с ВПР ЦКТИ с внутрцикловой газификацией твердого топлива под давлением и мокрой очисткой генераторного газа

1 — топливopиготовление, 2 — газогенератор, 3 — промпрегреватель, 4 — выносной теплообменник, 5 — охладитель газа, 6 — скруббер, 7 — нагреватель газа, 8 — барабан-сепаратор, 9 — ВПГ, 10 — ДКС (дожигательная камера сгорания), 11 — газовойдяной подогреватель низкого давления (1 ступень), 12 — газовойдяной подогреватель низкого давления (1 ступень), 13 — экономайзер, 14 — газовая турбина ГТА, 15 — компрессор ГТА, 16 — расширительная газовая турбина, 17 — дожимающий компрессор, 18 — пусковая камера сгорания, 19 — шлакоудаление, 20 — смеситель

Часть воздуха отбирается за цикловым компрессором и после его поджатия в дожимающем компрессоре до давления 2 МПа подается в газогенератор на газификацию. Приводом для дожимающего компрессора служит расширительная турбина, срабатывающая избыточное давление генераторного газа.

Газогенератор является принципиально новым элементом такой ПГУ и проектируется для работы либо по принципу кипящего слоя, либо вихревого сжигания угольной пыли. Одновременно с процессом газификации паровоздушным дутьем в газогенераторе должно осуществляться охлаждение генераторного газа перед его подачей на очистку от золы и серы путем размещения высокона-

порных поверхностей нагрева пароводяного контура. Проектная производительность одного блока газогенератора на угле составляет 50—60 т/ч. Такой блок может представлять собой модуль для ПГУ большой мощности.

Как следует из изложенного, ПГУ-250 запроектирована как энергетическая установка, рассчитанная на использование угля прежде всего в качестве топлива путем его предварительной газификации и тщательной последующей очистки генераторного газа. Остальные компоненты, образующиеся при газификации (зола, сера и т. п.), представляют собой либо побочные продукты (сырье), либо отходы, которые потребуют дополнительных устройств и разработки технологии для возможности дальнейшего их использования в качестве товарной продукции в соответствующих отраслях народного хозяйства.

Одним из принципиально новых перспективных направлений в теплоэнергетике является комплексный энерготехнологический метод использования твердого топлива и, в первую очередь, каменного и бурого углей с большим влагосодержанием и зольностью (например, Канско-Ачинское и Экибастузское месторождения) путем их предварительной термической обработки (пиролиза) с нагревом до высокой (реакционной) температуры в течение весьма короткого промежутка времени (как без доступа окислителя, так и с небольшой его добавкой).

В процессе высокоскоростного пиролиза топлива для осуществления нагрева используются либо твердый теплоноситель (обычно — кокс), либо сначала газовый, а затем твердый теплоносители.

При быстром нагреве до реакционной температуры топливо разлагается на ряд компонентов, основными из которых являются: а) твердые — полукоксы или коксик; б) жидкие — смолы, бензины и т. д., в) пирогаз.

При дальнейшей более глубокой переработке первичных продуктов пиролиза из смолы могут быть получены фенолы, из пирогаза — бензол, нафталин, этилен, моторные топлива, мазут и ряд других ценных химических продуктов.

Основное влияние на объем, состав и качество продукции, полученной при подобной термической переработке, оказывают скорость, температура нагрева, а также расход окислителя (если он подается). О степени и характере влияния можно судить по опытным зависимостям, полученным в ИГХИ институте физико-химических основ переработки минерального сырья АН СССР при пиролизе бурого угля Ирша-Бородинского месторождения.

Так, при высокоскоростном нагреве топлива до 723—773 К наблюдается увеличение выхода смолы, а при дальнейшем повышении температуры нагрева имеет место относительное увеличение выхода пирогаза, который представляет собой смесь водорода, метана, окиси углерода, тяжелых углеводородов и углекислоты с теплотой горания смеси 14—15,5 МДж/м³. Теплота сгорания образовавшегося при пиролизе полукокса 27 МДж/кг.

Примерный состав продуктов термической переработки (высокоскоростного пиролиза) бурого угля Ирша-Бородинского месторождения на опытной установке ЭНИН в г. Красноярске характеризуется следующими данными (% от массы исходного топлива) [3]:

Полукокс сухой	32,5
Газ /I смола	17,0
Полукокс на сжигание в технологической топке	3,8
Газ для предварительного нагрева угольной пыли	4,6
Пирогенетическая вода	6,5
Унос сухой пыли из сушильного размольного контура	2,1
Унос полукокса в циклонную топку	2,2
Влага угля из сушильного размольного контура	29,6

Для сжигания в топках парогенераторов можно использовать как полукокс, так и пирогаз, получающийся при газификации

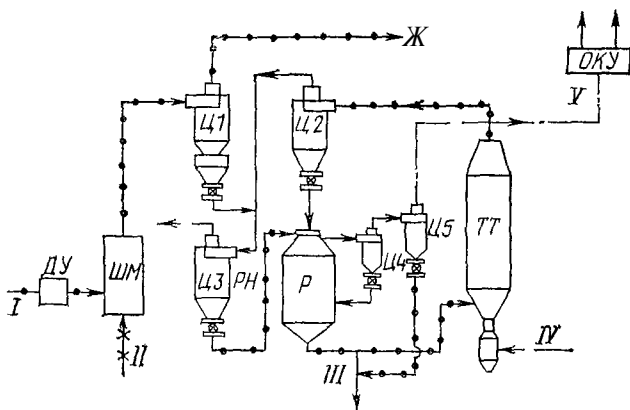


Рис. VII 8 Принципиальная схема установки ЭНИН для термической переработки угля с комбинированным теплоносителем

I — уголь, II — дымовые газы, III — товарный полукокс, IV — воздух, водяной пар V — парогазовая смесь, VI — отработавший сушильный агент

полукокса У нас в стране широкие исследования и разработки методов и схем энерготехнологического использования углей проводятся в ЭНИН им Г М Кржижановского, Саратовском политехническом институте и ряде других организаций.

На рис VII 8 в качестве примера приведена принципиальная схема установки для термической переработки твердого топлива (угля) с комбинированным теплоносителем ЭТХ-175 производительностью по углю 175 т/ч, разработанная в ЭНИН * [3] Уголь после дробления в дробильных установках ДУ до получения фрак-

* Эта схема и ее отдельные элементы прошли предварительную отработку на маломасштабных опытно-промышленных установках (с производительностью по углю 5—7 т/ч) на Калининской ТЭЦ и Красноярском заводе «Сибэлектросталь».

ций размером до 50 мм размалывается в шахтных мельницах *ШМ* и одновременно подсушивается дымовыми газами. Затем смесь угля с газами проходит через циклон *Ц1*, в котором частицы угля отделяются от газа и подаются в реторту *РН*, где, смешиваясь с горячими дымовыми газами из технологической топки *ТТ*, нагреваются до 523—623 К, и поступает в циклон *Ц2*. После сепарации в этом циклоне угольная пыль поступает в камеру смешения реактора (пиролизера *Р*), в которую также подается горячий кокс из циклона *Ц2*. Вследствие быстрого нагрева (со скоростью

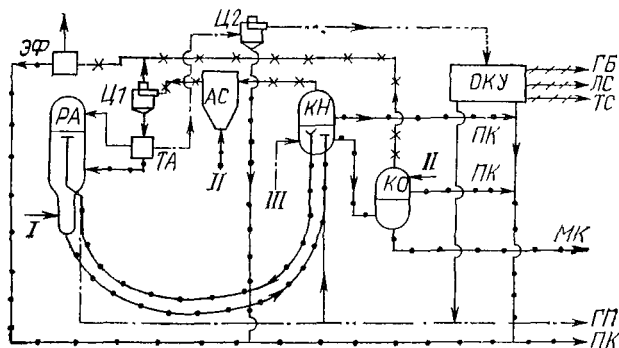


Рис. VII.9. Технологическая схема установки ЭНИН для коксования угля в кипящем слое:

ГБ — газовой бензин; ЛС — легкая смола; ТС — тяжелая смола; МК — мелкозернистый коксик; ГП — газ пиролизный; ПК — пылевидный коксик; / — пар; // — уголь; III — воздух

10^5 — 10^6 К/с) до температуры 973 К происходит термическое разложение угля (высокоскоростной пиролиз) при атмосферном давлении.

Часть образующегося в реакторе товарного полукокса поступает в технологическую топку *ТТ*, в нижнюю часть которой подается воздух и водяной пар. Подогрев полукокса (до 873—1173 К) в этой камере осуществляется за счет его окисления (неполного) кислородом воздуха. Образующаяся паровоздушная смесь вместе с нагретым порошкообразным коксом поступает в циклон *Ц2*. Отсепарированный горячий кокс из него подается в реактор, а горячие газы—в нагревательную реторту *РН*. Выходящая из верхней части реактора парогазовая смесь проходит предварительную очистку от частиц кокса в циклонах *Ц4* и *Ц5* и поступает в блок тонкой газоочистки (улавливания) и конденсации *ОКУ*, где происходит выделение смол (легкой, средней и тяжелой). Очищенный пиролизный газ в качестве полуфабриката подается для его более глубокой переработки или для сжигания в топочных устройствах (парогенераторах ПТУ или камерах сгорания ГТУ).

Другой перспективной схемой термической переработки углей, разработанной также ЭНИН, является схема с коксованием в кипящем слое (рис. VII.9) [3]. Предварительная подсушка измельчен-

ного угля производится в аэрофонтанной сушилке *АС* за счет отдачи теплоты горячими дымовыми газами, подаваемыми в нее из коксонагревателя *КН*. После прохождения через циклон *Ц1* сухая угольная пыль подается в теплообменник — адсорбер *ТА* для поглощения тяжелой смолы, а затем в реактор (пиролизер) *РА*.

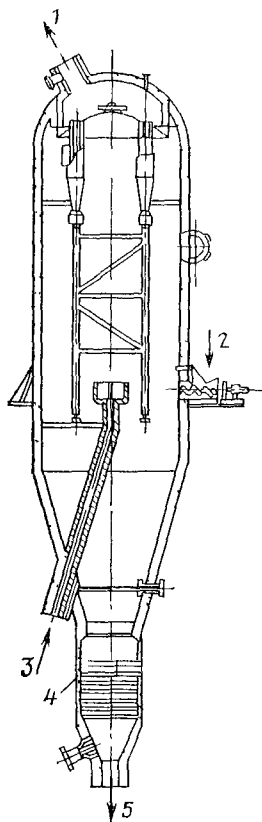


Рис. VII.10 Реактор установки термодобывания коксования углей (ТККУ) производительностью 300 т/ч:

1 — выход газа; 2 — подача угля; 3 — ввод кокса; 4 — пар, 5 — вывод кокса

Конструкция реактора приведена на рис. VII.10. Подача угля, как видно из этого рисунка, осуществляется шнековыми питателями в среднюю часть корпуса реактора, куда также подается горячий кокс из *КН*.

Внутри реактора, в средней части его корпуса, установлены циклоны для очистки парогазовой смеси от частиц кокса и угля и осуществляется вывод образовавшегося пиролизного газа. В нижнюю часть реактора подается водяной пар, а вывод кокса, полученного в результате пиролиза, осуществляется через центральную трубу в *КН* (см. рис. VII.9).

Нагрев твердого теплоносителя (кокса) осуществляется в *КН* путем его окисления в кипящем слое кислородом подаваемого в него воздуха. Товарный коксик выводится из *КН* через коксоохладитель *КО*. На магистрали вывода пылевидного коксика установлен электрофильтр *ЭФ*. Парогазовая смесь из адсорбера проходит первичную очистку от твердых частиц в циклоне *Ц2* и затем поступает в блок (отделение) конденсации и улавливания смол *ОКУ* (легких и тяжелых фракций).

Основными товарными продуктами, получаемыми при термообработке (пиролизе) угля в установке, выполненной по рассматриваемой схеме ТККУ, являются пиролизный газ, пылевидный и мелкозернистый коксик, газовый бензин, смолы тяжелых и легких фракций, используемые как сырье для последующей более глубокой переработки с получением моторных топлив и смазочных масел.

При использовании подобных установок в энерготехнологическом комплексе для выработки электроэнергии и промышленной теплоты наиболее целесообразно в качестве топлива применять пылевидный коксик и пиролизный газ. В случае необходимости (как резерв) в качестве топлива энергетической части комплекса

могут использоваться такие продукты пиролиза угля, как мелкозернистый коксик и легкие смолы [3].

Как следует из изложенного выше, в отличие от метода газификации углей вместо значительных объемных долей золы и шлака, которые, по существу, являются отходами указанного процесса, при высокоскоростном пиролизе газообразная, жидкая и твердая части получающихся компонентов представляют собою либо товарную продукцию, либо исходное сырье для последующей более глубокой переработки с получением ценных химических продуктов и материалов.

Энергетические цепи этих двух процессов (см. рис. VII.1) также имеют существенные отличия, заключающиеся прежде всего в том, что при газификации в соответствующих звеньях энергетической цепи имеет место переход от энергии более высокого качества (химическая энергия угля) к энергии более низкого качества — низкокалорийного генераторного газа.

В то же время при высокоскоростном пиролизе в энергетической цепи технологического процесса при переработке угля наблюдается постоянное повышение качества энергии рабочего тела от предыдущего звена к последующему (в особенности с учетом товарной ценности получаемой продукции). Подтверждением сказанному могут служить многочисленные проектные проработки и расчеты энерготехнологических установок для ТЭС с ПГУ на угле, в которых обеспечение топливом для выработки электроэнергии и промышленной теплоты осуществляется, с одной стороны, путем внутрицикловой газификации, а с другой, — продуктами высокоскоростного пиролиза.

Поскольку получаемые при высокоскоростном пиролизе угля газ и некоторые другие компоненты (например, легкие фракции смолы) могут служить подходящим топливом для сжигания в камерах сгорания газовых турбин, технически вполне оправданными являются предложения по использованию комбинированных установок с газовыми турбинами (в частности, ПГУ) в составе энерготехнологических комплексов с переработкой угля методом высокоскоростного пиролиза.

В качестве примера можно привести выполненное в СПИ сравнительное расчетное исследование различных вариантов схем ТЭС с паротурбинными и комбинированными парогазовыми установками, работающими в комплексе с установками термоконтактного коксования бурых углей в кипящем слое (ТККУ). Исходные варианты энерготехнологических блоков, принятые в этих расчетах, отличались как по составу энергооборудования, так и по виду топлива, сжигаемого в КС ГТУ, и расходу химических продуктов пиролиза угля, отпускаемых потребителю.

Исходная схема ПГУ, принятая для некоторых вариантов расчета, оборудована ПТУ типа К-800-240 ЛМЗ, ГТУ простой схемы типа ГТЭ-125 ЛМЗ, низконапорным парогенератором НПГ и установкой термо контактного коксования ТККУ-900 с произво-

дительностью по исходному (бурому) углю Канско-Ачинского месторождения 900 т/ч, изображена на рис. VII.11 [3].

При расчетах предполагалось, что в камере сгорания ГТУ сжигается пиролизный газ и легкая смола, а в топке парогенератора — твердые компоненты термококсования: в основном пылевидный и мелкозернистый коксик и частично пиролизный газ, окисление которых происходит в выхлопных газах ГТУ, подаваемых в топку НПП. Расчеты всех сравниваемых вариантов энерготехнологиче-

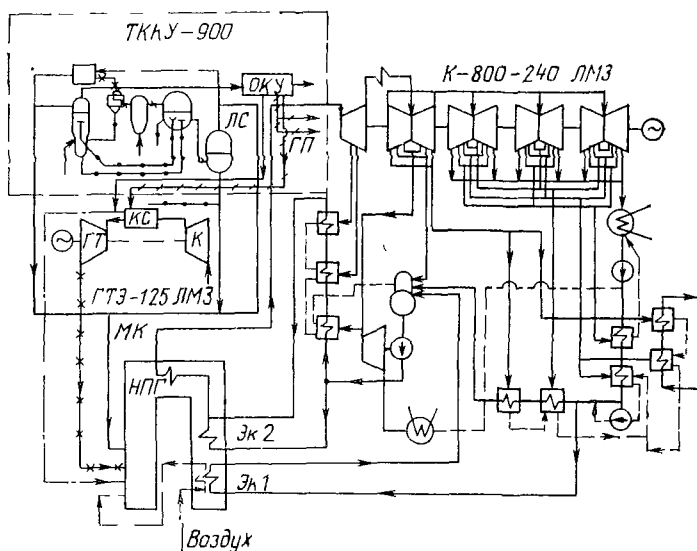


Рис. VII 11. Схема ПГУ ЭТБ с термоконтактным коксованием углей (ТККУ):

Эк/ — экономайзер низкого давления; Эк2 — экономайзер высокого давления

ских блоков ЭТБ проводились с использованием эксергетического метода (см. п. VII.2). В качестве критерия экономической эффективности принималась величина годовых расчетных затрат в комбинированных вариантах по сравнению с раздельным производством электроэнергии и соответствующей химической продукции на специализированных заводах (по освоенной технологии):

$$Z = Z_{\text{КЭС}} + Z_{\text{х.д}} + Z_{\text{э.к}}, \quad (\text{VII.5})$$

где $Z_{\text{КЭС}}$ — затраты на производство электроэнергии на КЭС, сжигающей Канско-Ачинский бурый уголь; $Z_{\text{х.д}}$ — затраты на производство химической продукции на специализированном химическом предприятии; $Z_{\text{э.к}}$ — затраты на производство электроэнергии и химических продуктов в комбинированном энерготехнологическом комплексе.

Анализ проведенных расчетов показал, что при комплексном энерготехнологическом использовании бурого угля во всех вариантах достигается значительная экономия удельных затрат, отнесенная к 1 т исходного бурого угля (от 1,78 до 4,72 руб./т), при этом для вариантов с ПГУ (рис. VII. 11) получается наибольшая экономия удельных затрат (на 10% большая, чем в лучшем паротурбинном варианте) [3]. Наибольшую экономическую эффективность дают варианты с большим отпуском химической продукции по сравнению с долей отпускаемой электроэнергии.

Несмотря на то, что среди сравниваемых (конкурирующих) вариантов не рассматривались энергетические блоки ТЭС на Канско-Ачинском месторождении бурого угля с их предварительной внутрицикловой газификацией (в том числе ПГУ), можно вполне обоснованно предположить, что по величине годовых расчетных затрат на комбинированное производство электроэнергии и получаемой при этом химической продукции они будут уступать энерготехнологическим блокам ТЭС с установками термодетонационного коксования (высокоскоростного пиролиза). Основная причина заключается в том, что при примерно одинаковых расчетных затратах на производство электрической и тепловой энергии для двух сравниваемых способов ценность вырабатываемой химической продукции при высокоскоростном пиролизе будет существенно большей.

Меньшими для таких энерготехнологических комплексов должны быть и затраты, связанные с устранением отрицательного воздействия на окружающую среду.

Что касается возможных и целесообразных путей использования комбинированных установок с газовыми турбинами при других перспективных способах переработки углей (например, гидрогенизации и т. п.), то в этих случаях они не будут отличаться от рассмотренных выше (см. п. VI.6) предложений по использованию соответствующих схем в нефтеперерабатывающей промышленности, когда ГТУ могут быть использованы либо в качестве автономного привода компрессорных и насосных установок, либо включаться в состав утилизирующего блока с использованием теплоты уходящих из турбины газов для генерирования технологического пара в котлах-утилизаторах.

VII.4. КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ ДЛЯ ТЭС НА МАЗУТЕ

Период 60-х и первой половины 70-х годов как за рубежом, так и в СССР характеризовался широким использованием мазутов в качестве основного вида топлива на тепловых электростанциях, вырабатывающих электрическую и тепловую энергию. При этом для электростанций отпускались мазуты с большим содержанием серы, так как они наименее пригодны в качестве сырья в таких технологических процессах нефтепереработки, как гидро- и термкрекинг, гидроочистка и т. п.

Сжигание высокосернистых мазутов в топках парогенераторов паротурбинных блоков приводило к снижению надежности энергооборудования и повышенным выбросам вредных соединений серы (в основном, сернистого ангидрида) с продуктами сгорания, что требовало значительных дополнительных вложений (до 30—40 % от стоимости основного энергооборудования) в соответствующие сероочистительные установки для доведения концентрации выбросов сернистого ангидрида в атмосферу до значений, допустимых действующими санитарными нормами. Создались благоприятные предпосылки для разработки эффективных методов и технологических установок получения «чистого» энергетического топлива

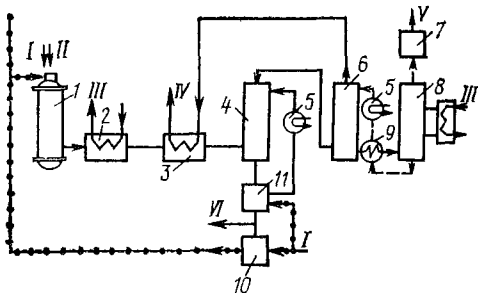


Рис. VII 12 Схема высокотемпературной газификации сернистого мазута ИВТ

путем предварительной газификации сернистых мазутов с последующей очисткой генерируемого газа от серы и твердых фракций (золы и углерода)

В нашей стране работы в указанных направлениях проводились в Институте высоких температур АН СССР (ИВТ) совместно с рядом других организаций: ВНИИ НП, НИИгаз, ИГИ, Щекинским химкомбинатом.

Более полную разработку с рекомендациями по их практическому внедрению получили методы высокотемпературной газификации сернистых мазутов при температуре 1573 К при расходах воздуха 0,42—0,45 от стехиометрического. В образующемся при этом газе объемные доли окиси углерода составляют 22—24 %; водорода — 14—16 %; остальное — азот. Его теплота сгорания равна 4,2—4,4 МДж/м³. Схема процесса высокотемпературной газификации сернистых мазутов, разработанная ИВТ АН, приведена на рис VII. 12 [39]. В соответствии с этой схемой мазут / и воздух // подаются в реактор 1, где топливо подвергается газификации. Образовавшийся генераторный газ сначала охлаждается в теплообменнике 2, в котором при этом генерируется насыщенный водяной пар ///, а затем в теплообменнике 3, где одновременно нагревается газ IV, очищенный от серы, золы и сажи. В аппаратуре 4 происходит очистка газа от золы и сажи посредством его промывки водой, после чего он подается в абсорбционную установку 6 для поглощения серы. Очищенный газ после подогрева в теплообменнике 3 подается для сжигания в топках устройств ПТУ или ПГУ.

В абсорбционной установке 6 предусмотрена регенерация сорбента CaO, при которой получается сероводород, направляемый на производство серы V в специальные установки 7 и 8 с его пред-

верительным подогревом в аппарате 9. Сажа, которая вместе с золой из очистительного устройства 4 извлекается промывочной водой, гранулируется в аппарате 11. После этого она смешивается с подаваемым топливом в аппарате 10. Гранулированная зола VI удаляется из аппарата 11 Очищенная от гранул сажи и золы вода вновь подается на промывку газа, пройдя предварительно через охладитель 5.

По описанной схеме в настоящее время создается опытно-промышленная установка на Дзержинской ТЭЦ применительно к обеспечению парогенератора БКЗ производительностью 420 т/ч для типового паротурбинного блока. Подача воздуха для газификации в реактор осуществляется компрессором под давлением 0,6 МПа. В качестве привода компрессора предусмотрена газовая турбина, использующая в камере сгорания очищенный генераторный газ. Продукты сгорания из газовой турбины подаются в топку парогенератора. Длительная надежная работа газовой турбины, равно как и поверхностей нагрева парогенератора, на продуктах сгорания генераторного газа обеспечивается хорошим удалением серы, ванадия, кальция, магния, хлора и других примесей при очистке.

Введение устройств для очистки газа и улавливания сажи связано с дополнительными потерями теплоты и затратами энергии, которые по расчету должны соответственно составить 4 % расхода топлива, 2800 кВт/ч электроэнергии на 1 т извлекаемой серы и 11,1 МВт/ч теплоты пара ($p_{\text{г}} = 0,6$ МПа), отбираемого от турбины на регенерацию сорбента [3]. Использование системы газификации мазутов и очистки генераторного газа связано также со значительными дополнительными капитальными вложениями в энергооборудование электростанций и текущими расходами на их эксплуатацию. Поэтому естественным является стремление использовать подобные системы в комплексе с более экономичными комбинированными парогазовыми установками.

В качестве одного из таких предложений можно привести разработанную в ИВТ теплофикационную парогазовую установку со смешением потоков газа и водяного пара с низкотемпературной очисткой продуктов газификации, схема которой представлена на рис. VII. 13 [39]. Получаемый путем газификации в газогенераторе 3 газ с температурой 1573 К охлаждается в газоохладителе 4, где одновременно происходит нагрев питательной воды, подаваемой в парогенератор, и подогрев очищенного газа в теплообменнике 6, после чего он поступает в систему очистки от золы и сажи 7 и систему сероочистки 8 Очищенный газ после его подогрева подается в топку высоконапорного парогенератора 9, куда одновременно поступает сжатый воздух из компрессора, приводимого во вращение от вала, на котором установлены газовая турбина 13, работающая на смеси продуктов сгорания очищенного генераторного газа и водяного пара, поступающего из выхлопов паровых приводных турбин 2 и 17, а также паровые турбины 15 и 17

с промышленным 16 и теплофикационным 14 отборами пара и электрогенератор 12.

Часть расхода воздуха, выходящего из компрессора 18, отбирается для газификации, предварительно пройдя через компрессор 1 с приводом от паровой турбины 2. На выходе из газовой турбины установлен регенератор (парогазовый подогреватель) питательной воды 10, подаваемой питательным насосом 11 в барабан высоконапорного парогенератора 5. Подогрев питательной

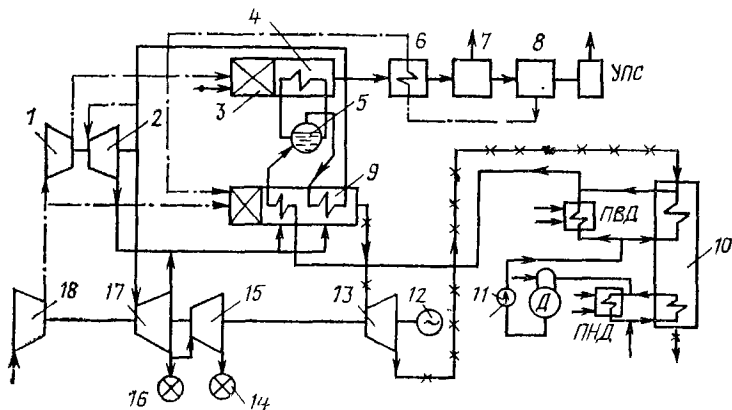


Рис. VII.13. Схема теплофикационной парогазовой установки ИВТ АН с внутрицикловой газификацией сернистых мазутов:
УПС — установка для получения серы

воды частично производится в газоохладителе генераторного газа пропуская через отдельный циркуляционный контур с помощью насоса 11. Поскольку при низкотемпературной очистке продуктов газификации мазута от золы, сажи и серы возникают значительные дополнительные потери теплоты и расходуемой работы (из-за гидравлических сопротивлений в очистительной аппаратуре), то по своим основным технико-экономическим показателям энергетические блоки, оборудованные подобной системой, не имеют ощутимых преимуществ по сравнению с системами прямого сжигания мазута в топках парогенераторов.

За ними остается тем не менее важное положительное качество, заключающееся в возможности существенного снижения вредных выбросов с продуктами сгорания сернистого ангидрида (более чем на 90 %) и золы (более чем на 99,8 %), по сравнению с прямым сжиганием сернистых мазутов [39]. Положительным свойством является также и то, что предварительная газификация мазутов, в том числе и высокосернистых, дает возможность использовать очищенный генераторный газ в ПГУ и тем самым добиться улучшения экономических показателей энергоблоков. Однако стремление получить возможно больший экономический выигрыш делает вполне оправданным разработку и внедрение эффективных

Способов очистки продуктов газификации при высокой температуре, т. е. без предварительного достаточно глубокого охлаждения.

Очистка продуктов газификации в этом случае может производиться в циклонных аппаратах специальной конструкции, например типа СК-ЦН-34, устойчиво работающих при скоростях газа на входе до 10—11 м/с и начальной запыленности до 30—50 г/м³ [3]. Среди перспективных методов очистки продуктов газификации мазута от серы при высоких температурах (до 1173 К) следует отметить метод, разработанный в ИГИ и основанный на взаимодействии образующегося при газификации сероводорода с окислами различных металлов (кальция, магния, железа, марганца и т. д.), используемыми в качестве поглотителей [3]. На эффективность действия сероочистного реагента, которая может достигать 90—94 %, оказывает влияние содержание сажи в продуктах газификации на входе в сероочистное устройство, которое не должно превышать 3—4 г/м³.

Применение повышенных давлений рабочего процесса позволяет интенсифицировать процесс сероочистки и повысить эффективность улавливания серы, вследствие чего подобные системы могут быть применены в схемах ПГУ, имеющих в своем составе компрессоры для сжатия воздуха. В качестве примера возможного использования системы газификации сернистых мазутов с последующей высокотемпературной очисткой генераторного газа от золы, сажи и серы в составе комбинированной парогазовой установки можно назвать схему ПГУ [3], в которой продукты газификации сернистого мазута, осуществляемой в газогенераторе под избыточным давлением воздуха, создаваемым компрессором, после его очистки от золы, сажи, серы и пыли подается в топку низконапорного парогенератора НПГ, предварительно пройдя через расширительную газовую турбину. Развиваемая турбиной мощность используется для привода компрессора и электрогенератора. В топку НПГ производится также сброс продуктов сгорания из газовой турбины, работающей в комплексе с воздушным компрессором и камерой сгорания, в которой сжигается часть очищенного генераторного газа, выходящего из системы сероочистки. Подобная схема обладает определенным преимуществом по сравнению с другими схемами ПГУ, например ПГУ с ВПГ. Для ее реализации может быть применено типовое оборудование пароводяного контура, не связанное непосредственно с оборудованием газификации и очистки [3].

Среди перспективных методов комплексной термической переработки сернистых мазутов, имея в виду их использование в схемах паротурбинных и парогазовых блоков, следует прежде всего отметить метод пиролиза. Если рассмотренный выше метод предварительной газификации мазута в нынешних условиях и для долгосрочной перспективы развития топливно-энергетического баланса нашей страны, когда потребление нефти и нефтепродуктов

в энергетике должно быть резко сокращено, может рассматриваться лишь как частное решение, то метод пиролиза мазутов следует считать более универсальным решением.

Основной причиной сказанного является возможность проведения при пиролизе более глубокой переработки мазутов с получением кроме топливного генераторного газа широкой номенклатуры ценных химических продуктов и материалов [3], аналогично тому, как это имеет место в решении проблемы комплексного использования низкосортных углей (см. п. VII.3.)

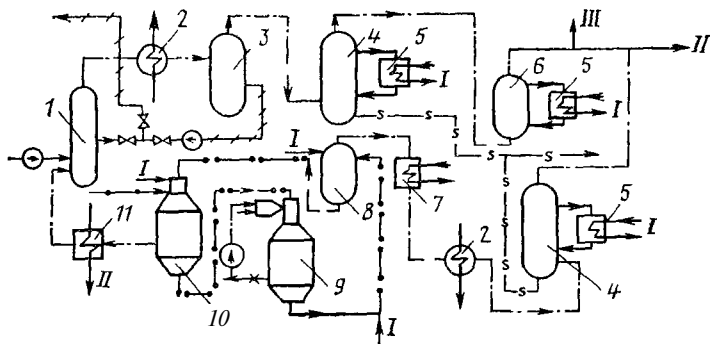


Рис. VII 14. Тепловая схема опытной установки ЭНИН для пиролиза мазутов

Технологический процесс пиролиза высокосернистых мазутов, применительно к его использованию в комплексе с энергоблоком ТЭС, разработан и прошел проверку на стендовом оборудовании в ЭНИН [3]. Принципиальная тепловая схема установки для пиролиза высокосернистых мазутов приведена на рис. VII.14. В соответствии с этой схемой в ректификационной колонне /, куда подаются нагретый мазут и парогазовая смесь, образовавшаяся в реакторе (пиролизере) 10 и охлажденная в трубчатом теплообменнике (фиксаторе) 11, происходит промывка этой смеси мазутом, ее охлаждение и отделение жидких продуктов пиролиза с температурой кипения 503 К. Эта жидкая фракция, содержащая ряд ценных углеводородов (бензола, толуола, нафталина и др.), направляется для дальнейшей переработки в качестве сырья на химические предприятия. Оставшиеся пиролизный газ, водяные пары и легкие жидкие фракции выводятся из колонны и после их охлаждения в теплообменнике 2 подаются в сепаратор 3, где происходит разделение жидкой и газообразной фракций. Жидкие фракции выводятся из схемы и поступают для последующей химической переработки, а пиролизный газ подается в сероочистительную установку 4 с абсорбированием сероводорода жидким поглотителем. Регенерация раствора осуществляется путем нагрева его водяным паром в испарителе 5. После системы сероочистки пиролизный газ поступает в блок отделения бензола 6, а

затем подается в технологическую топку // парогенератора или камеру сгорания ГТУ /// (при работе в схеме ПГУ).

В реакторе 10, куда подается мазут в смеси с горячим твердым теплоносителем (коксом) и где он быстро нагревается до реакционной температуры 1193 К, происходит процесс пиролиза с разделением на парогазовую смесь и твердый остаток (кокс). После отделения кокса парогазовая смесь подается в ректификационную колонну, а кокс направляется в регенератор 9, где нагревается до температуры 1373 К, одновременно охлаждая продукты сгорания очищенного пиролизного газа, выходящие из технологической топки регенератора. В схему входит также реактор водяного газа 8, получаемого пропусканием водяного пара / через твердый теплоноситель. Водяной газ после очистки в циклоне и охлаждения в газоохладителе 7 поступает в сероочистительную установку 4 и после отделения серы направляется для сжигания в топку парогенератора //. Материальный, тепловой и энергетический балансы установки ЭНИН для пиролиза мазута свидетельствуют о значительной доле получаемых в результате пиролиза ценных химических продуктов и кокса, а также о сравнительно умеренных потерях теплоты (около 4 %).

Технологическая установка пиролиза сернистого мазута органически удачно сочетается с комбинированными энергетическими установками с газовыми турбинами [3].

Проектные и расчетные проработки различных схем ПГУ в сочетании с установками пиролиза мазута показывают, что при подобном сочетании может быть получена значительная экономия расчетных затрат как по сравнению с традиционными паротурбинными блоками, оборудованными подобными установками, так и по сравнению с отдельным вариантом производства электроэнергии на ГЭС, а химической продукции — на специализированных предприятиях. Однако фактический выигрыш от применения подобных комплексных энерготехнологических установок на основе пиролиза мазута будет, по-видимому, существенно большим, если учесть не только экономический, но и социальный и экологический аспекты, заключающиеся в возможности перехода на безотходные энерготехнологические процессы с минимальным отрицательным воздействием на окружающую среду и оптимальным комплексным использованием ценных топливных ресурсов нашей страны.

VII.5. ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Широкое применение газовых турбин в составе энерготехнологических установок различного назначения, а также применение их в составе энерготехнологических комплексов с ПГУ для ТЭС на твердом и тяжелом жидком видах топлива обусловлено возможностью решения ряда важных проблемных задач, основными из которых являются:

а) предотвращение коррозии деталей и узлов газовых турбин и компрессоров, контактирующих в процессе их эксплуатации как с рабочими телами технологических процессов, так и с продуктами сгорания топлива (жидкого или газообразного), используемого в процессах выработки электроэнергии, промышленной теплоты или соответствующей товарной продукции;

б) предупреждение эрозии проточной части газовых турбин и компрессоров достаточно крупными частицами твердых фракций, содержащимися в воздухе, рабочих телах технологических процессов и продуктах сгорания топлива;

в) уменьшение отложения мелких частиц твердых фракций в проточных частях газовых турбин, компрессоров и в элементах газозвоздушного тракта;

г) обеспечение высокой герметичности корпусных деталей газовых турбин и компрессоров в местах выхода вращающихся валов, обеспечивающей как предотвращение утечки токсичных компонентов рабочих тел в окружающее пространство, так и контактирование агрессивных сред со смазочным маслом в подшипниках турбомашин;

д) обеспечение высокой надежности совместной работы газовых турбин, компрессоров и технологического оборудования, входящего в состав всей технологической цепи в требуемом диапазоне изменения нагрузки, включая пуски и аварийные режимы.

В связи с изложенными положениями следует отметить, что повышенное давление и высокие температуры рабочего тела в газовых турбинах и компрессорах энерготехнологических ГТУ, при наличии в них таких компонентов, как окись углерода, сероводород, окислы азота, водород, продукты сгорания тяжелых углеводородов и т. д., в ряде случаев существенно усложняют задачи борьбы с указанными выше отрицательными факторами. С другой стороны, для газовых турбин, включаемых в некоторые энерготехнологические схемы, создаются более благоприятные условия работы (в части температурных режимов и постоянства нагрузки) по сравнению с автономно работающими стационарными ГТУ (например, для покрытия пиковых нагрузок).

Наиболее распространенной и разрушительной по своим последствиям является высокотемпературная сернистая коррозия деталей проточной части газовых турбин, которая усиливается при использовании газовой турбины в составе энерготехнологических установок или при работе в составе ПГУ на продуктах газификации бурого угля или мазута с высоким исходным содержанием серы. Дело в том, что даже при весьма малом содержании серы в генераторном газе после его очистки, наличие в составе этого газа незначительной доли натрия может оказаться достаточным для возникновения высокотемпературной сернистой корро-

зии *. Радикальным методом борьбы с подобной коррозией является нанесение соответствующих коррозионно-стойких покрытий на рабочую поверхность лопаточного аппарата газовой турбины (например, платинохромоалюминиевые диффузионные покрытия, наносимые последовательно тонким слоем). Основное назначение таких покрытий заключается в создании на защищаемой поверхности окисной пленки, предотвращающей непосредственный контакт загрязняющих компонентов (в основном, Na_2SO_4) с материалами лопатки. Применение покрытий позволяет увеличить коррозионную стойкость лопатки в 8—10 раз. Разумеется, ресурс лопатки с подобным антикоррозионным покрытием существенно зависит от первоначального загрязнения воздуха и топлива, поэтому требования к степени их очистки должны быть достаточно жесткими и полностью удовлетворять ГОСТ 21199—75.

В перспективе следует ориентироваться на применение «независимых» антикоррозионных покрытий лопаток газовых турбин, которые позволят обеспечить еще более высокую сопротивляемость высокосернистой коррозии. Указанные покрытия не связаны с использованием какого-либо химического элемента, входящего в состав материала лопатки, и поэтому оказывается возможным увеличить их эффективность за счет лучшего подбора отдельных компонентов. В энерготехнологических газовых турбинах, работающих на продуктах газификации бурого угля и мазута, а также в металлургической промышленности могут проявляться специфические формы коррозии, связанные с наличием в рабочей среде окиси углерода, сероводорода и водорода.

Так, окись углерода может оказаться агрессивной по отношению к материалу деталей проточной части турбины и газового тракта, особенно при наличии высоких давлений и температур. Поэтому для изготовления указанных деталей, работающих в среде, содержащей СО, следует использовать высоколегированные стали с содержанием хрома не менее 10—12 % (например, нержавеющей сталь марки 12Х18Н10Т или 08Х21Н6М2Т), а также применять защитные антикоррозионные покрытия.

Действие водорода, который может присутствовать в рабочей среде газовых турбин, используемых в химической промышленности, на высоколегированную сталь при повышенных температурах и давлениях связано с разрушением их карбидной составляющей, что ухудшает механические свойства стали. Поэтому в указанных случаях следует рекомендовать применение сталей с высоким содержанием хрома, а также коррозионно-стойкие покрытия (например, из хрома и алюминия).

Эрозия лопаточного аппарата компрессоров и турбин находится в прямой зависимости от степени очистки засасываемого

* Попадание Na в продукты сгорания, проходящие через проточную часть газовой турбины, возможно как с воздухом, засасываемым компрессором, так и после «мокрой» очистки генераторного газа в скрубберах и другими путями.

атмосферного воздуха, а также рабочего тела, проходящего через проточную часть газовой турбины (генераторного, доменного и нитрозного газов после их горячей каталитической очистки и т. д.). Поэтому наиболее эффективным средством борьбы с возможной эрозией, которая возникает от воздействия твердых частиц размером свыше 10—15 мм, является применение двухступенчатой очистки: сначала в инерционных, а затем в рулонных фильтрах из синтетического материала. При таком способе представляется возможным существенно снизить содержание объемных долей золы, углерода, а также катализатора или футеровки соответствующей технологической аппаратуры, образующих отложения в проточной части, которые могут привести не только к снижению полезной мощности и к. п. д. установки, но и к созданию подходящих условий для развития поверхностной коррозии (в присутствии зольных отложений). В качестве возможных мер борьбы с отложениями твердых частиц, по аналогии с практикой стационарного газотурбостроения для энерготехнологических газовых турбин, в большинстве случаев может применяться периодическая промывка проточных частей или их очистка мелкодробленой ореховой скорлупой, плодовой косточкой и т. п. Во всех схемах использования ГПУ со сбросом в атмосферу или в котел-утилизатор это вполне возможно.

Обеспечение высокой герметичности места выхода вращающихся валов турбомашин (компрессоров и газовых турбин) из их корпусов является обязательным условием их надежной и безопасной эксплуатации в случаях, когда рабочее тело имеет в своем составе токсичные компоненты (например, окись или двуокись азота, окись углерода, сероводород и т. д.). При этом возникает проблема создания надежных герметичных уплотнений, функционирующих как в период вращения валов, так и при их остановке. Наиболее эффективным следует считать в подобных случаях использование лабиринтных уплотнений, выполненных по схеме «воздушного затвора», т. е. с подачей уплотняющего чистого воздуха в кольцевую камеру, расположенную посередине уплотнения, в сочетании с концевым герметичным уплотнением в виде контактной пары или стояночного уплотнения манжетного типа.

Для турбомашин с диаметром валов в зоне уплотнений до 200—250 мм могут эффективно применяться уплотнения в виде плавающих графитовых колец. При наличии в утечках рабочей среды компонентов, взаимодействующих со смазочным маслом подшипников скольжения валов турбомашин, следует применять развитые масляные уплотнения с гидравлическими (воздушными) затворами, а в особо ответственных случаях переходить на синтетическую (нейтральную) смазку вместо минерального масла или даже на применение подшипников с газостатической смазкой.

Обеспечению более высокой надежности газовых турбин применительно к условиям включения их в технологические схемы или

энерготехнологические комплексы для ТЭС на бурых углях и мазутах в значительной мере благоприятствует применение наиболее простых конструктивных схем самих ГТУ. Такими схемами могут быть простая одновальная ГТУ, ГТУ со свободной силовой турбиной и разрезным валом без промежуточного охлаждения процесса сжатия в компрессоре [20] с максимально возможной унификацией основных их элементов и узлов по отношению к уже освоенным образцам стационарных ГТУ.

Большое значение имеет также расширение числа параметров газотурбинной установки, подлежащих подключению к системе защиты, и ужесточение требований к соответствующим защитам. Целесообразным следует считать в подобных случаях и обеспечение большего резервирования механизмов и агрегатов с газотурбинным приводом.

- 1 Анализ основных свойств паросилового блока с пиковой ГТУ/И И Кириллов, Л В Арсеньев, Ю Г Корсов и др — Теплоэнергетика, 1976, № 5, с 29—31
- 2 Альтшуллер В. С. Новые процессы газификации твердого топлива М • Недра, 1976 280 с
- 3 **Андрющенко А. И.** Основы проектирования энерготехнологических установок электростанций М Высшая школа, 1980 240 с
- 4 Андрющенко А. И., Аминов Р. З. Экономически наивысшая величина перегрузки паротурбинных блоков — Энергомашиностроение, 1974, № 6, с 32—34
- 5 Андрющенко А. И., Лапшов В. Е. Парогазовые установки электростанций М —Л Энергия, 1965 246 с
- 6 **Арсеньев Л. В., Беркович А. Л.** Эффективность применения воды и пара в установке ГТ-100-750-2 ЛМЗ — В кч Вопросы повышения эффективности и надежности теплоэнергетических установок Калинин, КПИ, 1975, с 56—64
- 7 Арсеньев Л. В., Беркович А. Л., Котов Ю. Г Форсировка стационарных ГТУ впрыском воды в тракт высокого давления М НИИЭвформЭнергомаш Энергетическое машиностроение, 3-80-04, 1980 38 с
- 8 Арсеньев Л. В., Фомин В. А., Ходак Е. А. Статические характеристики маневренной паросиловой установки с пиковой ГТУ — Энергомашиностроение, 1976, № 7, с 12—13
- 9 Арсеньев Л. В., Ходак Е. А. Статические характеристики газопаровой установки с высокотемпературной газовой турбиной — Изв вузов Энергетика, 1974, № 5, с 95—99
- 10 Атрошенко В. И., Каргин С. И. Технология азотной кислоты М Химия, 1970 523 с
- 11 **Базовые парогазовые установки /И И Кириллов, В. А. Зысин, В. Л. Полищук и др — Теплоэнергетика, 1967, № 5, с 10—13**
- 12 **Бармин С. Ф., Митрофанов И. Д., Васильев П. Д.** Повышение мощности ГТУ впрыском воды в тракт высокого давления — Транспорт и хранение газа, 1976, № 8, с 28—32
- 13 Беркович А. Л., Голод Л. А. Повышение мощности ГТУ впрыском воды — Тр ЦКТИ, 1975, выл 3, с 31—32
- 14 Бодров И. С., Огурцов А. П., **Резниченко В. Я.** Энергетическая газотурбинная установка мощностью 150 МВт — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с 11—17.
- 15 Вукалович **М. П., Новиков Н. И.** Термодинамика М Машиностроение, 1972 670 с
- 16 Выбор оптимальных параметров **высокотемпературной** газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ/И И Кириллов, В. А. Зысин, С. Я. Ошеров и др — Теплоэнергетика, 1967, № 1, с 44—47
- 17 **Высокотемпературная газопаровая установка по схеме ЦКТИ—ЛПИ/И И Кириллов, В. А. Зысин, С. Я. Ошеров и др — Теплоэнергетика, 1966, № 5, с 25—29**
- 18 **Высокотемпературная газопаровая установка/И И Кириллов, Л В Арсеньев, Ю В Котов и др — Энергомашиностроение, 1978, № 4, с 5—7**
- 19 Газопаровая энергетическая установка по схеме ЦКТИ—ЛПИ мощностью 300 МВт/И И Кириллов, В. А. Зысин, С. Я. Ошеров и др — Энергомашиностроение, 1968, № 2, с 1—5
- 20 **Газотурбинные** установки Конструкции и расчет/Под ред Л В Арсеньева и В Г Тырышкина Л Машиностроение, 1978 232 с
- 21 Дикий Н. А. Судовые газопаротурбинные установки Л Судостроение, 1978 260 с
- 22 Зысин В. А. Комбинированные парогазовые установки и циклы М.—Л. Госэнергоиздат, 1962 186 с

23 Зысин В. А., Турчанинов Б. В. О работе ГТУ по газопаровому циклу с котлом-утилизатором — Энергомашиностроение, 1960, № 9, с 18—21

24 Ильина Л. В. Исследование технических возможностей и экономической эффективности использования КЭС в переменной зоне графиков нагрузки Авто-реф ДИС на соиск учен степ канд техн наук Л ЛПИ, 1975 21 с

25 Канаев А. А., Корнеев М. И. Парогазовые установки Конструкции и расчет Л Машиностроение, 1974 289 с

26 Комбинированная теплофикационная установка для покрытия пиковых и полупиковых нагрузок/И И Кириллов, С Л Зыков, Л В Арсеньев и др — Энергомашиностроение, 1974, № 11, с 10—12

27 Комбинированные парогазовые установки/Под ред А А Канаева и М И Корнеева — Тр ЦКТИ, 1969, вып 93 153 с

28 Кузнецов А. Л. Повышение мощности газотурбинных установок путем впрыскивания воды в камеру сгорания — Теплоэнергетика, 1960, № 11, с 40—41

29 Лифшиц О. В. Справочник по водоподготовке котельных установок М Энергия, 1976 286 с

30 Любимов А. А., Озеров В. И. Участие парогазовой ТЭЦ в покрытии пиковых нагрузок — Энергомашиностроение, 1977, № 5, с 7—9

31 Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений — Экономическая газета, 1977, № 10, с 4—24

32 Обоснование целесообразности получения дополнительной мощности на блоках 300—1000 МВт/Зыков С А, Будняцкий Д М, Мочан С И и др — Теплоэнергетика, 1966, № 3, с 7—13

33 Одум Г., Одум Э. Энергетический базис человека и природы Пер с англ М Прогресс, 1978 380 с

34 Одум Ю. Основы экологии Пер с англ М Мир, 1975 543 с

35 Опыт эксплуатации головной парогазовой установки с ВПГ-50 и ГТУ-15-ПГ/В К Шебалаев, Т Я Шпектрова, М А Яшкевич и др — Теплоэнергетика, 1966, № 12, с 14—19

36 Освоение парогазового энергоблока мощностью 200 МВт и перспективы применения в энергетике парогазовых установок большой мощности/Н М Марков, Е Н Прутковский, Х Г Демирчян и др — Теплоэнергетика, 1975, № 6, с 27—30

37 Палеев И. И., Агафонова Ф. А. Исследование горения капель жидкого топлива — В кн Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах М Госэнергоиздат, 1958, с 31—34

38 Парогазовая установка мощностью 750 МВт утилизационного типа на природном газе/Н С Чернецкий, Г Г Ольховский, П А Бердинец и др — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с 6—10

39 Парогазовые установки для генерации энергии с предотвращением вредных выбросов в атмосферу/В М Масленников, С А Христианович, В Л Штеренберг и др — М АН СССР, 1976 64 с

40 Парогазовые установки с внутрцикловой газификацией твердого топлива под давлением/И М Марков, Е И Прутковский, Ю Г Корсов и др — Промышленная теплотехника, 1980, № 6, с 90—100

41 Перспективы повышения эффективности пиковых ГТУ/И И Кириллов, Л В Арсеньев, Е А Ходак и др — Теплоэнергетика, 1981, № 4, с 41—44

42 Перспективы совершенствования бинарной газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ/Л В Арсеньев, В А Зысин, И И Кириллов и др — Теплоэнергетика, 1968, № 7, с 39—41

43 Повышение маневренности современных энергоблоков методом отключения ПВД/И И Кириллов, В А Иванов, Л В Арсеньев и др — Теплоэнергетика, 1978, № 2, с 66—69

44 Повышение эксплуатационных показателей газотурбинной установки ГТ-25/Л В Арсеньев, Е А Ходак, А Л Берковичи др — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с 34—37

45 Попырин Л. С. Комплексная оптимизация параметров полупиковых и пиковых электростанций — Теплоэнергетика 1972, № 3, с 12—16

- 45 Пути повышения экономической эффективности мощных теплофикационных турбин и теплоэлектроцентралей/И К Терентьев, Д М Будняцкий и И, В Н Осипенко и др — Теплоэнергетика, 1977, № 7, с 2—6
- 37 Работа парогазовых установок со сбросом газа в котел на частичных нагрузках/И И Кириллов, В А Зысина, Л. В. Арсеньев и др. — Теплоэнергетика, 1968, № 5, с 32—35
- 48 Результаты освоения опытно-промышленной ПГУ со сбросом газов в топку парогенератора/В П Безлепкин, Е Э Гильде, Н В Голованов и др — Энергомашиностроение, 1973, № 2, с 24—26
- 49 Результаты экспериментальных исследований снижения выбросов окислов азота путем впрыска пара или воды в зону горения/В Б. Кругов, Н С Шестаков, В Н Шведков и др — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с 41—42
- 50 Романов А. А. Первая парогазовая установка М Энергия, 1967 186 с
- 51 Сазонов Б. В. Доменные газотурбинные установки М • Металлургия, 1965 266 с
- 52 Сигал И. Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива Л Наука, 1977 294 с
- 53 Совершенствование установок с паровыми и газовыми турбинами/И И Кириллов, Л В Арсеньев, Е А Ходак и др — Теплоэнергетика, 1979, № 11, с 2—6
- 54 Способ утилизации тепла горения колчедана в печах со псевдосжиженным слоем с использованием воздушно-турбинных установок/В Г Терновский, В Г Васильева, А А Егоркина и др — Химическая промышленность, 1977, № 12, с 34—37
- 55 Справочник нефтехимика Т 1/Под ред С И Огородникова Л: Химия, 1978 496 с
- 56 Сравнительный анализ схем комбинированных энергетических ПГУ с утилизацией рабочего тела ГТУ/А А Куландин, В Г Тырышкин, И С Бодров и др — Энергомашиностроение, 1978, № 11, с 7—9
- 57 Сурков В. В. Совместная работа турбоустановок К-300-240 (ЛМЗ) и ГТ-100-750-2 — Теплоэнергетика, 1972, № 2, с 47—48
- 58 Тумановский А. Г. Некоторые пути снижения концентрации окислов азота в камерах сгорания ГТУ — Теплоэнергетика, 1973, № 6, с 30—33
- 59 Тырышкин В. Г., Эренбург В. П. Тепловой расчет газотурбинной установки в производстве слабой азотной кислоты — Промышленная энергетика, 1982, № 7, с 54—56
- 60 Форсирование энергетических ГТУ путем впрыска воды в тракт высокого давления/И И Кириллов, Л В Арсеньев, Ю В Котов и др. — Энергомашиностроение, 1976, № 12, с 1—4
- 61 Фрейман Ю. В. Улучшение приемистости и кратковременное форсирование транспортного ГТД впрыском воды и дополнительного горючего в камеру сгорания — Изв вузов Машиностроение, 1967, № 11, с 42—46
- 62 Харлампович Г. Д., Урьев Е. В., Стуликов И. Л. Перспективы применения газотурбинного привода в химической промышленности — Химическая промышленность, 1974, № 12, с 37—39
- 63 Христианович С. А., Масленников В. М., Штернберг В. Я. Парогазовая энергетическая установка для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии — Теплоэнергетика, 1973, № 7, с 43—48
- 64 Христоч В. А., Башкатов Ю. Н., Булавицкий Ю. М. Исследование возможности перевода камеры сгорания газотурбинной установки ГТ-25-700-1 в газопаровой режим — Энергетика и электротехническая промышленность УССР Информ сб 1964, № 4, с 19—21
- 65 Цыганков А. П., Балацкий О. Ф., Сенин В. П. Технический прогресс — химия — окружающая среда М Химия, 1979 295 с
- 66 Черномордик Л. И., Андреева А. О. Экспериментальная проверка работы головной газотурбинной установки ГТТ-3 — Азотная промышленность М НИИТЭхим, 1973, № 5, с 22—24 (Реф сб)
- 67 Шааб М. Методы форсирования газотурбинных установок путем применения пара Автореф дис на соиск. учен. степ канд. техн. наук. Л.: ЛПИ, 1977. 16 с.

- 68 Шаргут Я., Петела Р Эксергия М Энергия, 1968 273 с
69. Энергетические парогазовые установки для электростанции/Под ред Е. Н Прутковского и Л Л Бачичо — Тр ЦКТИ, 1978, вып 163 75 с
- 70 Эренбург В. П. Влияние параметров атмосферного воздуха на характеристики технологии ледяной газотурбинной установки — Промышленная энергетика, 1979, № 8, с 40—43
- 71 Эффективность газопаровой установки с охлаждением высокотемпературной турбиной/Л В Арсеньев, В А Зысин, И И Кириллови др — Тр ЛПИ, 1970, № 316, с 36—40
- 72 Aguet E. Technische und wirtschaftliche Vorteile kombinierter Gasturbinen/Dampfkraftwerke — Mitt VGB, 1971, 51, N 5, S 402—409
- 73 Allison P. R., Berman P. A. Combined cycle attains low heat rate — Electric World, 1976, 186, N 8, p 24—27
- 74 Blake J. W., Reid C D. World's largest combined cycle unit exceeds expectations — Electric Light and Power, 1964, 42, N 7, p 133—137
- 75 Bruckner H., Witchow F. Kombinierte Gasdampf-turbinenprozesses— Stromerzeugung aus Gas und Kohle — B K, 1979, 31, N 5
- 76 Carlson N. G., Robson F. L., Westmoreland I. S. a o Second generation integrated coal gasification/combined-cycle power — ASME Publ, 1978, 14, N 6, p 2—11
- 77 Featherson C. H. Retrofit steam injection for increased output — Gas Turbine Int, 1975, 16, N 3, p 34—35
- 78 Foster-Pegg R. W., Jaeger H. L. Low-BTU gas powering of combined-cycle plants — Proc Amer Power Conf, Palmer House, 1976, 38 Chicago, 1976, p 362—374
- 79 Gasparovic N. Stickoxide in den Gasturbinen Bildung und Gegenmassnahmen — Brennstoff—Warme—Kraft, 1973, 25, N 1, p 1—6
- 80 Huhle D. Die kombinierte Gas/Dampfturbinen—Anlage zur Erzeugung preiswerter Mittelenergie — Brown Boveri Mitt, 1974, 61, N 1, S 9—16
- 81 Leikert K. Feuerungen für Dampferzeuger hinter Gasturbinen — Techn Mitt, 1976, 69, N 3, S 103—108
- 82 Lemezis S., Cochran N. P., Montgomery W. O. a c Gasification and desulfurization of coal for power generation — Proc Amer Power Conf, v 35 Chicago, 1973, p 523—531
- 83 Patterson R. C The combustion engineering coal gasification program — Combustion (USA), 1976, 47, N 11, p 28—34
- 84 Plutka G., Schumberger H. Planung Errichtung und Inbetriebsetzung des kombinierten Gasturbinen — I Dampfkraftwerkes der Kraftwerke Mainz—Wiesbaden A G (KMW) — VGB Kraftwerkstechn, 1978, 58, N 2, S 73—86
- 85 Pühr-Westerheide H. Kraftwerke mit Kohle-druckvergasung — VGB Kraftwerkstechn, 1974, 54, N 8, S 532—536
- 86 Roudier R Le cycle mixte de la centrale de Vitry sur Seine — Rev frans energ, 1970, 22, N 226, p 64—70
- 87 Swed R. J., Wood R. G. The selection and design of a new combined cycle plant-stag — Proc Amer Power Conf, v 34, Chicago, 1972, p 292—301
- 88 Waldmann H. Konstruktion und Auslegung von Dampferzeugern hinter Gasturbinen Jahrb Dampferzeugungstechn 3 Ausl, Essen, 1976, S 188—202
- 89 Zanyk J P A case history on the application and operation of gasturbines and waste heat boilers in a total energy cycle for 3 major chemical manufacturing complex — Combustion, 1974, 45, N 10, p 17—22

Предисловие	3
Введение	5
Основные условные обозначения	9
<i>Глава I.</i> Парогазовые установки с ВПГ и НПГ	11
I.1. Термодинамические свойства. Основные схемы и циклы	—
I.2. Влияние параметров газового контура на показатели ПГУ	14
I.3. Влияние начальных параметров пара и расхода пара d на показатели ПГУ	16
I.4. Регенеративный подогрев питательной воды в парогазовых установках	19
I.5. Основные показатели парогазовых установок	24
I.6. Работа парогазовых установок на частичных режимах	29
I.7. Особенности тепловых схем и термодинамических свойств теплофикационных парогазовых установок	52
I.8. Парогазовые установки с низкотемпературным парогенератором	34
I.9. Парогазовые установки с высоконапорным парогенератором	46
<i>Глава II.</i> Газопаровые установки с котлом-утилизатором	58
II.1. Принципиальные тепловые схемы газопаровых установок с КУ	—
II.2. Термодинамические свойства ГПУ с КУ	61
II.3. Основные показатели ГПУ	64
II.4. Характеристики ГПУ с дожиганием топлива	67
II.5. Современное состояние и перспективы развития газопаровых установок	71
<i>Глава III.</i> Маневренный паротурбинный блок с пиковой ГТУ	86
III.1. Основные схемы и циклы	—
III.2. Термодинамические основы цикла МПТУ с пиковой ГТУ	88
III.3. Характеристики МПТУ с пиковой ГТУ	92
III.4. Статические характеристики МПТУ с пиковой ГТУ	100
III.5. Современное состояние и перспективы развития МПТУ	103
<i>Глава IV.</i> Газопаровые установки контактного типа	108
IV.1. Особенности ГПУ контактного типа. Основные схемы и циклы	—
IV.2. Основные термодинамические характеристики газопаровых установок	111
IV.3. Влияние параметров рабочих тел на показатели КГПУ	115
IV.4. Особенности работы котла-утилизатора в контактной газопаровой установке	117
IV.5. Предельная мощность контактной ГПУ	119
IV.6. Анализ характеристик контактных ГПУ	122
IV.7. Улучшение показателей современных ГТУ применением контактного цикла	127
IV.8. Влияние впрыска воды на динамические характеристики ГТУ	134
IV.9. Работоспособность турбины в контактных установках и водоподготовка	136
IV.10. Работоспособность камеры сгорания в контактных ГТУ	140
IV.11. Процесс дробления и испарения капель	144
IV.12. Конструкции устройства для ввода воды	146
IV.13. Современное состояние контактных ГПУ	147

<i>Глава V</i>	Высокотемпературные комбинированные установки с охлаждаемыми газовыми турбинами	153
V 1	Перспективы повышения температуры газа и виды охладителей газовой турбины	—
V 2	Принципиальные тепловые схемы и идеальные циклы комбинированных установок с охлаждаемыми турбинами	157
V 3	Высокотемпературная газопаровая установка по схеме ЦКТИ—ЛПИ	160
V 4	Основные показатели установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ	163
V 5	Влияние теплоты системы охлаждения на эффективность газопаровой установки	168
V 6	Газопаровая установка по схеме ЛПИ	169
V 7	Статические характеристики газопаровой установки	171
V 8	Результаты проработок газопаровой установки по схеме ЦКТИ—ЛПИ	175
<i>Глава VI</i>	энерготехнологические комбинированные установки с газовыми турбинами	180
VI 1	Установки с газовыми турбинами в производстве слабой азотной кислоты	—
VI 2	Установки с газовыми турбинами в технологическом процессе синтеза аммиака	194
VI 3	Установки с газовыми турбинами в коксохимическом производстве	196
VI 4	Упаковки с газовыми турбинами в технологическом процессе производства серной кислоты	198
VI 5	Установки с газовыми турбинами в доменном производстве	200
VI 6	Установки с газовыми турбинами в технологических процессах нефтеперерабатывающей и газовой промышленности	204
<i>Глава VII</i>	Комбинированные энерготехнологические установки с газовыми турбинами для тепловых электростанций	208
VII 1	Особенности работы комбинированных энерготехнологических установок с газовыми турбинами на ТЭС	—
VII 2	Определение эффективности энергоустановок с ГТ ТЭС	210
VII 3	Комбинированные энерготехнологические установки с газовыми турбинами для ТЭС на угле	215
VII 4	Комбинированные энерготехнологические установки с газовыми турбинами для ТЭС на мазуте	231
VII 5	Основные проблемы использования газовых турбин в комбинированных энерготехнологических установках	237
Список литературы		242