

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева, С.С. Байкин

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Учебное пособие

Издательство
Томского политехнического университета
2008

УДК 621.438(075.8)

ББК 31.363я73

Р83

Рудаченко А.В.

Р83 Газотурбинные установки: учебное пособие / А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева, С.С. Байкин. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 139 с.

ISBN 98298-207-5

В пособии рассмотрены основные конструкции газотурбинных установок и условия их эксплуатации. Дано краткое описание конструкций, их основных элементов: осевых компрессоров, камер сгорания, газовых турбин. Проанализированы основные направления и способы повышения их эффективности при использовании на магистральных газопроводах. Пособие снабжено большим количеством иллюстративного материала с приведением задач по анализу режимов работы установок.

Пособие разработано в рамках реализации Инновационной образовательной программы ТПУ по направлению «Рациональное природопользование, экологически безопасные технологии разработки месторождений, транспортировки, переработки нефти и газа» и предназначено для слушателей, обучающихся по специальности 130501 «Проектирование, сооружение и эксплуатация нефтегазопроводов и нефтегазохранилищ»

УДК 621.438(075.8)

ББК 31.363я73

Рекомендовано к печати Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета

Рецензент

Начальник производственного отдела по эксплуатации
компрессорных станций ООО «Томсктрансгаз»

А.И. Иваков

ISBN 98298-207-5

© А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева, С.С. Байкин, 2008

© Томский политехнический университет, 2008

© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2008

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы получают все более широкое применение в различных отраслях промышленности газотурбинные установки (ГТУ). Они могут работать на органическом топливе различного вида, что позволяет их использовать в стационарном (тепловые электрические станции, компрессорные станции и т. д.) и в транспортном варианте (морские суда, железнодорожный транспорт и т. д.). На компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТУ являются основными двигателями для привода газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Количество ГПА с газотурбинным приводом по суммарной мощности достигло 80 % от общей установленной мощности приводов на газокomppressorных станциях.

Перспективность использования ГТУ на компрессорных станциях связана с их высокой энергоемкостью, автономностью, не требующей подвода дополнительной энергии и большим моторесурсом. Компактность ГТУ позволяет производить их в блочно-модульном исполнении, что облегчает условия монтажа и технического обслуживания.

Анализ существующего положения трубопроводного транспорта газа и оценка перспектив его дальнейшего развития свидетельствуют о том, что газотурбинный вид привода центробежных ГПА и на ближайшую перспективу останется основным видом привода компрессорных станций.

Использование ГТУ в качестве топлива транспортируемый газ исключает зависимость от внешних поставщиков энергии и не требует больших капитальных вложений на строительство линий электропередач. Оснащение ГТУ котлами-утилизаторами, регенераторами и совмещение их с паротурбинными установками и электрогенераторами дает возможность выработки тепловой и электрической энергии для бытовых нужд как самих компрессорных станций, так и прилегающих поселков.

Основная особенность ГТУ заключается в существенной зависимости эксплуатационных характеристик от параметров термодинамического процесса горения топлива, которые в свою очередь зависят от качественного состава топлива, условий его подготовки и сгорания. Данная особенность, с одной стороны, выгодно отличает ГТУ от других

двигателей с точки зрения возможности регулирования в широком диапазоне эксплуатационных параметров (скорость вращения, мощность, КПД и т. д.), с другой стороны, требует подготовки специалистов высоко уровня по их эксплуатации. Они должны обладать знаниями об основных характеристиках применяемых ГТУ, возможной области и граничных значениях регулируемых параметров, перспективах и возможному дальнейшему развитию конструкций ГТУ, что позволит принять обоснованные решения при проектировании конкретных компрессорных станций и разработать оптимальную систему технического обслуживания и ремонта технологического оборудования.

Необходимый материал для подготовки подобных специалистов изложен в предлагаемом учебном пособии. Авторы стремились, чтобы магистрант получил цельное, научно обоснованное представление о всем комплексе сложных и специфических проблем, связанных с выбором и эксплуатацией ГТУ. Для самостоятельного углубленного изучения рекомендована специальная литература.

1. СХЕМЫ И РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ПРОСТЕЙШИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК, ИХ ЭКСПЛУАТАЦИЯ НА ГАЗОПРОВОДАХ

1.1. Термины, определения и область применения газотурбинных установок

Газотурбинный двигатель (ГТД). Машина, предназначенная для преобразования тепловой энергии в механическую [1, 2] (рис. 1.1).

Примечание: Машина может состоять из одного или нескольких компрессоров, теплового устройства, в котором повышается температура рабочего тела, одной или нескольких газовых турбин, вала отбора мощности, системы управления и необходимого вспомогательного оборудования. Теплообменники в основном контуре рабочего тела, в которых реализуются процессы, влияющие на термодинамический цикл, являются частью газотурбинного двигателя.

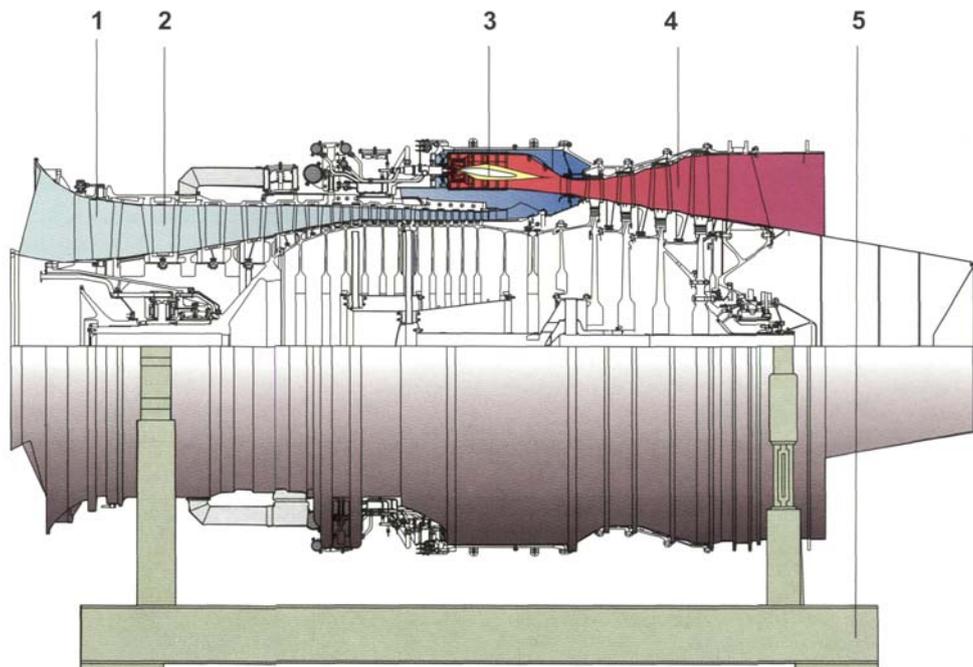


Рис. 1.1. Конструктивная схема ГТД-110 (UGT 110000):
1 – входное направляющее устройство; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания;
4 – турбина; 5 – рама

Газотурбинная установка, ГТУ. Газотурбинный двигатель и все основное оборудование, необходимое для генерирования энергии в полезной форме.

Газотурбинный двигатель открытого цикла. Газотурбинный двигатель, в котором воздух поступает из атмосферы, а выхлопные газы отводятся в атмосферу.

Газотурбинный двигатель замкнутого цикла. Газотурбинный двигатель, в котором рабочее тело циркулирует по замкнутому контуру без связи с атмосферой.

Газотурбинный двигатель полужамкнутого цикла. Газотурбинный двигатель, в котором используется горение в рабочем теле, частично рециркулирующим и частично заменяемым атмосферным воздухом.

Газотурбинный двигатель простого цикла. Газотурбинный двигатель, термодинамический цикл которого состоит только из следующих друг за другом процессов сжатия, нагрева и расширения рабочего тела.

Газотурбинный двигатель регенеративного цикла. Газотурбинный двигатель, термодинамический цикл которого отличается наличием регенеративного охлаждения рабочего тела на выходе из газовой турбины и соответственно регенеративного подогрева воздуха за компрессором.

Примечание: Теплоту расширившегося в турбине газа используют для подогрева сжатого в компрессоре воздуха.

Газотурбинный двигатель с циклом промежуточного охлаждения. Газотурбинный двигатель, термодинамический цикл которого включает охлаждение рабочего тела в процессе его сжатия.

Газотурбинный двигатель с циклом промежуточного подогрева. Газотурбинный двигатель, термодинамический цикл которого включает подогрев рабочего тела в процессе его расширения.

Установка комбинированного цикла. Установка, термодинамический цикл которой включает комбинацию двух циклов, при которой теплота отработавших в газотурбинном двигателе газов в первом цикле используется для нагрева другого рабочего тела во втором цикле (рис. 1.2.).

Одновальный газотурбинный двигатель. Газотурбинный двигатель, в котором роторы компрессора и газовой турбины соединены, и мощность отбирается непосредственно с выходного вала или через редуктор (рис. 1.1.).

Многовальный газотурбинный двигатель. Газотурбинный двигатель, имеющий, по крайней мере, две газовые турбины, вращающиеся на независимых валах.

Газотурбинный двигатель с отбором воздуха (газа). Газотурбинный двигатель, в котором для внешнего использования предусмотрен отбор сжатого воздуха между ступенями компрессора и/или на выходе из компрессора (горячего газа на входе в турбину и/или между ступенями турбины).

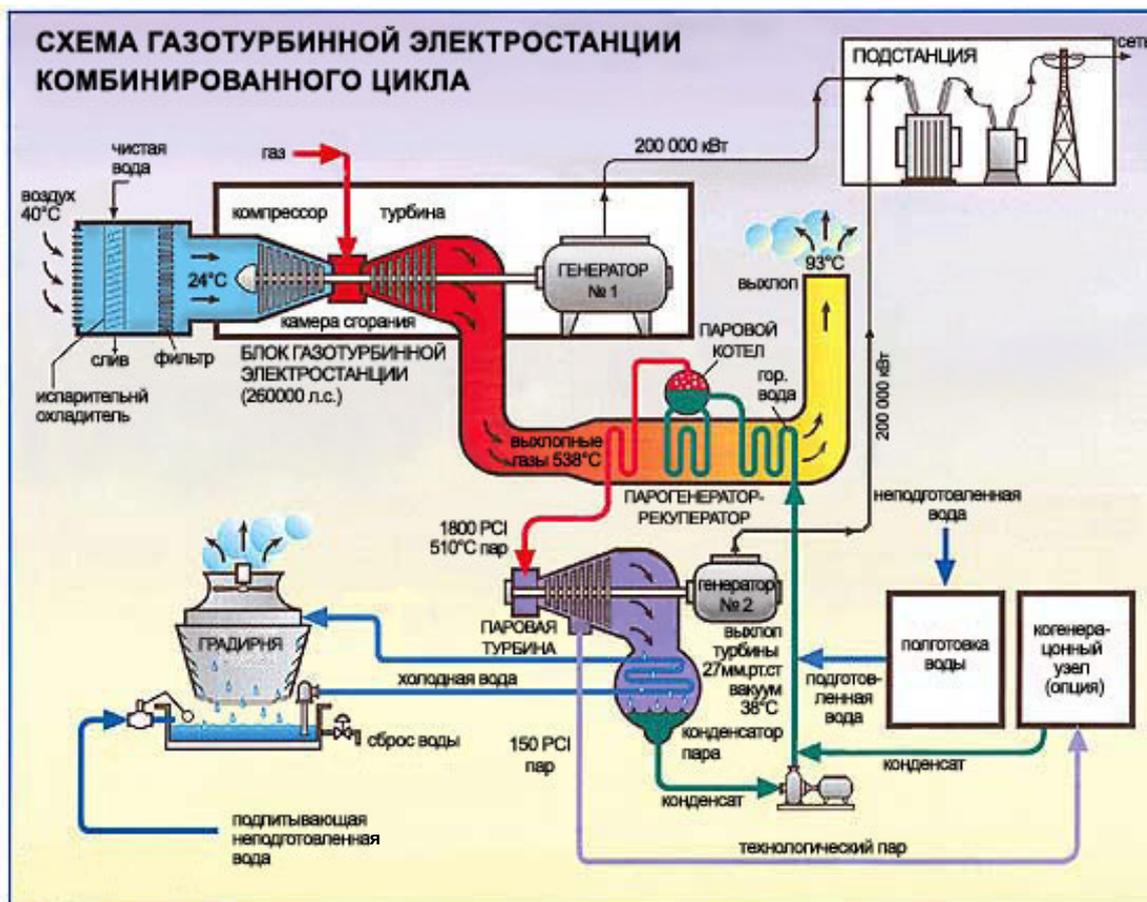


Рис. 1.2. Газотурбинная установка комбинированного цикла

Газогенератор. Комплекс компонентов газотурбинного двигателя, которые производят горячий газ под давлением для совершения какого-либо процесса или для привода силовой турбины.

Примечание: Генератор газа состоит из одного или более компрессоров, устройств(а) для повышения температуры рабочего тела, одной или более турбин, приводящих компрессор(ы), системы управления и необходимого вспомогательного оборудования.

Компрессор. Компонент газотурбинного двигателя, повышающий давление рабочего тела.

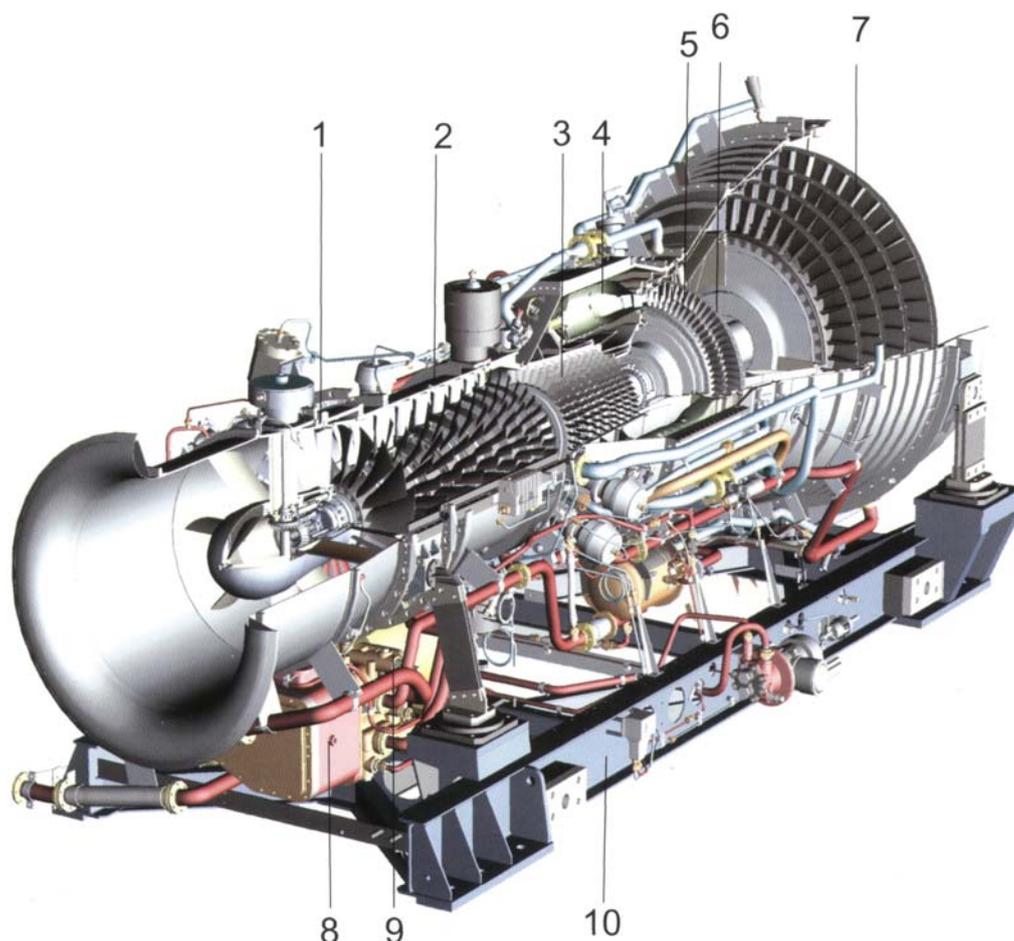


Рис. 1.3. Конструктивная схема многовального ГТД типа ДТ71 (UGT 6000): 1 – поворотный входной направляющий аппарат; 2 – компрессор низкого давления (КНД); 3 – компрессор высокого давления (КВД); 4 – камера сгорания; 5 – турбина высокого давления (ТВД); 6 – турбина низкого давления (ТНД); 7 – силовая турбина (СТ); 8 – коробка приводов; 9 – электростартер; 10 – рама

Турбина (газовая). Компонент газотурбинного двигателя, преобразующий потенциальную энергию нагретого рабочего тела под давлением в механическую работу.

Силовая турбина. Турбина на отдельном валу, с которого отбирается выходная мощность.

Камера сгорания (основного (промежуточного) подогрева). Устройство газотурбинного двигателя для основного (промежуточного) подогрева рабочего тела.

Подогреватель рабочего тела. Устройство подогрева поступающего в него рабочего тела без смешивания его с продуктами сгорания топлива.

Регенератор/рекуператор. Теплообменный аппарат, предназначенный для передачи теплоты отработавших в турбине газов рабочему телу.

Примечание: Передача теплоты рабочему телу или воздуху перед его поступлением в камеру сгорания ГТД.

Предварительный охладитель. Теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения рабочего тела ГТД перед его первоначальным сжатием.

Промежуточный охладитель. Теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения рабочего тела ГТД в процессе его сжатия.

Устройство защиты от превышения частоты вращения ротора. Регулирующий или отключающий элемент, который при повышении частоты вращения ротора ГТД сверхустановленного предельно допустимого значения, приводит в действие систему защиты.

Система управления. Система, используемая для управления, защиты, контроля и отображения информации о состоянии промышленной газотурбинной установки (газотурбинного двигателя) на всех режимах работы.

Примечание: Она включает систему управления пуском, системы управления и регулирования подачи топлива и частоты вращения ротора, датчики, устройства контроля подачи электропитания и другие средства управления, необходимые для правильного пуска, устойчивой работы, останова, ограничения режима работы и/или выключения установки при условиях, отличных от заданных.

Система регулирования. Элементы и устройства для автоматического регулирования параметров газотурбинной установки.

Примечание: К параметрам относятся частота вращения ротора, температура газов, давление, выходная мощность и другие параметры.

Регулирующий клапан (топливный). Регулирующий орган для изменения подачи топлива в газотурбинный двигатель.

Примечание: Возможны также устройства другого типа для регулирования подачи топлива в газотурбинный двигатель.

Стопорный клапан (топливный). Регулирующий орган для изменения подачи топлива в газотурбинный двигатель.

Примечание: Вместо топливного стопорного клапана может использоваться топливный отсечной клапан, перекрывающий при срабатывании магистраль подачи топлива в ГТД.

Зона нечувствительности системы управления. Диапазон изменения входного сигнала, не связанный с корректирующим воздействием регулятора расхода топлива.

Примечание: Зона нечувствительности (применительно к частоте вращения) – это отношение частоты вращения к номинальной частоте вращения в процентах.

Стабильность регулирования системы управления. Изменение частоты вращения ротора силового вала на установившемся режиме работы газотурбинной установки, вызванное внешним воздействием, от нуля до номинальной, выраженное в процентах от номинальной частоты вращения.

Датчик предельной температуры рабочего тела. Первичный чувствительный элемент системы управления ГТД, который непосредственно реагирует на изменение температуры и выходной сигнал которого воздействует через соответствующие усилители или преобразователи на систему защиты от предельного превышения температуры.

Теплота сгорания топлива. Общее количество тепла, выделившегося при сгорании единицы массы топлива, кДж/кг.

Удельный расход теплоты. Отношение теплоты сожженного в ГТД топлива за единицу времени к произведенной им мощности, кДж/кВт ч.

Примечание: Удельный расход теплоты рассчитывают по низшей теплоте сгорания топлива при нормальных условиях.

Удельный расход топлива. Отношение массового расхода топлива к выходной мощности ГТУ (ГТД), кг/кВт ч.

КПД. Коэффициент полезного действия – отношение выходной мощности к расходу теплоты топлива, подсчитанное по его низшей теплоте сгорания при нормальных условиях.

Температура на входе в турбину (условная). Условная средняя температура рабочего тела непосредственно перед сопловыми лопатками первой ступени.

Режим (частота вращения) «самоходности». Режим (минимальная частота вращения выходного вала), при котором газотурбинный двигатель работает без использования мощности пускового устройства при наиболее неблагоприятных внешних условиях.

Режим (частота вращения) холостого хода. Установленный изготовителем режим (частота вращения выходного вала), при котором газотурбинный двигатель может работать устойчиво и можно осуществлять нагружение или останов.

Максимальная продолжительная частота вращения. Максимально допустимое при длительной эксплуатации значение частоты вращения выходного вала газотурбинного двигателя, с которого отбирается мощность.

Номинальная частота вращения вала. Частота вращения выходного вала газотурбинного двигателя, при которой определены его расчетные показатели.

Предельно допустимая частота вращения ротора. Частота вращения ротора ГТД, при которой срабатывает аварийное устройство защиты для отсечки подачи топлива в газотурбинный двигатель и останова двигателя.

Система впрыска пара (воды). Система, обеспечивающая впрыск пара (воды) в рабочее тело для увеличения мощности ГТД и/или уменьшения содержания оксидов азота (NO_x) в отработавших газах.

Удельная масса. Отношение полной сухой массы газотурбинного двигателя к его мощности, кг/кВт.

Помпаж компрессора. Неустойчивый режим работы компрессора ГТД, характеризующийся сильными низкочастотными колебаниями массового расхода рабочего тела в компрессоре и соединительных каналах.

1.2. Принципиальные схемы газотурбинных установок

Газотурбинные установки, как отмечалось ранее, являются в настоящее время основным видом привода центробежных нагнетателей на крупных магистральных газопроводах [3] и рассматриваются как агрегаты, практически вырабатывающие два типа энергии: механическую для привода нагнетателя и тепловую в форме теплоты отходящих газов, подлежащих утилизации.

В основе современных представлений о превращении теплоты в работу в двигателях внутреннего сгорания лежат два важнейших положения термодинамики:

- во-первых, невозможность создания двигателя, который без затраты какой-либо энергии может производить механическую работу,
- во-вторых, невозможность создания двигателя, в котором бы подводимая теплота полностью превращалась в работу.

Следовательно, каждый тепловой двигатель должен состоять из нагревателя, расширительной машины, холодильника и компрессорной машины, что вместе взятое позволяет непрерывно осуществлять процессы сжатия, подвода теплоты и расширения, причем при таких условиях, чтобы работа сжатия была бы меньше работы расширения. Получаемая полезная работа определяется как разность работ расширения и сжатия рабочего тела.

Характерной особенностью работы газотурбинных установок является то, что все эти процессы – сжатие, подвод теплоты и расширение – непрерывно осуществляются в различных элементах ГТУ (компрессор,

камера сгорания, газовая турбина), расположенных последовательно по ходу рабочего тела.

1.2.1. Одновальные газотурбинные установки

Наибольшее распространение получили ГТУ открытого цикла, схема которых приведена на рис. 1.4 [4]. Рабочий процесс в этом случае осуществляется в следующей последовательности. Атмосферный воздух с давлением P_a и температурой T_a , пройдя систему воздушных фильтров, поступает на вход компрессора, где сжимается до давления P_c (0,6–1,6 МПа) и температуры T_c (240–340 °С). При прохождении через камеру сгорания к сжатому воздуху подводится тепло, при этом температура рабочего тела, в случае условно изобарного процесса, возрастает до значения T_z (800–959 °С). С учетом гидравлических потерь давление рабочего тела несколько снижается до значения $P_z = P_c \sigma_1$, что на рис. 1.4 не отражено.

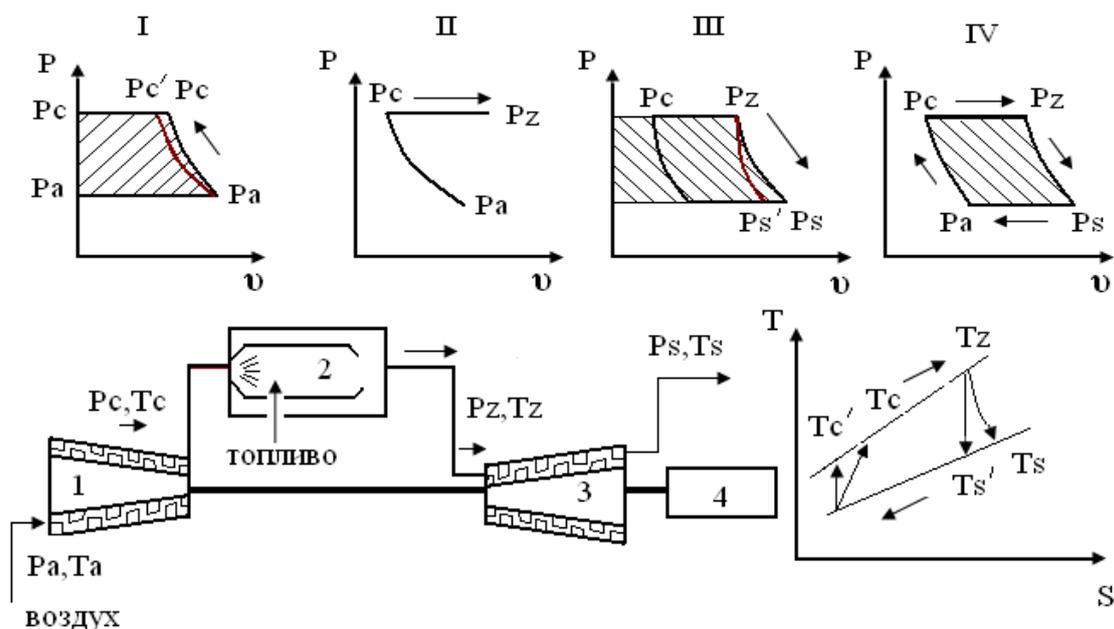


Рис. 1.4. Схема ГТУ с одновальным ГТД и цикл ГТУ в координатах давление (P)–объем (V) и температура (T)–энтропия (S):

1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина;
4 – исполнительный орган; В – подвод теплоты турбины; I – сжатие;
II – подвод теплоты; III – расширение; IV – выхлоп

Проходя через газовую турбину, газ расширяется, приобретая параметры T_s (400–500 °С) и $P_s = P_a / \sigma_2$, и поступает на выхлоп.

Коэффициенты $\sigma_1 = 0,95 \div 0,96$ и $\sigma_2 = 0,97 \div 0,98$ учитывают потери давления между компрессором и турбиной и потери давления в выхлопном тракте, соответственно.

Линии $P_a - P_c'$; $T_a - T_c'$; $P_z - P_s'$; $T_z - T_s'$ характерны для изоэнтропийного (обратимого адиабатного) процесса. Линии $P_a - P_c$; $T_a - T_c$; $P_z - P_s$; $T_z - T_s$ соответствуют реальному процессу сжатия и расширения газа.

В одновальных установках все элементы газоперекачивающего агрегата (ГПА) – осевой компрессор, газовая турбина и нагнетатель – находятся на одном валу, и, естественно, при работе все они имеют одну и ту же частоту вращения. Различный закон изменения характеристик газопровода и одновальной ГТУ приводит к тому, что при снижении частоты вращения одновальная ГТУ быстрее теряет мощность, чем снижается мощность, потребляемая нагнетателем. Это приводит к тому, что одновальная ГТУ будет обеспечивать режим работы нагнетателя только в ограниченном диапазоне изменения частоты вращения. При ухудшении КПД нагнетателя или элементов ГТУ осуществить оптимальную работу ГПА с приводом от одновальной ГТУ без перепуска и дросселирования газа или без существенного повышения температуры газа перед ТВД будет уже трудно. Все это привело к тому, что в настоящее время одновальные ГТУ для перекачки газа на газопроводах используются редко.

1.2.2. Многовальные газотурбинные установки

В установках с разрезным валом, или с независимой силовой турбиной (рис. 1.5), вал полезной мощности выделен от турбокомпрессора, поэтому между ними нет такой однозначной связи, и нагнетатель может практически иметь любую частоту вращения, ему необходимую. Следовательно, у двухвальной ГТУ каждому режиму работы системы ГТУ-нагнетатель, т. е. требованию $N/N_0 = idem$, соответствует ряд значений N/N_0 по компрессору в границах изменения температуры наружного воздуха (при заданной температуре газов перед турбиной) и оборот.

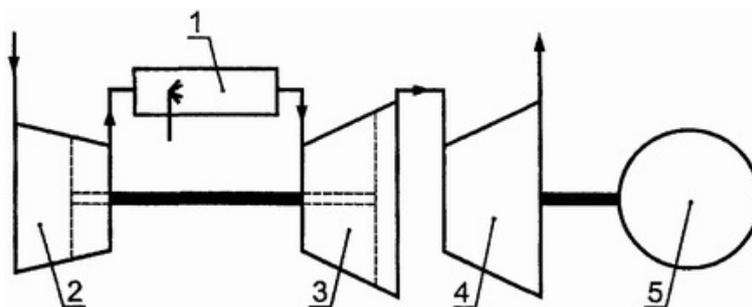


Рис. 1.5. Схема ГТУ с многовальным ГТД простого цикла со свободной силовой турбиной:

1 – камера сгорания; 2 – компрессор; 3 – турбина; 4 – силовая турбина; 5 – нагрузка

Примечание: Пунктиром показана альтернативная двухкаскадная компоновка ГТД.

При постоянной частоте вращения вала осевого компрессора и переменной частоте вращения силового вала температура перед газовой

турбиной высокого давления может практически оставаться постоянной в достаточно широком диапазоне изменения частоты вращения вала силовой турбины. Это значит, что полезная мощность ГТУ будет изменяться пропорционально изменению характеристик силовой турбины.

Кроме того, двухвальные ГТУ имеют несколько лучшие экономические характеристики не только на частичных нагрузках, но и на расчетной нагрузке, когда одновальная установка, имея некоторый запас по мощности, на номинальной нагрузке будет обеспечивать режим работы нагнетателя ниже расчетного. Благодаря этим особенностям двухвальные установки получили более широкое распространение на магистральных газопроводах.

1.2.3. Комбинированные газотурбинные установки

Повышение экономичности ГПА с газотурбинным приводом за счет рационального использования теплоты отходящих газов можно достаточно хорошо осуществить за счет использования установок так называемого парогазового цикла [5] (рис. 1.6), сочетающих в себе цикл газовой турбины на уровне высоких температур рабочего тела и цикл паровой турбины, работающей на отходящих продуктах сгорания ГТУ.

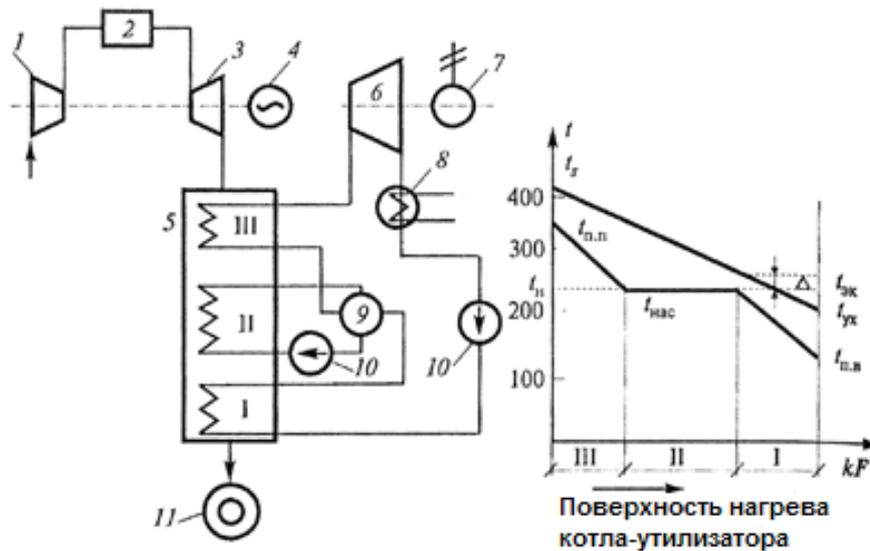


Рис. 1.6. Принципиальная схема и температурная диаграмма одноконтурной ПГУ:

Схема ГТУ: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – нагнетатель.

Схема ПСУ: 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина; 7 – электрический генератор; 8 – конденсатор; 9 – барабан; 10 – питательный насос; 11 – дымовая труба.

Температурная диаграмма: t_s – температура на выхлопе газовой турбины;

$t_{п.п}$ – температура перегретого пара; $t_{нас}$ – температура кипения воды;

$t_{ух}$ – температура уходящих газов; $t_{п.в}$ – температура питательной воды;

$\Delta t_{эк}$ – разность температур на «холодном» конце испарительной поверхности

На схеме в верхней ее части показан цикл ГТУ, в нижней части – цикл паросиловой установки. На линии 1–2 цикла ГТУ осуществляется процесс сжатия воздуха в осевом компрессоре; на линии 2–3 – подвод теплоты в регенераторе и камере сгорания; на линии 3–4 – процесс расширения продуктов сгорания в турбине; на 4–1, в пределах участка 4–5, осуществляется отвод теплоты от продуктов сгорания, прошедших газовую турбину, к воде и пару в котле-утилизаторе паросиловой установки.

По этой схеме продукты сгорания ГТУ после турбины низкого давления поступают в котел-утилизатор для выработки пара высокого давления. Полученный пар из котла-утилизатора поступает в паровую турбину, где, расширяясь, вырабатывает полезную работу, идущую на привод нагнетателя или электрогенератора.

Отработанный пар после паровой турбины проходит конденсатор, и полученная жидкость насосом вновь направляется в котел-утилизатор, замыкая цикл силовой установки. Схема цикла парогазовой установки в координатах $T-S$ приведена на рис. 1.7.

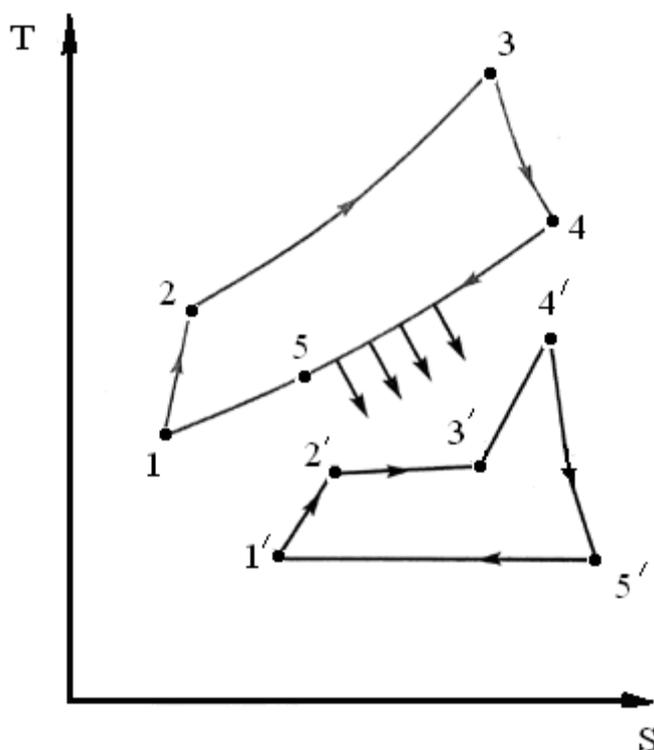


Рис. 1.7. Схема цикла парогазовой установки в координатах $T-S$

Подвод теплоты к воде в котле-утилизаторе идет на линии 1'–2', где она нагревается до температуры кипения, а на линии 2'–3' испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар. Полученный пар поступает в пароперегреватель, который обычно составляет одно целое с паровым котлом, перегревается там (линия 3'–4') до нужной температуры t и за-

тем поступает в паровую турбину, где расширяется по линии 4'–5'. На линии 5'–1' пар конденсируется в конденсаторе и вода насосом вновь подается в котел-утилизатор. Цикл замыкается.

Установки подобных схем находят применение главным образом в стационарной энергетике, у отдельных образцов используются и на газопроводах. В 1995 г. была принята в эксплуатацию первая опытно-промышленная парогазовая установка в России на КС «Грязовец» на базе ГТУ–25 и паротурбинной установки мощностью 10 МВт. В настоящее время разрабатывается целый ряд установок парогазового цикла, мощностью от 0,5 до 6 МВт, которые предполагается использовать на компрессорных станциях для выработки электроэнергии. КПД подобных установок может достигать величины 45–50 %. В значительной степени это зависит от значения мощности, которая при этом вырабатывается паровой турбиной, и КПД газотурбинной установки:

$$\eta_{\text{парогаз}} = \frac{(N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{пар. ом}})}{BQ_{\text{нр}}} = \eta_{\text{ГТУ}} (1 + N_{\text{ом}}), \quad (1.1)$$

где $\eta_{\text{парогаз}}$ – КПД парогазовой установки в целом, определяемый как отношение общей мощности ГТУ $N_{\text{ГТУ}}$ и паровой турбины $N_{\text{пар. т}}$ к количеству теплоты топлива $BQ_{\text{нр}}$, подведенного в камеру сгорания газотурбинной установки; $\eta_{\text{ГТУ}}$ – КПД газотурбинной установки; $N_{\text{ом}}$ – мощность паровой турбины относительно мощности ГТУ.

К недостаткам подобных схем следует отнести определенное удорожание энергопривода КС, усложнение эксплуатации подобных установок на газопроводах, особенно в суровых природно-климатических условиях, необходимость водоподготовки и т. д. Все это позволяет утверждать, что эти установки не выйдут из стадии использования на КС в виде отдельных опытно-промышленных образцов.

1.3. Простая газотурбинная установка непрерывного горения и устройство её основных элементов

Принципиальная схема простой газотурбинной установки показана на рис. 1.8. Компрессор 1 засасывает воздух из атмосферы, сжимает его до определенного давления и подает в камеру сгорания 2. Сюда же непрерывно поступает жидкое или газообразное топливо. Сгорание топлива при такой схеме происходит непрерывно, при постоянном давлении, поэтому такие ГТУ называются газотурбинными установками непрерывного сгорания или ГТУ со сгоранием при постоянном давлении.

Горячие газы, образовавшиеся в камере сгорания в результате сжигания топлива, поступают в турбину 3. В турбине газ расширяется, и его

внутренняя энергия преобразуется в механическую работу. Отработавшие газы выходят из турбины в окружающую среду (в атмосферу).

Часть мощности, развиваемой газовой турбиной, затрачивается на вращение компрессора, а оставшаяся часть (полезная мощность) отдается потребителю. Мощность, потребляемая компрессором, относительно велика и в простых схемах при умеренной температуре рабочей среды может в 2...3 раза превышать полезную мощность ГТУ. Это означает, что полная мощность собственно газовой турбины должна быть значительно больше полезной мощности ГТУ.

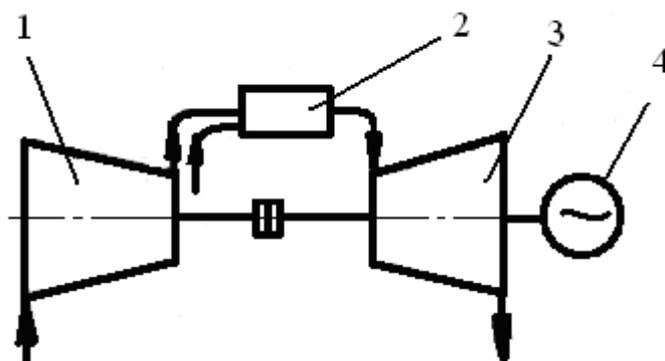


Рис. 1.8. Принципиальная схема одновальной ГТУ:

1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – полезная нагрузка

Так как газовая турбина может работать только при наличии сжатого воздуха, получаемого от компрессора, приводимого во вращение турбиной, очевидно, что пуск ГТУ должен осуществляться от постороннего источника энергии (стартера, турбодетендера). С его помощью компрессор раскручивают до тех пор, пока из камеры сгорания не начнет поступать газ определенных параметров и в количестве, достаточном для начала работы газовой турбины.

Из приведенного описания ясно, что газотурбинная установка состоит из трех основных элементов: компрессора, камеры сгорания, газовой турбины и пускового устройства. Рассмотрим принцип действия и устройство этих элементов.

1.3.1. Компрессор газотурбинной установки

Наибольшее распространение в газотурбостроении нашли два типа компрессоров – осевые и центробежные. Центробежные компрессоры, несмотря на простоту конструкции и более низкую стоимость в изготовлении, используются в меньшей степени. Причиной служит более низкий КПД (80...82 %) и небольшой расход воздуха. Их использование

целесообразно в установках малой мощности (200...300 кВт) с небольшим расходом воздуха.

В современных крупных осевых компрессорах КПД достигает значения от 90 % при низкой окружной скорости (180...200 м/с) до 86 % (при окружной скорости 250...300 м/с).

Схема многоступенчатого осевого компрессора представлена на рис. 1.9. Его основными составными частями являются: ротор 2 с закрепленными на нем рабочими лопатками 5, корпус 7 (цилиндр), к которому крепятся направляющие лопатки 6 и концевые уплотнения 2, и подшипники 3. Совокупность одного ряда вращающихся рабочих лопаток и одного ряда расположенных за ними неподвижных направляющих лопаток называется ступенью компрессора. Засасываемый компрессором через входной патрубок 1 воздух последовательно проходит через входной направляющий аппарат 4, группу ступеней 5, 6, спрямляющий аппарат 8, диффузор 9 и выходной патрубок 10.

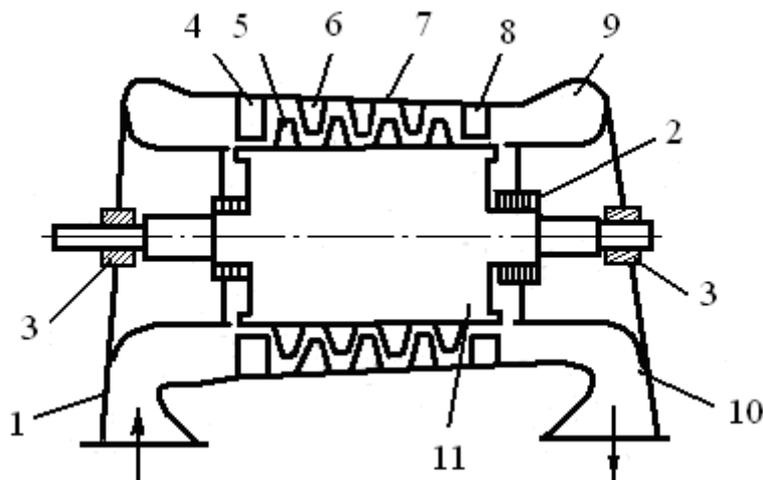


Рис. 1.9. Схема многоступенчатого осевого компрессора:

- 1 – входной патрубок; 2 – концевые уплотнения; 3 – подшипники;
4 – входной направляющий аппарат; 5 – рабочие лопатки;
6 – направляющие лопатки; 7 – корпус 8 – спрямляющий аппарат;
9 – диффузор; 10 – выходной патрубок; 11 – ротор

Входной патрубок (рис. 1.10) служит для равномерного подвода атмосферного воздуха к входному направляющему аппарату, который должен придать необходимое направление потоку перед входом в первую ступень. В ступенях воздух сжимается за счет передачи механической энергии потоку воздуха от вращающихся лопаток. Из последней ступени воздух поступает в спрямляющий аппарат, предназначенный для придания потоку осевого направления перед входом в диффузор, где продолжается сжатие газа за счет понижения его кинетической

энергии. Выходной патрубком предназначен для подачи воздуха от диффузора к перепускному трубопроводу.

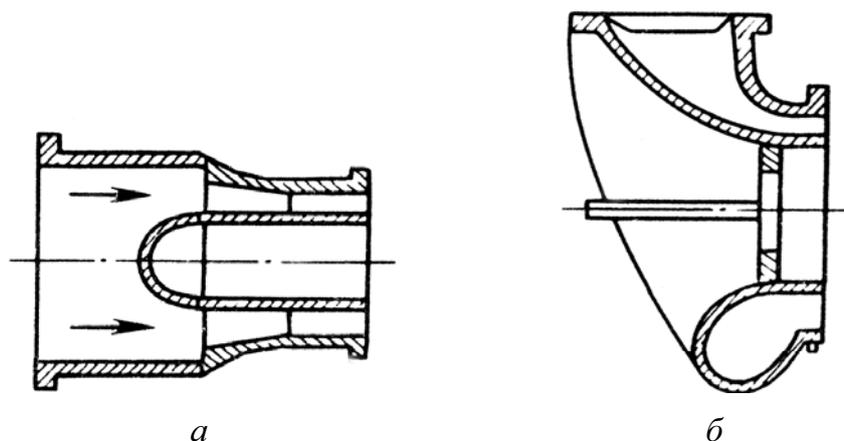


Рис. 1.10. Осевой (а) и угловой (б) входные патрубки осевых компрессоров

Лопатки компрессора 1 (рис. 1.11) можно представить в виде ряда расширяющихся каналов (диффузоров), по которым протекает воздух. Взаимодействуя с лопатками, воздушная масса участвует в двух основных видах движения – переносном и относительном (рис. 1.12). Переносное движение со скоростью U обусловлено вращательным движением рабочих лопаток. Скорость переносного движения остается постоянной по направлению и величине на входе и выходе каждой лопатки. Величина U определяется только скоростью вращения вала компрессора и расстоянием от оси вращения. Относительное движение связано с перемещением воздушной среды по поверхности лопаток. Скорость относительного движения ω изменяется как по величине, так по направлению и зависит от профиля лопатки. Абсолютная скорость C определяется в виде геометрической суммы переносной и относительной скоростей и, следовательно, также изменяется по величине и направлению.

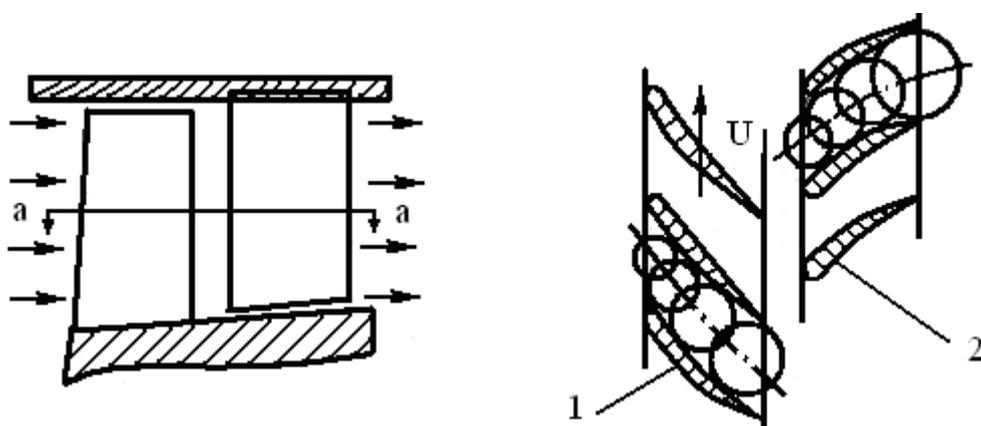


Рис. 1.11. Схема ступени осевого компрессора

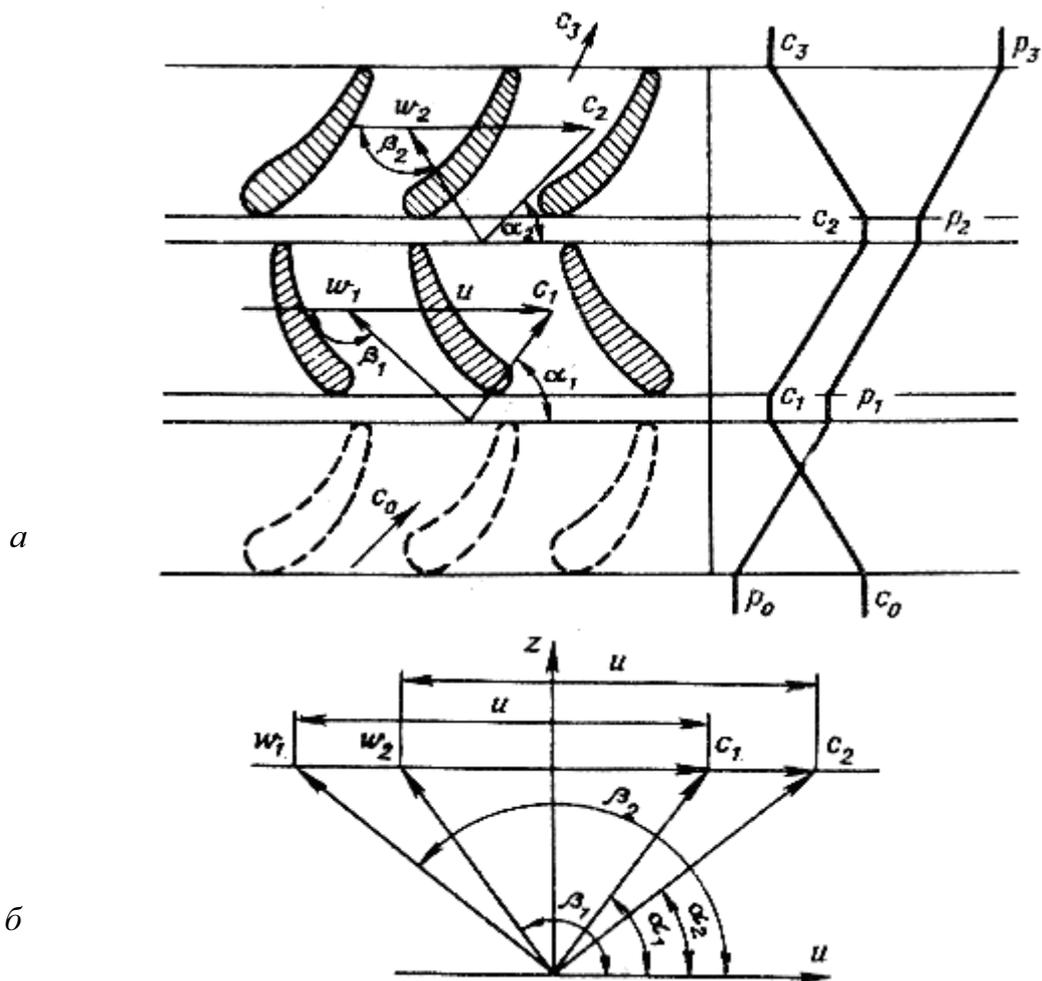


Рис. 1.12. Компрессорная ступень с симметричными лопатками:
 а – схема ступени; б – треугольники скоростей

При вращении ротора воздух входит в межлопаточные каналы с большой относительной скоростью w_1 . При движении воздуха по этим каналам его давление повышается в результате уменьшения относительной скорости w_2 . В расширяющихся каналах, образованных неподвижными направляющими лопатками 2, происходит дальнейшее повышение давления воздуха, сопровождающееся соответствующим уменьшением его кинетической энергии.

Наибольшее распространение получили компрессоры двух возможных вариантов исполнения [6]. Первый вариант предусматривает конструктивное исполнение компрессора, при котором диаметр втулки $d_{вт}$, в которой крепятся лопатки, остается постоянным, внутренний диаметр корпуса компрессора переменным (рис.1.13, а). Для второго варианта исполнения характерно постоянство внутреннего диаметра корпуса и изменение диаметра втулки (рис.1.13, б).

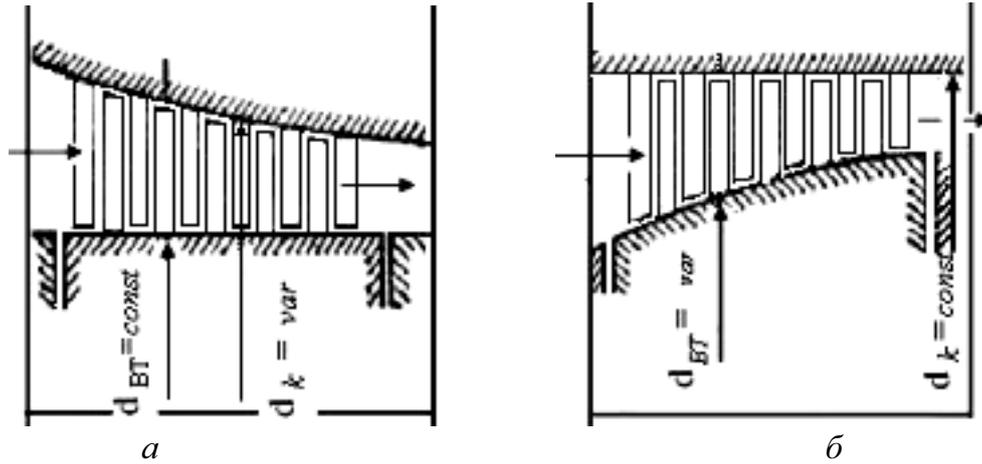


Рис. 1.13. Варианты исполнения осевых компрессоров

Выбор конкретного варианта исполнения основан на анализе энергетических и силовых характеристик в отдельных турбинных секциях компрессора и особенностях их изготовления.

Анализ характеристик возможен на основе рассмотрения отдельно выделенного слоя толщиной Δr , рассекающего по периметру совокупность всех лопаток (рис. 1.14.). Развертка данного сечения в виде плоской решетки профилей представлена на рис. 1.15.

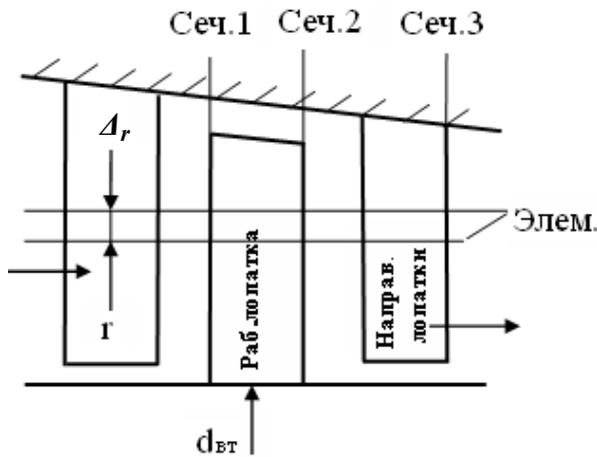


Рис. 1.14. Разрез компрессорной ступени

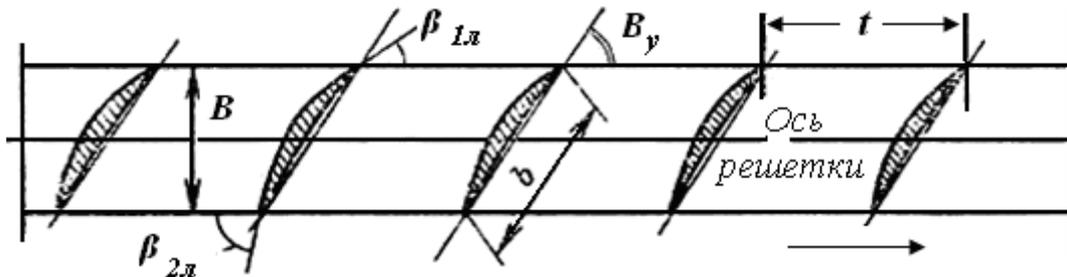


Рис. 1.15. Плоская решетка профилей и основные параметры:

t – шаг лопастей, $в$ – длина хорд, B – ширина решетки; $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ – лопастные углы на входе и выходе; β_y – угол установки лопастей относительно оси решетки

Исходя из планов скоростей, представленных на рис. 1.16, нетрудно убедиться, что решетка изменяет значение и направление относительной и абсолютной скоростей.

Рассмотрим один межлопастной канал длиной Δr (рис. 1.14). В пределах малой длины Δr можно принять скорости неизменными, а плоскости входного и выходного сечения одинаковыми, т. е.

$$\Omega_1 = \Omega_2 = t\Delta r. \quad (1.2)$$

Уравнение неразрывности потока в этом случае будет иметь вид:

$$\rho_1 \Omega_1 c_1 = \rho_2 \Omega_2 c_2, \quad (1.3)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотности воздуха на входе и выходе из межлопастного канала.

В уравнении (1.3) векторы c_1 и c_2 соответственно нормальны к плоскостям сечений Ω_1 и Ω_2 . Полагая Ω_1 и Ω_2 нормальными к оси компрессора, следует считать c_1 и c_2 осевыми составляющими абсолютной скорости и обозначать индексом a . Из рис. 1.16. следует:

$$c_{1_a} \omega_{1_a} = c_{2_a} \omega_{2_a}. \quad (1.4)$$

Следовательно, уравнение неразрывности может быть представлено после сокращения Ω_1 и Ω_2 в следующем виде:

$$\rho_1 c_{1_a} = \rho_2 c_{2_a}; \quad (1.5)$$

$$\rho_1 \omega_{1_a} = \rho_2 \omega_{2_a}. \quad (1.6)$$

Из полученных уравнений следует, что изменение осевых составляющих абсолютной и переносной скоростей приводит к изменению плотности воздуха. Изменение составляющих скорости обусловлено профилем направляющих и рабочих лопаток.

В относительном движении через рабочее колесо осевого компрессора энергия потоку не сообщается, а происходит лишь преобразование кинетической энергии в потенциальную, что сопровождается диссипацией энергии потока.

Энергия, сообщаемая потоку, определяется скоростью переносного движения, которая может быть рассчитана по основному уравнению центробежной машины [6], в котором скорость переносного движения на входе U_1 и выходе U_2 из межлопастного канала равны:

$$L_T = U(c_{1_U} - c_{2_U}) = U\Delta c_U. \quad (1.7)$$

С учетом плана скоростей (рис. 1.16) можем получить:

$$c_{1_U} = U_1 - c_{1_a} \operatorname{ctg} \beta_1; \quad c_{2_U} = U_2 - c_{2_a} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (1.8)$$

Подставляя данные значения в (1.7), получим:

$$L_T = U(c_{1a} \operatorname{ctg} \beta_1 - c_{2a} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (1.9)$$

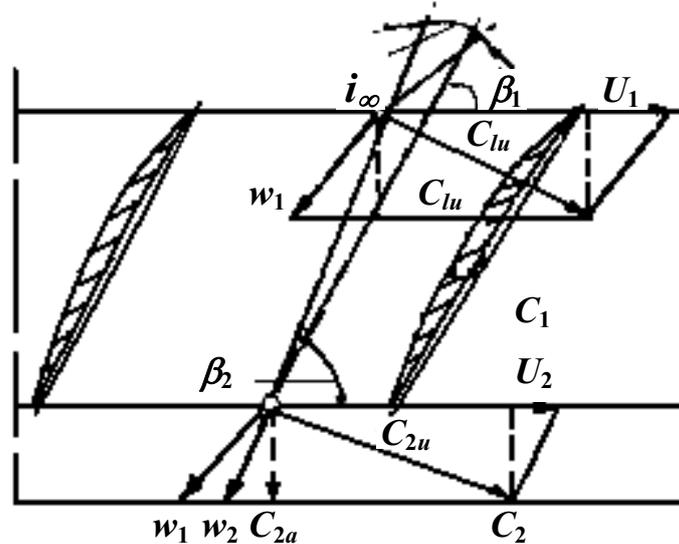


Рис. 1.16. Параллелограммы скоростей решетки лопастей осевого компрессора

Из уравнения (1.8) следует, что величина энергии, сообщаемая потоку, существенно зависит от значения углов входа и выхода и их разницы. Очевидно, с увеличением разницы между углами β_1 и β_2 , величина передаваемой энергии увеличивается.

Необходимо учесть, что в уравнении (1.8) значение переносной скорости принято постоянным, т. к. длина лопатки выбрана минимальной. С увеличением расстояния от оси вращения переносная скорость увеличивается и, следовательно, необходимо изменять значение углов для предотвращения возможного перераспределения энергии потока по длине лопатки. Последнее приводит к необходимости профилирования лопатки не только по отношению к сечению, но и по отношению к оси лопатки.

Ответственность подхода к профилированию лопаток связана и с необходимостью обеспечения прочностных характеристик лопаток. Силы, действующие на лопатки, можно определить исходя из уравнения количества движения.

Предположим, что участок лопасти длиной Δr действует на поток с силой P (рис. 1.17.). Данную силу можем представить в виде двух слагаемых. Составляющая P_a направлена вдоль оси ротора компрессора, а P_U – вдоль оси решетки или по направлению скорости переносного движения. Рассмотрим поток при относительном движении с шириной, равной шагу решетки.

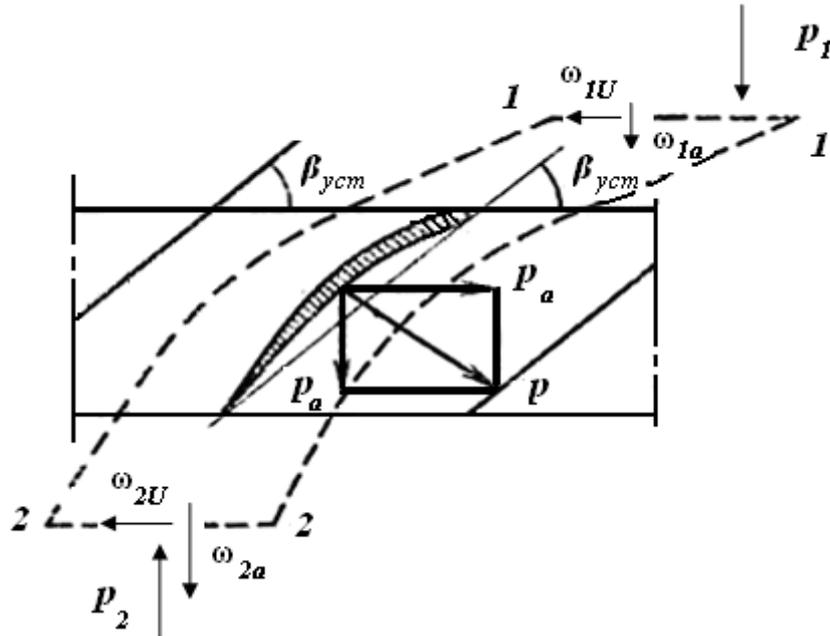


Рис. 1.17. Схема сил, действующих на лопасть компрессора

Через сечение 1–1 проходит в секунду масса воздуха $\Delta r t \omega_{1a} \rho_1$ с количеством движений $\Delta r t \omega_{1a} \cdot \rho_1 \cdot \omega_{1a}$, аналогично для сечения 2–2: $\Delta r t \omega_{2a} \cdot \rho_2 \cdot \omega_{2a}$. Так как давления в сечениях 1–1 и 2–2 равны p_1 и p_2 , то обусловленные ими силы, можно представить в виде:

- для сечения 1–1 – $\Delta r t p_1$;
- для сечения 2–2 – $\Delta r t p_2$.

Импульс внешних сил, действующих на поток в направлении начальной скорости, равен изменению количества движения потока, поэтому:

$$(P_a + \Delta r t p_1 - \Delta r t p_2) 1 c = - (\Delta r t \rho_2 \omega_{2a}^2 - \Delta r t \rho_1 \omega_{1a}^2). \quad (1.10)$$

С учетом полученного соотношения осевая составляющая силы определится в следующем виде:

$$P_a = \Delta r t (p_2 - p_1) + \Delta r t (\rho_1 \omega_{1a}^2 - \rho_2 \omega_{2a}^2). \quad (1.11)$$

Аналогично поступим при определении силы, направленной вдоль оси решетки. Количество движения в сечениях 1–1 и 2–2 равны:

$$\Delta r t \omega_{1a} \rho_1 \omega_{1U} \text{ и } \Delta r t \omega_{2a} \rho_1 \omega_{2U}. \quad (1.12)$$

Уравнение количества движения можно представить в виде:

$$P_U 1 c = - (\Delta r t \omega_{2a} \rho_2 \omega_{2U} - \Delta r t \omega_{1a} \rho_1 \omega_{1U}). \quad (1.13)$$

В этом случае сила равна:

$$P_U = \Delta r t (\rho_1 \omega_{1a} \omega_{1U} - \rho_2 \omega_{2a} \omega_{2U}). \quad (1.14)$$

Из полученных соотношений (1.13) и (1.14) также следует зависимость сил, действующих на лопатку, от разности относительных скоростей и расстояния точки приложения силы от оси вращения. Это приводит к необходимости сложного профилирования рабочих лопаток компрессора (рис. 1.18)

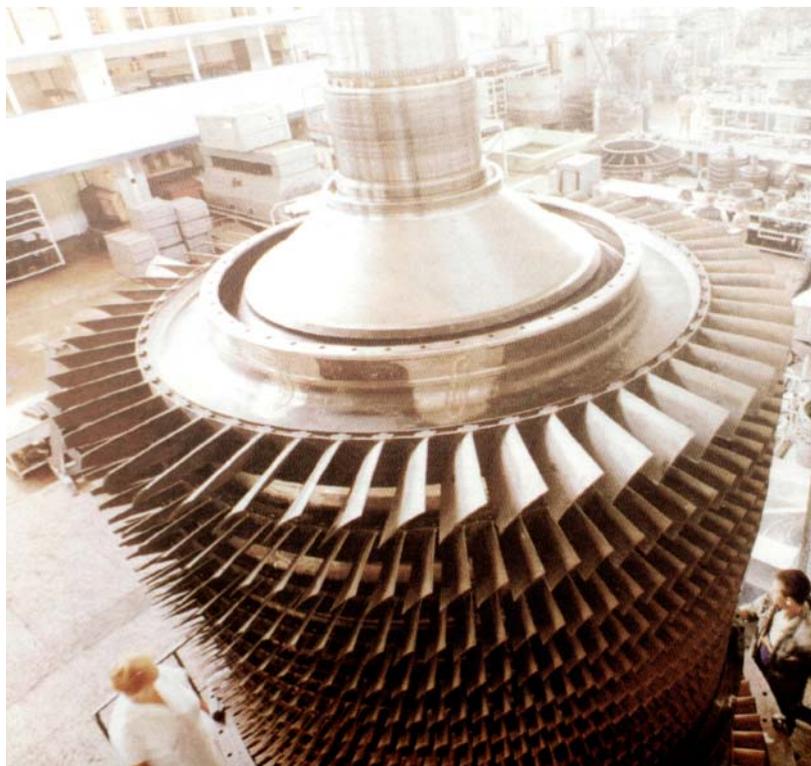


Рис. 1.18. Общий вид ротора компрессора

Вращающий момент колеса определяется из уравнения

$$M = G(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}), \quad (1.15)$$

где r_1 и r_2 – расстояние от оси вращения до вершины лопатки перед решеткой и за ней соответственно; G – массовый расход воздуха.

Требования, предъявляемые к рабочим лопаткам, и действующие на них силы налагают дополнительные условия к конструкции и способам крепления лопаток.

Лопатки осевых компрессоров обычно рассчитываются и изготавливаются с переменным по длине углом установки элементов лопасти по ее длине, и лопатка получается винтовой (рис. 1.19, а). Корневое сечение лопатки 1 жестко сопрягается с сухарем 2, служащим для закрепления лопатки во втулке. Лопатка и сухарь обычно выполняются из сплошного материала. Боковые грани сухаря имеют криволинейные зубцы 3 для крепления в канавках, проточенных во втулке.

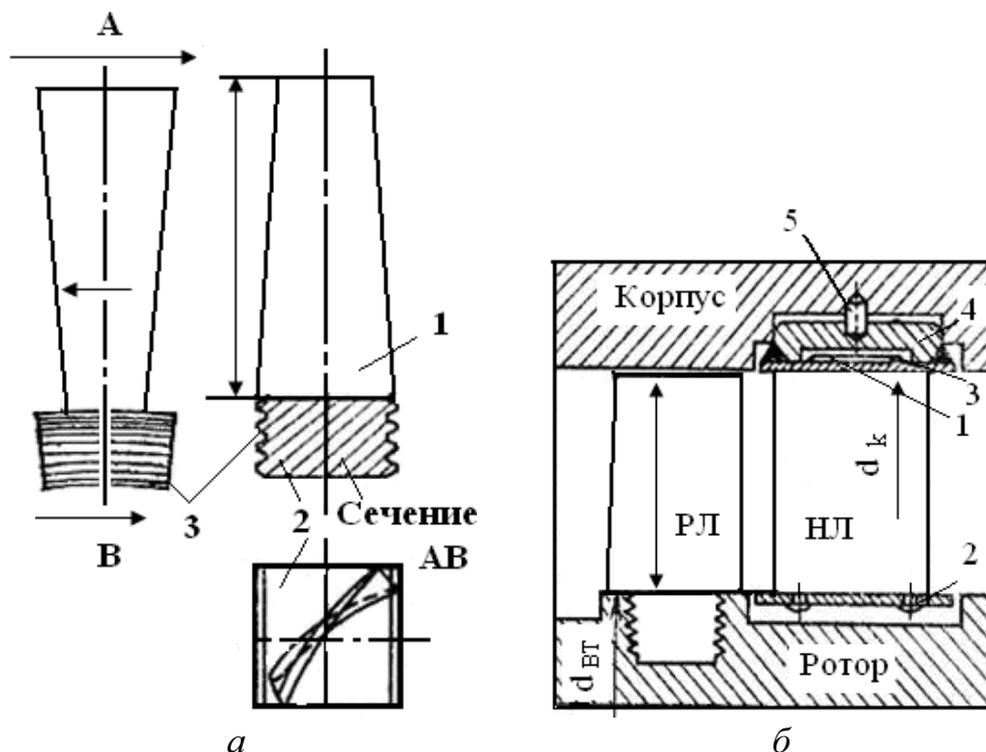


Рис. 1.19. Конструкция рабочей лопатки (а) и крепление лопаток в компрессоре (б)

Направляющие лопатки могут крепиться к корпусу или аналогично креплению рабочих лопаток, или способом, показанным на рис. 1.19, б. В этом случае лопатки группируются при помощи цилиндрических бандажных лент 1 и 2 в две секции. Одна секция крепится к верхней половине компрессора, другая секция к нижней. На наружных концах направляющих лопаток отфрезерованы хвостовики 3, проходящие через сквозные отверстия в 2 и расклепываемые в них.

Для увеличения жесткости пакета к наружному бандажу 1 приваривается кольцо жесткости 4, плотно входящее в цилиндрическую выточку в корпусе. Весь пакет предохраняется от проворачивания в корпусе штифтом 5.

Под характеристикой компрессора в целом подразумевают зависимость соотношения давления сжатия π_k от расхода воздуха через компрессор при различной частоте вращения n и относительного внутреннего КПД η_{ik} (рис. 1.19) [5]. Данные характеристики позволяют сделать заключение о режиме работы компрессора с точки зрения устойчивости и экономичности на переменных режимах работы.

Из характеристик следует, что изменение частоты вращения ротора влияет не только значения расхода воздуха и напора развиваемого компрессором, но и определяет характер изменения их соотношения. С уве-

личением степени повышения давления при повышении частоты вращения ротора, характеристика компрессора становится более крутой, что связано со сжимаемостью воздуха. Чем больше степень повышения давления, тем в большей степени увеличивается крутизна характеристик.

Сложный вид зависимости КПД от режимов работы компрессора объясняется главным образом возможностью возникновения на нерасчетных режимах положительных или отрицательных углов атаки на лопатках, под которыми подразумеваются углы, образованные направлением входной скорости воздушного потока и направлением касательной к передней точке средней линии профиля самой лопатки.

Важным моментом является определение области устойчивой работы компрессора. Отмеченная пунктиром линия ОВС на универсальной характеристике является граничной линией устойчивости. Эксплуатация компрессора при значении параметров, лежащих выше данной линии, может привести к помпажным явлениям, которые могут привести к поломке лопаток компрессора, ухудшению работы камеры сгорания, что даже при кратковременной эксплуатации недопустимо.

Причиной помпажа является срыв потока на лопатках компрессора при больших положительных углах атаки. Последнее возможно за счет увеличения давления, при неизменной скорости вращения, в последней ступени компрессора или повышения сопротивления во всасывающем тракте в связи с загрязнением фильтров, закрытием жалюзи воздухозаборного устройства, а также образованием ледяного покрытия на входном направляющем аппарате. Помпажные явления могут возникнуть и при резком сбросе или резком возрастании нагрузки, что характерно для случая помпажа нагнетателя или аварийной остановки одной из двух последовательно работающих ГТУ.

Помпажные явления могут развиваться как в отдельной ступени, так и охватывать компрессор в целом. Как следует из характеристики компрессора (рис. 1.20), наибольшая вероятность помпажа имеет место в процессе пуска или останова ГТУ, когда скорость не превышает значения $0,6n_0$.

С целью предупреждения помпажных явлений, особенно при пуске агрегата, в его конструкцию после 4...6 ступеней устанавливаются сбросные клапаны, через которые осуществляется сброс части воздуха в атмосферу. При останове агрегата и в начале его пуска клапаны открыты и удерживаются в таком состоянии пружиной. С увеличением давления, при возрастании частоты вращения ротора до $0,7...0,85 n_0$, увеличивается перепад давления на тарелке клапана, приводящий к его закрытию. В процессе работы на расчетном режиме сбросные клапана закрыты и открываются при нарушении режима или остановки компрессора.

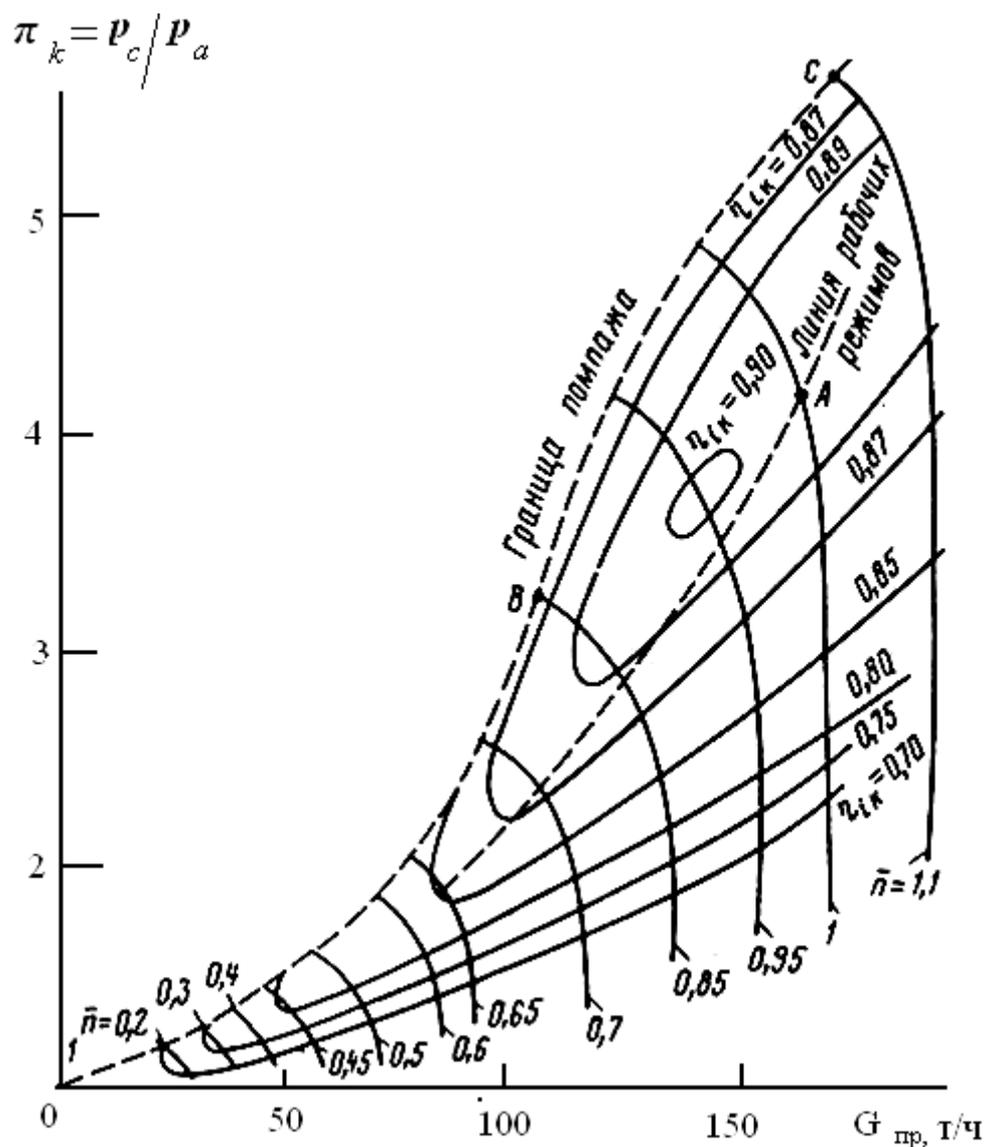


Рис. 1.20. Универсальная характеристика осевого компрессора:
 $n = n/n_0$; n – действительная частота вращения ротора компрессора;
 n_0 – номинальная скорость вращения ротора;
 $G_{пр}$ – расход воздуха, приведенный к исходным расчетным параметрам
 $(T_{анп} = 288,12 \text{ К}, P_{анп} = 0,1 \text{ МПа})$; P_a – давление наружного воздуха;
 P_c – давление воздуха после компрессора

1.3.2. Газовая турбина

Осевая газовая турбина состоит из одной или ряда последовательных ступеней, в которых происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую. На рис. 1.21 показана схема простой одноступенчатой турбины. Основными частями её являются: корпус (цилиндр) турбины 1, в котором укреплены направляющие лопатки 2, рабочие лопатки 3, установленные по всей окружности на ободу диска 4, закрепленного на валу 5. Вал турбины вращается в подшипниках 6. В местах

выход вала из корпуса установлены концевые уплотнения 7, ограничивающие утечку горячих газов из корпуса турбин. Все вращающиеся части турбины (рабочие лопатки, диск, вал) составляют её ротор. Корпус с неподвижными направляющими лопатками и уплотнениями образует статор турбины. Диск с лопатками образует рабочее колесо.

Совокупность ряда направляющих и рабочих лопаток называется турбинной ступенью [6]. Турбинную ступень условно можно рассматривать как обращенную компрессорную ступень, в которой происходят преобразования энергии, обратные преобразованиям, протекающим в компрессорной ступени. На рис. 1.22 сверху изображена схема такой турбинной ступени, а внизу дано сечение направляющих и рабочих лопаток цилиндрической поверхности $a-a$, развернутой затем на плоскость чертежа. Направляющие лопатки 1 образуют в сечении суживающиеся каналы, называемые соплами. Каналы, образованные рабочими лопатками 2, также обычно имеют суживающуюся форму.

Горячий газ при повышенном давлении поступает в сопла турбины, где происходит его расширение и соответствующее увеличение скорости. При этом давление и температура газа падают. Таким образом, в соплах турбины совершается преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую энергию.

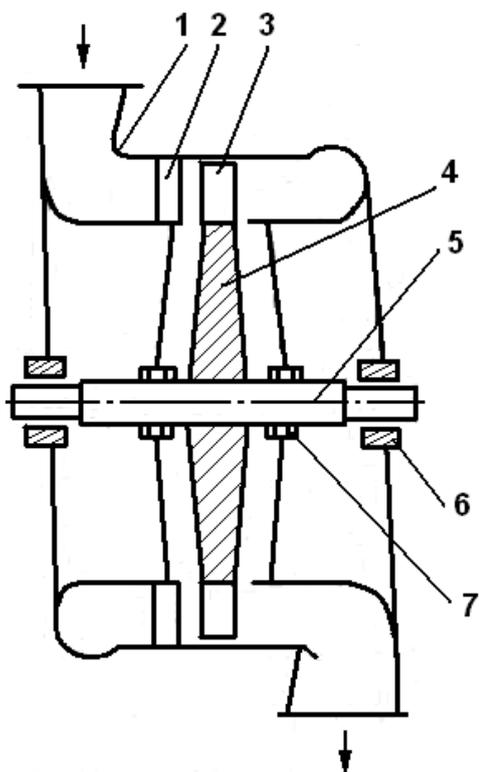


Рис. 1.21. Схема одноступенчатой турбины

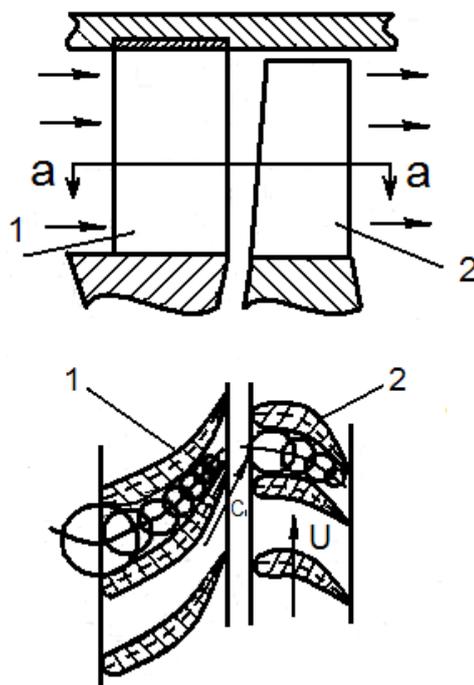


Рис. 1.22. Схема турбинной ступени

После выхода из сопел газ попадает в межлопаточные каналы рабочих лопаток, где изменяет свое направление. При обтекании газом рабочих лопаток давление на их вогнутой поверхности оказывается большим, чем на выпуклой, и под влиянием этой разности давлений происходит вращение рабочего колеса (направление вращения на рис. 1.22 показано стрелкой U). Таким образом, часть кинетической энергии газа преобразуется на рабочих лопатках в механическую энергию и передается через диск на вал турбины. Работа турбинной ступени может быть эффективной только при определенном соотношении между скоростью c_1 выхода газа из сопловых каналов и окружной скоростью на рабочих лопатках. В зависимости от типа ступени отношение скоростей U/c_1 выбирается обычно в интервале: $0,4 \dots 0,9$. При высокой начальной температуре газа и большой степени понижения давления в ступени (степенью понижения давления в ступени называется отношение давления перед ступенью к давлению за ней) скорость c_1 истечения газа из сопел также получается большой. В этом случае, чтобы выдержать необходимое отношение U/c_1 , требуется иметь большую окружную скорость рабочего колеса. Величина последней может оказаться недопустимой по соображениям прочности рабочих лопаток или диска турбины. В таких случаях турбины выполняются в многоступенчатом исполнении. Схема многоступенчатой турбины представлена на рис. 1.23.

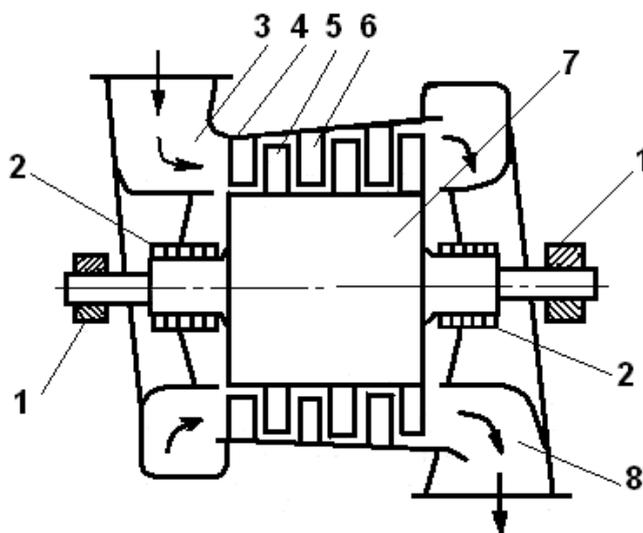


Рис. 1.23. Схема многоступенчатой турбины:

- 1 – подшипники; 2 – концевые уплотнения; 3 – входной патрубок;
 4 – корпус; 5 – рабочие лопатки; 6 – направляющие лопатки;
 7 – ротор; 8 – выходной патрубок турбины

Турбинная ступень обычно подразделяется на ступень активного и реактивного типов.

В активной ступени турбины относительные средние скорости потока газа перед рабочим колесом и за ним одинаковые по величине, т. е. $w_1 = w_2$ (рис. 1.24). Потенциальная энергия газа в рабочем колесе не преобразуется в кинетическую, поток лишь меняет направление своего движения, что приводит к появлению дополнительных сил, создающих вращающий момент. Давление газа в пределах рабочего колеса не меняется.

В реактивной турбинной ступени потенциальная и внутренняя энергия преобразуется в кинетическую в направляющем аппарате и рабочем колесе (рис. 1.25). В этом случае газ после направляющего аппарата в осевом зазоре имеет более высокое давление, чем давление за ступенью. Разность давления по обе стороны рабочего колеса приводит к ускоренному движению газа, и поток на выходе из рабочего колеса имеет относительную скорость w_2 , большую чем на входе w_1 .

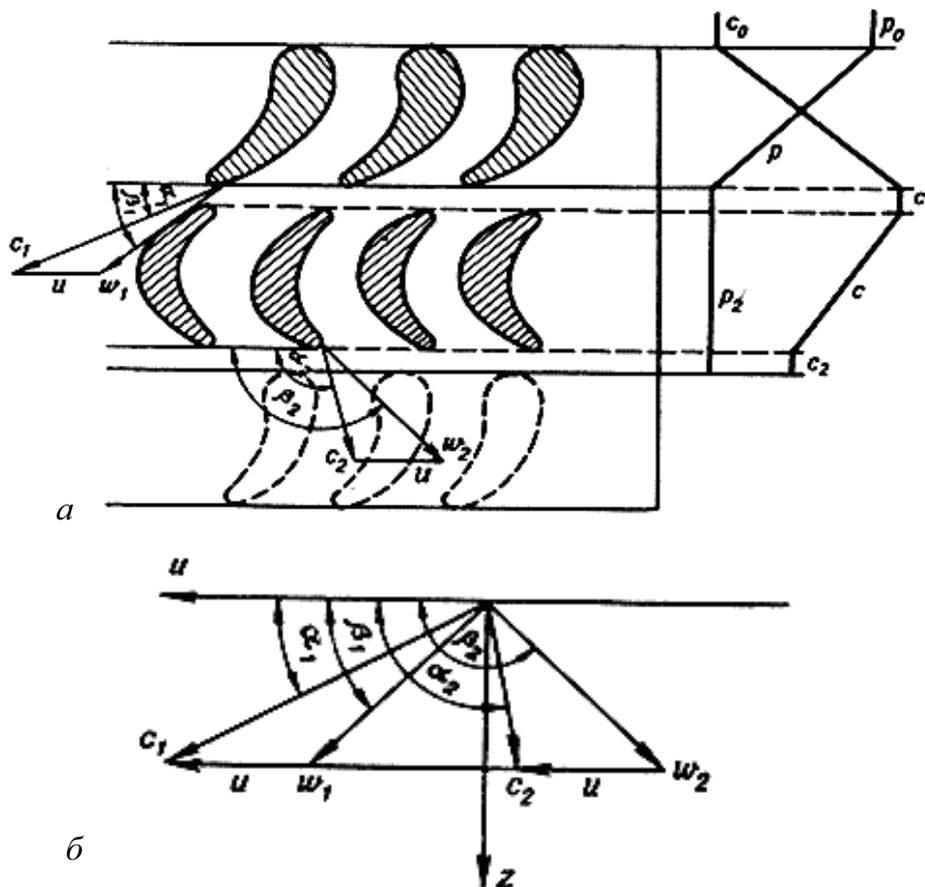


Рис. 1.24. Активная турбинная ступень:
 а – схема ступени с этюрами скоростей и давлений; б – треугольники скоростей

Изменение скорости относительного движения приводит к росту кинетической энергии и, следовательно, в реактивной ступени вращающий момент на рабочем колесе возникает вследствие отклонения потока

в нем и в результате реакции, возникающей под влиянием изменения относительной скорости движения газа.

Вращающий момент колеса определяется уравнением

$$M = G(r_1 c_{1U} - r_2 c_{2U}), \quad (1.16)$$

где G – массовый расход воздуха; r_1 и r_2 – расстояние от оси вращения до вершины лопатки перед решеткой и за ней соответственно.

С учетом (1.16) мощность, развиваемая колесом турбомашины, определяется уравнением:

$$N = M\psi = G(U_1 c_{1U} - U_2 c_{2U}), \quad (1.17)$$

где $U_1 = r_1 \psi$ и $U_2 = r_2 \psi$ – окружные скорости переносного движения вершин лопатки; ψ – угловая скорость вращения ротора.

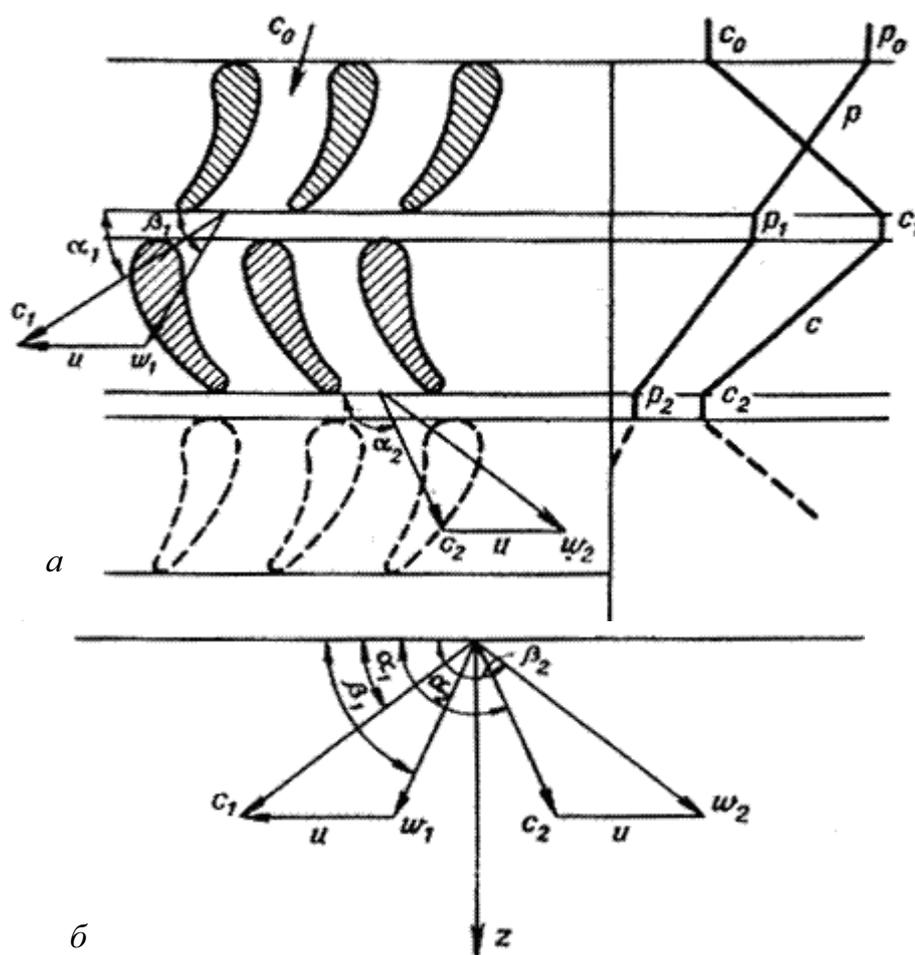


Рис. 1.25. Реактивная турбинная ступень:

а – схема ступени с этюрами скоростей и давлений; б – треугольники скоростей

Турбина состоит из ряда последовательно расположенных отдельных ступеней, в которых происходит постепенное расширение газа. Па-

дение давления, приходящееся на каждую ступень, и, следовательно, скорость c_1 в каждой ступени такой турбины меньше, чем в одноступенчатой. Число ступеней может быть выбрано таким, чтобы при заданной окружной скорости и было получено желаемое отношение U/c_1 .

Один из вариантов конструктивного исполнения газовой турбины представлен на рис. 1.26. Данная установка двухвальная и включает турбину высокого давления (ТВД) и турбину низкого давления (ТНД).

Входная часть корпуса А конструктивно связана с камерой сгорания и обеспечивает равномерный подвод газа к лопаткам турбины. Промежуточные патрубки Б являются частью общего корпуса ТВД и ТНД. При встроенных подшипниках скольжения в промежуточных патрубках располагаются трубки подвода-слива масла, трубопроводы охлаждающего воздуха, датчики температуры и т. д.

Корпус турбины составной и включает внешний корпус, внутренний корпус и слой тепловой изоляции. Несущим является внешний корпус, изготовленный литьевым способом и имеющий горизонтальный разъем. Внутренний корпус выполнен из жаропрочного листового материала и служит для локализации газового потока в рабочем пространстве между направляющими и рабочими лопатками ТВД и ТНД. Изоляционный слой, выполненный, как правило, из огнеупорного материала, предназначен для снижения теплопередачи от внутреннего корпуса к наружному.

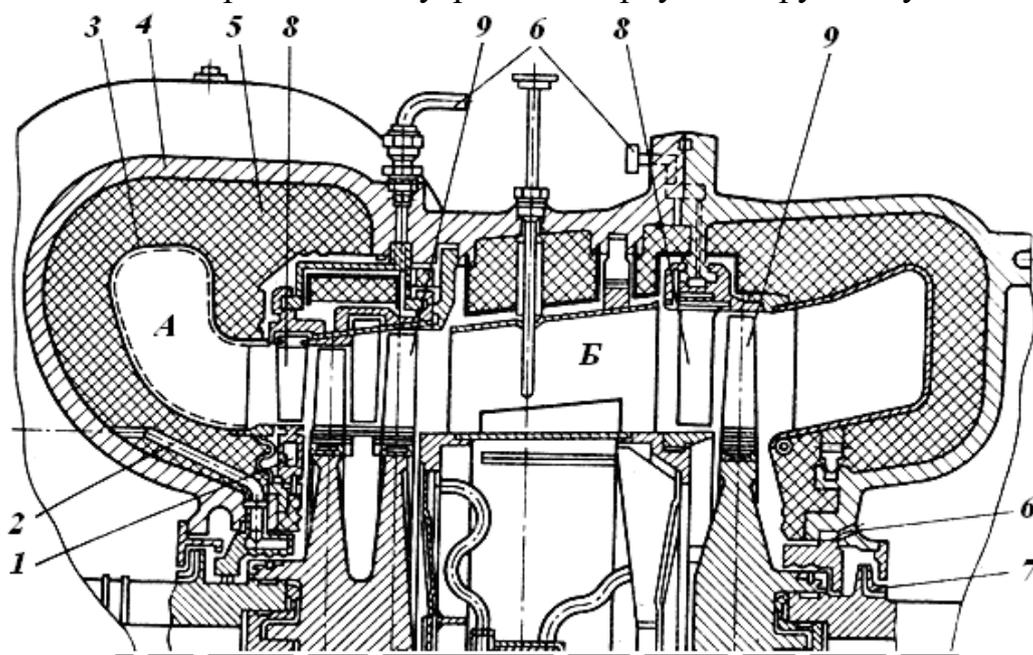


Рис. 1.26. Газовая турбина установки ГТ-700-5 НЗЛ:

- А – входной патрубок; Б – промежуточный патрубок;
 1 – воздухоподводящая камера; 2, 6 – каналы для подвода охлаждающего воздуха;
 3 – внутренний корпус; 4 – внешний корпус; 5 – изоляция;
 7 – центробежное колесо; 8 – направляющие лопатки; 9 – рабочие лопатки

Роторы ТВД и ТВН выполнены из жаропрочного металла в виде сплошных дисков, закрепленных консольно на валу компрессора и исполнительного органа соответственно.

Высокий уровень силовых и температурных воздействий газового потока из камеры сгорания на рабочие и направляющие лопатки предъявляет дополнительные требования как к конструкции самих лопаток, так и способам их крепления на корпусе турбины и на роторе (рис. 1.27).

Направляющие лопатки, оставаясь неподвижными в процессе работы, крепятся в корпусе с помощью Т-образного паза. Рабочие лопатки, испытывающие в процессе работы интенсивные тепловые и динамические нагрузки, устанавливаются на роторах ТВД и ТНД с помощью специально спрофилированных ёлочнообразных пазов.

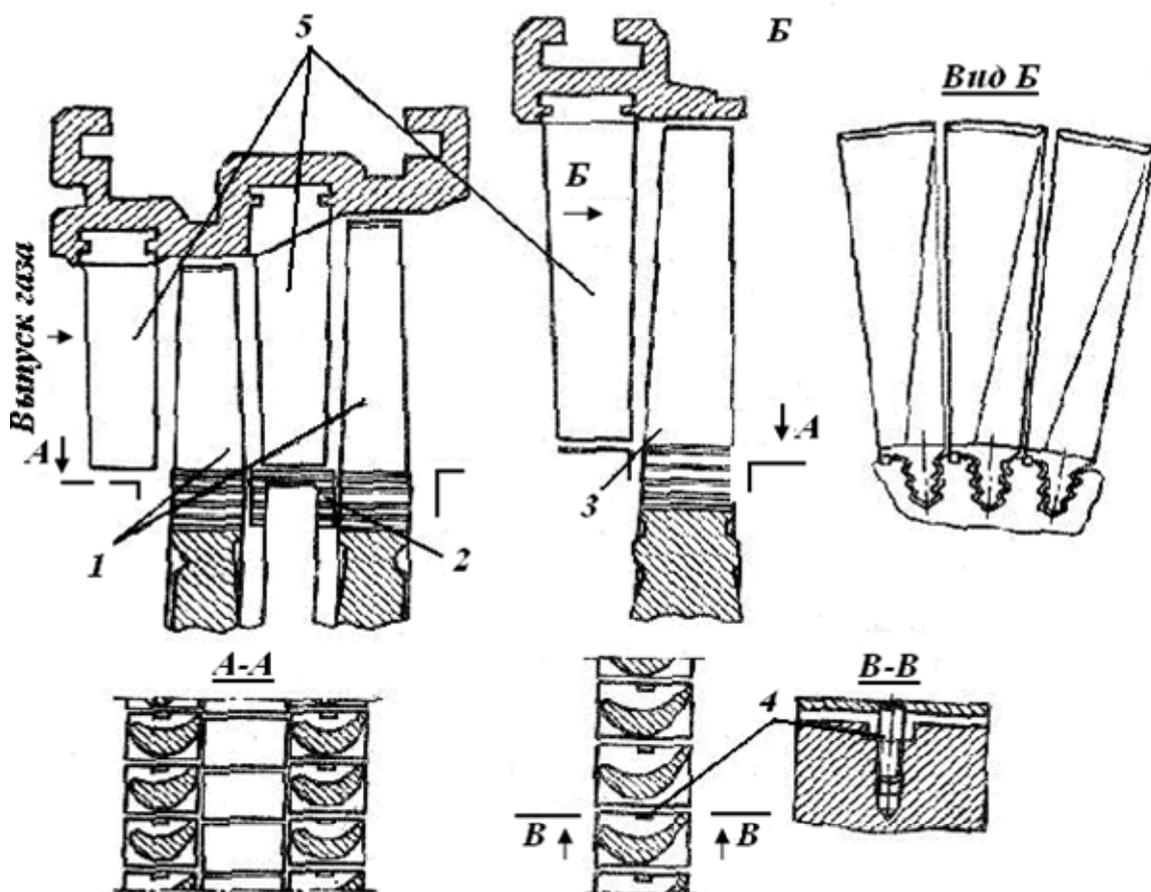


Рис. 1.27. Установка лопаток роторов турбины:
 1 – рабочие лопатки турбины высокого давления; 2 – подставка;
 3 – лопатки турбины низкого давления; 4 – винт;
 5 – направляющие лопатки турбин высокого и низкого давления

Конструкции рабочих лопаток турбин существенным образом отличаются от рабочих лопаток осевого компрессора наличием внутренних полостей, предназначенных для протекания через них охлаждающего воздушного потока (рис. 1.28). Возможны два варианта конструктивного исполнения рабочих лопаток – умеренно охлаждаемые и интенсивно охлаждаемые. Последние более сложны в изготовлении, но обеспечивают наиболее полное охлаждение поверхности лопаток и подачу охлаждающего воздуха в межлопаточное пространство (рис 1.29). Умеренно охлаждаемые лопатки более просты в изготовлении, но поток охлаждающего их воздуха с выхода лопаток поступает в зазор между корпусом турбины и лопатками, что может привести к дополнительной рециркуляции газовой смеси.

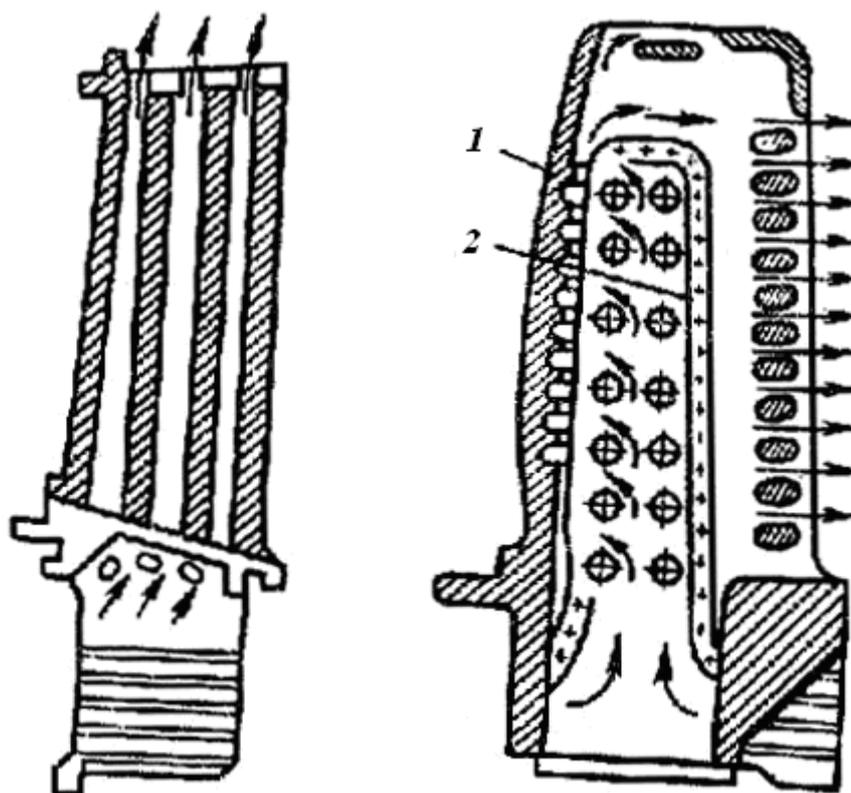


Рис. 1.28. Умеренно (а) и интенсивно (б) охлаждаемые рабочие лопатки турбины:
1 – литой корпус лопатки; 2 – дефлектор

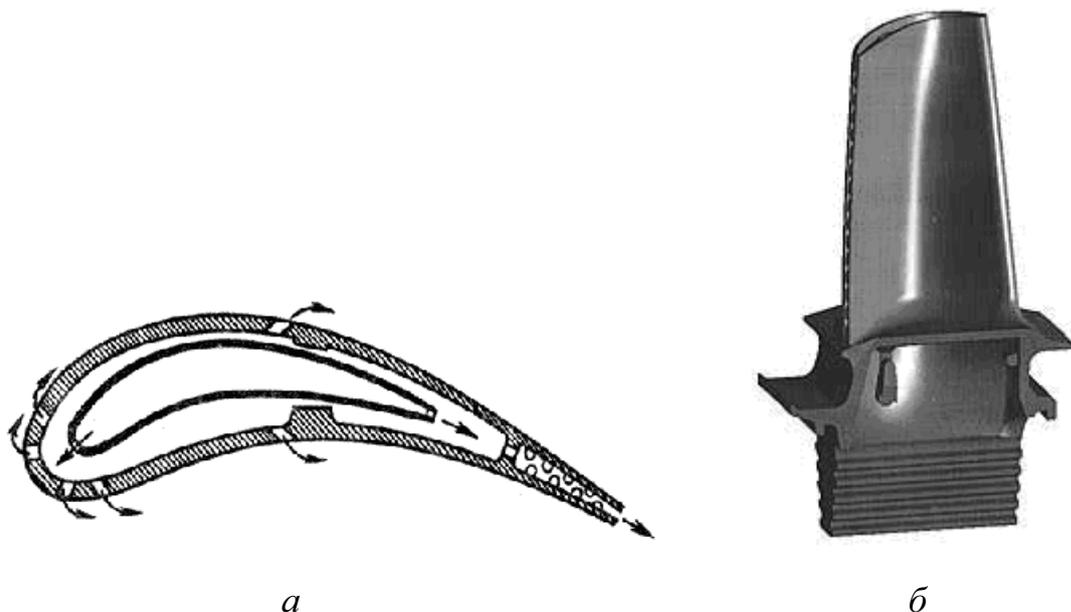


Рис. 1.29. Поперечное сечение (а) конструкции и внешний вид (б) интенсивно охлаждаемой монокристаллической лопатки турбины

1.3.3. Камера сгорания

Назначение камеры сгорания заключается в повышении температуры рабочего тела за счет сгорания топлива в среде сжатого воздуха.

Камера сгорания предназначена удовлетворять широкому кругу требований, а именно:

- обеспечение высокой полноты сгорания топлива;
- надежность и плавность запуска в работу;
- устойчивость горения в широком диапазоне изменения давления и завершение этого процесса на определенном расстоянии от соплового аппарата газовой турбины;
- отсутствие значительных пульсаций давления, вызванных процессом горения;
- равномерность поля температур в поперечном сечении камеры;
- большой моторесурс;
- невысокое гидравлическое сопротивление;
- ремонтпригодность, т. е. возможность демонтажа и монтажа в условиях компрессорной станции (в стационарных ГТУ).

По принципу действия всевозможные исполнения камер сгорания делятся на два типа – камеры сгорания непрерывного горения и камеры сгорания прерывистого горения.

Одна из возможных конструкций камер сгорания непрерывного горения представлена на рис. 1.30.

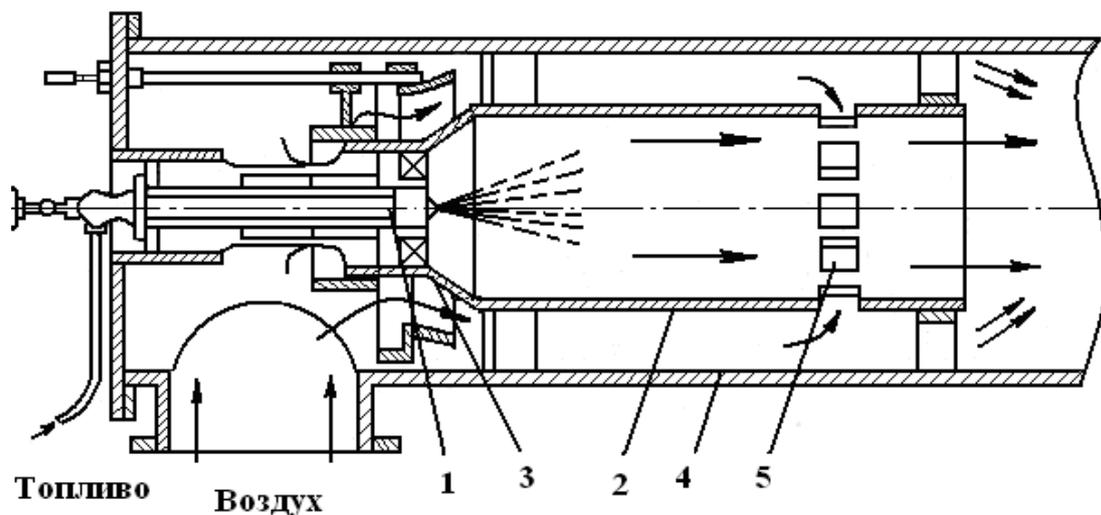


Рис. 1.30. Камера сгорания непрерывного горения

Сгорание топлива, впрыскиваемого через форсунку 1, происходит в зоне горения камеры, ограниченной жаровой трубой 2. В эту зону поступает только такое количество воздуха, которое необходимо для полного и интенсивного сгорания топлива (этот воздух называется первичным).

Поступающий в зону горения воздух проходит через завихритель потока 3, который способствует хорошему перемешиванию топлива с воздухом. В зоне горения температура газов достигает 1300...2000 °С. По условиям прочности лопаток газовых турбин такая температура недопустима.

Поэтому получающиеся в зоне горения камеры горячие газы разбавляются холодным воздухом, который называется вторичным. Вторичный воздух протекает по кольцевому пространству между жаровой трубой 2 и корпусом 4. Часть этого воздуха поступает к продуктам сгорания через окна 5, а остальная часть смешивается с горячими газами после жаровой трубы. Таким образом, компрессор должен подавать в камеру сгорания в несколько раз больше воздуха, чем необходимо для сжигания топлива, а поступающие в турбину продукты сгорания получаются сильно разбавленными воздухом и охлажденными.

В идеальном случае коэффициент избытка воздуха α близок к 1,25, хотя, например, при желании снизить выбросы окислов азота, эта величина может быть увеличена до 1,6. В жаровой трубе создается зона малых скоростей, в которой процесс горения поддерживается циркуляционным потоком продуктов сгорания, непрерывно поджигающим поступающую в камеру свежую топливовоздушную смесь. Избыточная (ненужная для горения) часть воздуха вводится в жаровую трубу за зоной горения, где она перемешивается с горячими продуктами сгорания, понижая, таким образом, их температуру до приемлемого для турбины уровня.

Конструктивно существующие камеры сгорания можно разделить на следующие основные типы: а) индивидуальные; б) секционные (многотрубчатые); в) кольцевые; г) трубчато-кольцевые.

Кроме того, камеры сгорания делятся на прямоточные и противоточные. В прямоточных камерах охлаждающий (вторичный) воздух движется в кольцевом канале между пламенной трубой и корпусом в том же направлении, что и продукты сгорания. В противоточных камерах поток охлаждающего воздуха направлен навстречу потоку продуктов сгорания в пламенную трубу. Применение противоточных камер в ряде случаев упрощает общую компоновку ГТУ и позволяет сократить длину камеры, но потери давления в них обычно больше, чем в прямоточных камерах.

Индивидуальные камеры, в свою очередь, бывают выносными или встроенными. Выносная камера в отдельном скомпонованном корпусе устанавливается в ГТУ рядом с турбокомпрессором. Применяют эти камеры в основном в стационарных и значительно реже в передвижных установках, а чаще в установках с регенерацией теплоты отходящих газов, прежде всего в связи с необходимостью организовать движение потоков воздуха и продуктов сгорания между компрессором и газовой турбиной. У встроенных камер корпус опирается непосредственно на общий корпус турбокомпрессора или конструктивно с ним совмещён. Встроенные камеры сгорания – кольцевые, секционные, используемые главным образом в ГТУ авиационного типа, располагаются концентрично между компрессором и газовой турбиной, что позволяет значительно уменьшить габариты и массу установки, повысить блочность конструкции, облегчить ее обустройство на компрессорной станции. Направление движения потока воздуха во встроенных камерах сгорания может быть различным: прямоточным или противоточным по отношению к направлению потока воздуха в компрессоре. Различие в схемах движения потока воздуха, поступающего в камеру сгорания, практически не меняет рабочий процесс сжигания топлива и величину потерь давления по камере в целом.

Существуют две разновидности индивидуальных камер сгорания: цилиндрические и угловые. В цилиндрической камере сгорания (рис. 1.31) воздух разделяется на два потока: первичный и вторичный. Первичный воздух поступает через воздухо-направляющее устройство 1 в пламенную трубу 4, куда через форсунку 2 (или горелку) подается топливо. Расход первичного воздуха регулируется в зависимости от расхода топлива поворотом лопаток воздухо-направляющего устройства 1, что осуществляется посредством специальных рычагов управления. Вторичный (охлаждающий) воздух пропускается через кольцевое пространство между пламенной трубой 4 и корпусом 3 камеры сгорания. При движении он интенсивно охлаждает стенки трубы и корпуса. Выходя из кольцевого простран-

ва, вторичный воздух попадает в объем А, где он смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру до заданного значения.

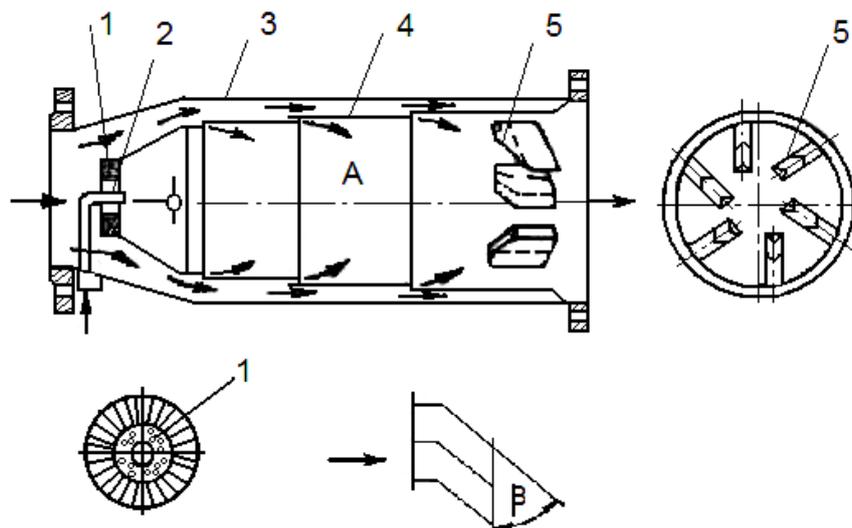


Рис. 1.31. Схема цилиндрической камеры сгорания с устройством управления потока вторичного воздуха

Для уменьшения закрутка газового потока на выходе из камеры и для лучшего перемешивания вторичного воздуха с продуктами сгорания к пламенной трубе приварены лопатки 5, закручивающие поток вторичного воздуха в направлении, обратном тому, которое придается первичному воздуху.

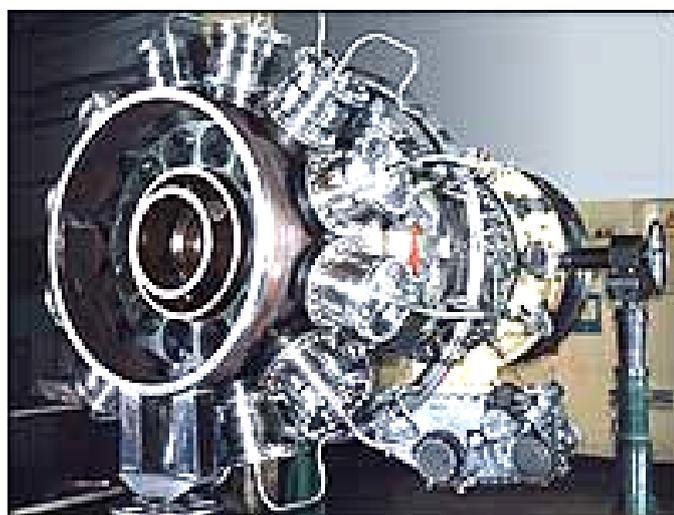


Рис. 1.32. Установка индивидуальных цилиндрических камер сгорания

В цилиндрических камерах можно установить не одну, а несколько форсунок, что увеличивает надёжность работы и позволяет регулировать тепловую мощность камеры сгорания изменением числа работающих форсунок. Объемная теплонапряженность этих камер составляет

$(20...30) \cdot 10^3$ кВт/м³ при давлении 0,4...0,45 МПа, а тепловая мощность камеры сгорания достигает 3000 кДж/ч, расход воздуха – $2,5 \cdot 10^5$ м³/ч,

К преимуществам индивидуальных цилиндрических камер сгорания относятся простота конструкции и сравнительно малые потери давления, достигающие 1,5...3,0 %. Основными недостатками этих камер являются большие массы и габариты.

Секционные (многотрубчатые) камеры сгорания представляют собой конструкцию, в которой объединено несколько (6...16) параллельно работающих цилиндрических камер (секций), часто связанных между собой пламяпередающими патрубками.

Секция многотрубчатой камеры сгорания (рис. 1.33) состоит из пламенной трубы и кожуха 8. Пламенная труба включает в себя головку, состоящую из лопаточного завихрителя 3, тарелки 2 и конуса 4, и корпуса, состоящего из цилиндрической части 5 и двух конических участков, соединенных между собой конусным кольцом 6.

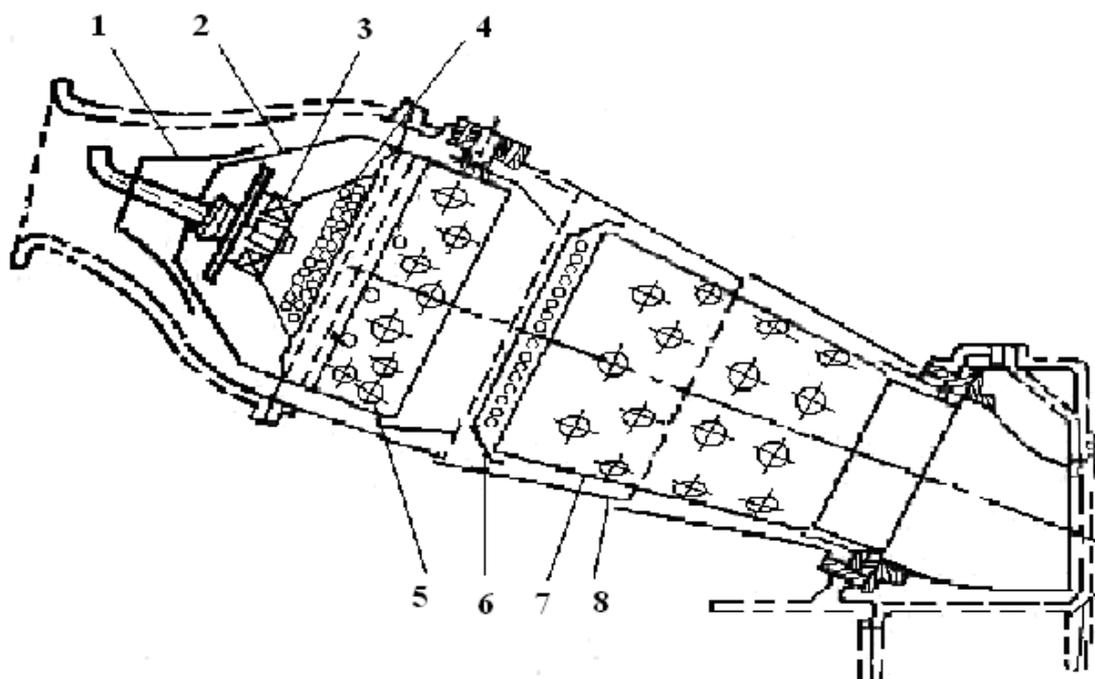


Рис. 1.33. Секция многотрубчатой камеры сгорания

Первичный воздух поступает через входной кожух 1 в головку пламенной трубы. Часть его направляется в зону горения через лопаточный завихритель 3, а оставшаяся часть идет туда через многочисленные отверстия в тарелке 2 и конусе 4. Кроме того, на цилиндрической части пламенной трубы 5 имеется еще два ряда отверстий, через которые дополнительно поступает воздух, необходимый для горения при полной нагрузке ГТУ.

Вторичный воздух идет по кольцевому пространству между пламенной трубой и кожухом 8 и затем поступает в зону смешения через четыре ряда отверстий в конической части пламенной трубы 7. Наибольшая часть охлаждаемого воздуха входит внутрь пламенной трубы через большое число отверстий малого диаметра в конусном кольце 6.

Секционные камеры сгорания выполняют обычно в виде единого моноблока, в котором все секции заключены в общий корпус. Каждая секция имеет одну форсунку, впрыскивающую топливо по направлению потока. Секционные камеры сгорания отличаются компактностью, обеспечивают высокую полноту сгорания топлива и устойчиво работают в различных эксплуатационных условиях. Недостатком их является сравнительно большие потери давления (2,5...7,5 %). Тепловая мощность отдельной секции составляет в среднем $(0,7...1,7) \cdot 10^3$ кВт, а иногда достигает $3,5 \cdot 10^3$ кВт. Объемная теплонапряженность у камер этого типа высокая – $(100...160) \cdot 10^3$ кВт/м³.

В кольцевых камерах сгорания (рис. 1.34) зона горения I имеет форму кольцевой полости обычно шириной 150...200 мм, которая образуется цилиндрами 1 и 2. Два других соосно расположенных цилиндра (9 и 8) составляют кожух камеры. Первичный воздух через воздухоподводящее устройство 4 поступает в зону горения I. Вторичный воздух направляется по кольцевым зазорам 6 и 7 к смесительным насадкам 5, через которые поступает в зону II, где смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру. В воздухоподводящем устройстве 4 на входе в зону горения I по всей окружности расположены форсунки 3. За счет этого обеспечивается хорошее перемешивание топлива с воздухом и горение по всему кольцевому пространству. Число форсунок может достигать 10...20, но иногда это бывает одна вращающаяся форсунка.

Объемная теплонапряженность у кольцевых камер примерно такая же, как и у секционных, а потери давления несколько больше (до 10 %). По сравнению с секционными камерами они имеют меньший рабочий объем и более равномерное поле температур газа на выходе. Зато кольцевые камеры сложнее в изготовлении и доводке, труднодоступны для осмотра в ходе эксплуатации.

Трубчато-кольцевая камера сгорания представляет собой конструктивное совмещение элементов секционной и кольцевой камер. Так же, как и у кольцевой камеры, кожух её образуется наружным и внутренним соосно расположенными цилиндрами. А в кольцевом пространстве между этими цилиндрами размещается ряд отдельных пламенных труб, снабженных форсунками. Трубы соединяются друг с другом пламяпередающими патрубками, которые предназначены для передачи пламени, зажигания и выравнивания давления между трубами.

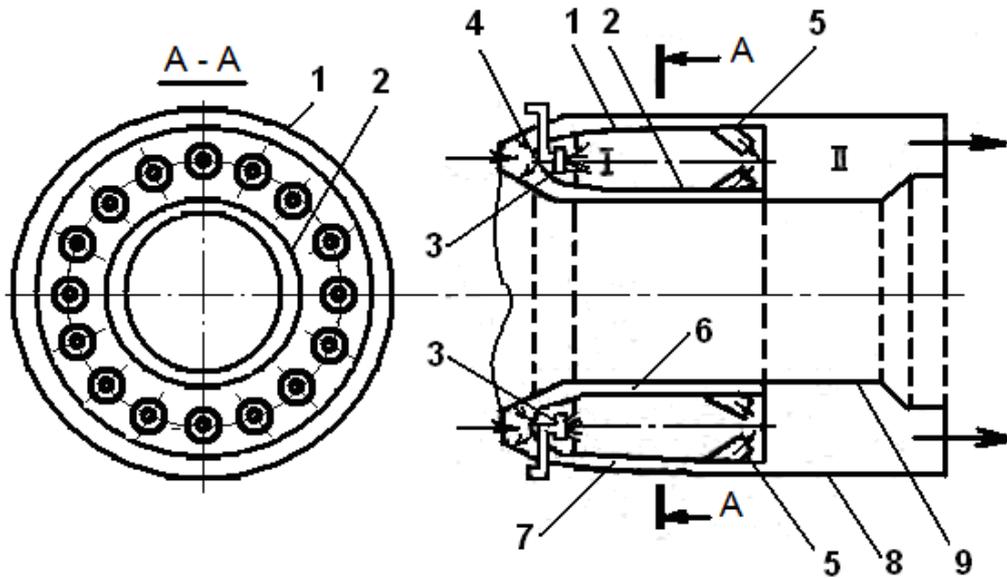


Рис. 1.34. Схема кольцевой камеры сгорания

Трубчато-кольцевые камеры имеют теплонапряженность и потери давления приблизительно такие же, как секционные камеры. Они компактнее кольцевых камер и более просты в доводке. Небольшие размеры пламенных труб упрощают их изготовление и разборку.

Для работы на жидком топливе в камерах сгорания обычно применяют центробежные форсунки (рис. 1.35.). Они просты по конструкции, надежны в работе и обеспечивают хорошее распыливание топлива. К форсунке топливо подается насосом 5 под давлением не менее 1,0...1,5 МПа. Поступает оно сначала в кольцевую полость 1, а затем через ряд тангенциально расположенных каналов 2 направляется в вихревую камеру 3, в которой приобретает вращательно-поступательное движение. При выходе из форсунки топливо распыляется под действием центробежных сил.

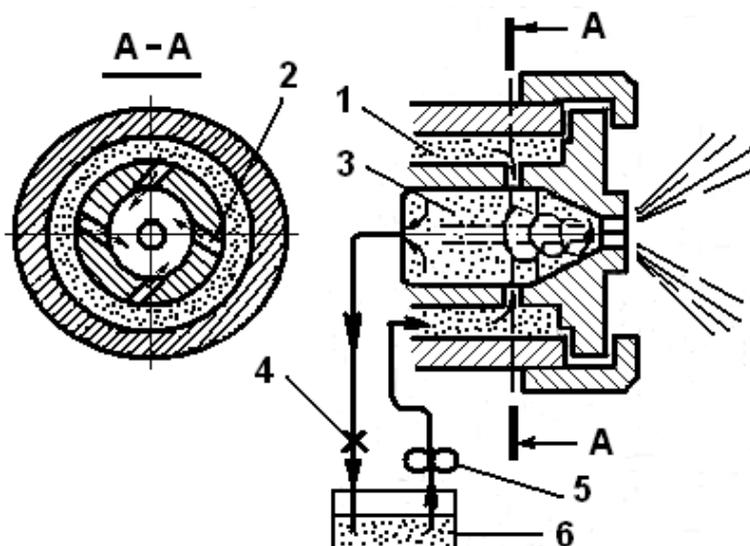


Рис. 1.35. Центробежная форсунка с перепуском топлива

В центробежных форсунках регулировать расход топлива за счет изменения его давления можно не более чем в 2...2,5 раза. Для обеспечения более широкого диапазона регулирования применяют двухступенчатые форсунки и форсунки с перепуском топлива. У двухступенчатых (двухконтурных) форсунок на малых расходах работает лишь одна первая ступень. Для увеличения расхода топлива к ней подключается вторая ступень. У форсунок с перепуском топлива вихревая камера 3 соединена с регулируемым клапаном 4, который перепускает часть топлива обратно в подводящий трубопровод или же в расходный бак 6.

Рабочий процесс работы камеры сгорания, несмотря на кажущуюся простоту, чрезвычайно сложен.

Сам процесс сжигания топлива во многом зависит от качества подготовки топливоздушная смеси и дальнейшего перемешивания топлива и воздуха.

Чтобы процесс горения топлива в камере сгорания был устойчивым, необходимо, чтобы скорость потока газовой смеси численно равнялась скорости горения.

При подаче газовой смеси со скоростью, меньше оптимальной, фронт горения будет смещаться в направлении подачи смеси и произойдет проскок пламени.

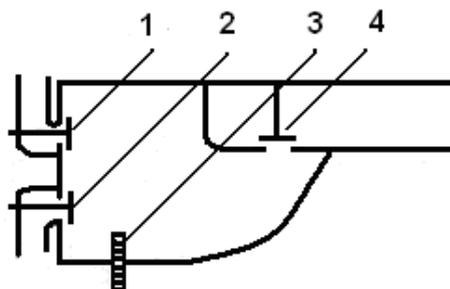
Если скорость горения смеси будет меньше скорости подачи газовой смеси, то фронт горения смещается в сторону смесительных окон и произойдет отрыв пламени.

Устойчивость горения топлива в камерах сгорания достигается с помощью аэродинамической рециркуляции продуктов сгорания, возникающей в камере за счет установки плохообтекаемых тел-регистров (завихрителей потоков воздуха), что приводит к образованию обратных токов продуктов сгорания, обеспечивающих непрерывное поджигание свежих порций поступающего топлива.

Одновременно, с целью обеспечения надежного сжигания топлива в камере сгорания, их горелочное устройство, как правило, снабжается установкой дополнительных дежурных горелок, обеспечивающих постоянное поджигание поступающего топлива.

Обычно корпуса камер сгорания оборудуются специальными смотровыми окнами, что позволяет обслуживающему персоналу КС дополнительно контролировать устойчивость процесса работы камеры сгорания ГТУ.

Схема камеры сгорания прерывистого горения (со сгоранием при постоянном объеме) приведена на рис. 1.36.



*Рис. 1.36. Камера прерывистого горения:
1 – воздушный клапан; 2 – топливный клапан;
3 – свеча зажигания; 4 – сопловой (газовый) клапан*

Камера сгорания имеет клапаны 1, 2 и 4, которые управляются особым распределительным механизмом. Представим себе, что в некоторый момент времени все клапаны закрыты, и камера заполнена смесью воздуха и топлива. При помощи свечи зажигания 3 смесь воспламеняется, и давление в камере повышается, так как сгорание происходит при постоянном объеме. При достижении определенного давления открывается клапан 4, и продукты сгорания поступают к соплам турбины, в которых происходит расширение газа. Давление в камере сгорания падает. После того как давление в камере упадет до определенной величины, автоматически открывается воздушный клапан 1 и происходит продувка камеры свежим воздухом. Этот воздух проходит также через турбину и охлаждает её лопаточный аппарат. В конце продувки сопловой клапан 4 закрывается и камера сгорания заполняется сжатым воздухом из компрессора. При работе на газообразном топливе в это же время через клапан 2 подается горючий газ. Этот процесс называется зарядкой камеры. По окончании зарядки закрываются все клапаны и происходит вспышка. Далее цикл повторяется.

2. ТОПЛИВО И РАЦИОНАЛЬНОЕ ЕГО СЖИГАНИЕ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ

Под топливом понимают горючие вещества, которые экономически целесообразно использовать для получения значительных количеств теплоты.

Целесообразность применения тех или иных горючих веществ в качестве топлива должна обосновываться технико-экономическими факторами, которые учитывают: имеющиеся запасы; стоимость добычи и транспортировки; теплоту сгорания; реакционную способность; влияние на окружающую среду; доступность для широкого использования и т. д.

Основными источниками получения различных видов энергии является органическое топливо.

2.1. Классификация органического топлива

Органическое топливо **по происхождению** подразделяют на:

- *природное (естественное – нефть);*
- *искусственное (продукты переработки нефти: мазут, дизельное топливо, бензин и т. д.).*

По **агрегатному состоянию** при обычных условиях:

- *твердое,*
- *жидкое,*
- *газообразное.*

По **назначению и способу использования** топливо подразделяется на:

- *энергетическое (относятся те виды топлива, которые являются главным образом источником тепловой энергии);*
- *технологическое (те виды топлива, которые являются не только источником тепловой энергии, но и используются как компонент технологического процесса).*

2.2. Состав топлива

Свойства топлива как горючего материала определяются его составом. Любое топливо состоит из:

- *горючей части (углерод (C), водород (H) и сера горючая (летучая) S_A);*
- *негорючей частей (кислород (O), азот (N), минеральные вещества (A) и влага (W)).*

Перечисленные элементы C, H, S_A, O, N образуют сложные химические соединения. Чтобы установить состав топлива, проводят технический и химический (элементарный) анализ топлива. При техническом анализе определяют содержание влаги, летучих и минеральных веществ. Химический анализ топлива можно выполнить как по элементарному составу (C, H, S_A, O, N), так и определением содержания в топливе отдельных химических соединений (CH₄, CO₂, H₂S и др.). Первый метод применяют для твердого и жидкого топлива, второй для газообразного топлива.

2.2.1. Состав жидкого и твердого топлива

Жидкое и твердое топливо принято характеризовать так называемым *элементарным* составом, определяющимся в лаборатории. При этом условно считают, что топливо состоит из перечисленных элементов, находящихся в свободном состоянии в виде механической смеси.

Такая условность, не отражая химико-физической природы топлива, создает значительные удобства при проведении практических расчетов материального и теплового баланса горения, а также при определении расчетным путем тепловой ценности топлива.

Вещество, поступающее непосредственно в топочное устройство для сжигания, называют рабочим топливом. Его элементарный состав, выраженный в % по массе, записывают:

$$C^P + H^P + S_{л}^P + O^P + N^P + A^P + W^P = 100 . \quad (2.1)$$

Если из рабочего топлива удалять всю его влагу, получим сухую массу, элементарный состав которой запишется:

$$C^c + H^c + S_{л}^c + O^c + N^c + A^c = 100 . \quad (2.2)$$

Условно удалив из сухой массы топлива содержащуюся в нем золу, получим горючую массу, элементарный состав которой можно представить:

$$C^z + H^z + S_{л}^z + O^z + N^z = 100 . \quad (2.3)$$

По элементарному составу рабочего топлива производят технические расчеты горения. Элементарный состав сухой массы используется для определения засоренности топлива золой. Горючая масса представляет собой без-

зольно-безводный, т. е. наиболее устойчивый состав топлива. Состав этот условный, т. к. включает в себя и негорючие элементы – кислород и азот.

Однако он позволяет более точно установить структуру топлива без воздействия на него внешних условий – способов добычи и метеорологических факторов.

Таким образом, для практической теплотехники пользуются элементарным составом рабочего топлива, а состав сухой и горючей массы служит, главным образом, для оценки отдельных характеристик топлива, сравнения различных сортов топлива, классификации и т. п.

2.2.2. Теплотехническая оценка элементов, входящих в топливо

Углерод является основным горючим элементом топлива. Его содержание в горючей массе составляет: в древесине и торфе 50–65 %, в бурых углях 67–72 %, каменных углях 76–90 % и в антрацитах 92–94 %, т. е. с увеличением геологического возраста твердого топлива содержание в нем углерода повышается. Состав жидких нефтяных топлив является достаточно стабильным и содержание в них углерода на горючую массу колеблется в узких пределах 86–87 %.

Углерод характеризуется высоким удельным тепловыделением. При полном сгорании 1 кг углерода выделяется 33600 кДж теплоты. Следовательно, углерод по существу определяет тепловую ценность топлива.

Водород является вторым важнейшим горючим элементом топлива. Его содержание на горючую массу составляет: в древесине и торфе 6,0–6,5 %, в бурых углях около 5,0 %, в каменных углях 4,0–5,5 % и антрацитах 1,5–2,5 %. В жидких нефтяных топливах содержание водорода значительно выше и на горючую массу составляет 10–12 %. Тепловая ценность водорода почти в четыре раза выше тепловой ценности углерода. При полном сгорании 1 кг водорода и конденсации продуктов сгорания выделяется 141500 кДж тепла, без учета конденсации водяных паров 119000 кДж.

Сера является третьим, весьма нежелательным, горючим элементом топлива. В общем случае сера топлива состоит из серы органической (S_o), входящей в топливо в виде органических соединений, серы колчеданной (S_k), входящей в состав топлива в виде колчедана (FeS_2), и серы сульфатной (S_c), входящей в топливо в виде, например, гипса ($CaSO_4$). Сера органическая и колчеданная образуют серу горючую (летучую) $S_A = S_o + S_k$. Сульфатная же сера не горит и в элементарном составе топлива включается в золу. Содержание серы в топливах колеб-

лется от 0 до нескольких %. При полном сгорании 1 кг серы летучей выделяется 9000 кДж тепла.

При горении серосодержащего топлива в промышленных топливосжигающих устройствах (печах, котлах, газотурбинных установках и др.), наряду с сернистым газом (SO_2), образуется незначительное количество серного ангидрида (SO_3). Наличие последнего в газообразных продуктах сгорания при определённых условиях вызывает сернокислотную, т. е. низкотемпературную, коррозию металла оборудования.

Кроме того, продукты сгорания серы вызывают загрязнение атмосферы. Поэтому сера является вредной примесью, снижающей теплотехническую цепкость топлива.

Кислород и азот являются нежелательными элементами топлива. Наличие их в топливе снижает содержание горючих элементов. Кислород, кроме того, связывает часть горючих элементов топлива, обесценивает его. Азот в топливе способствует образованию в газообразных продуктах сгорания окислов азота, обладающих высокой токсичностью, значительно превышающей токсичность окислов серы.

Кислород и азот принято называть внутренним балластом топлива. В жидких нефтяных топливах содержание кислорода и азота незначительно и в сумме (O+N) составляет 0,50...1,75 %. В твердых топливах содержание кислорода и азота может быть значительно больше.

Зола представляет собой смесь различных минеральных веществ, которые остаются после полного сгорания горючей части топлива. Содержание золы обычно дается на сухую массу. Зольность жидких топлив нормируется ГОСТами и по своему значению невелика.

Например, для дизельного топлива не более 0,02 %, для топочных мазутов не более 0,3 %. В твердых топливах содержание золы может достигать значительных величин (до 30 % и более на сухую массу). Зола является внешним балластом топлива. Она снижает содержание горючей части топлива, вызывает дополнительные затраты на его добычу и транспорт. Она может вызывать эрозивный износ элементов оборудования. Содержание ванадия в золе жидких нефтяных топлив может при определенных температурах условиях привести к ванадиевой так называемой высокотемпературной коррозии металла.

Наличие солей натрия, окислов железа в золе жидких нефтяных топлив оказывает каталитическое действие на протекание сернокислой низкотемпературной коррозии металла.

Влага относится к внешнему балласту топлива. Наличие её (так же, как кислорода и азота) уменьшает содержание горючей части топлива. Это снижает тепловую ценность топлива, а также увеличивает расходы

на его транспорт. Влага, кроме того, снижет полезное тепловидение топлива, поскольку часть тепла при горении расходуется на превращение её в пар. Это ведёт также к понижению температурного уровня в зоне горения и ухудшает условия теплообмена.

2.2.3. Состав газообразного топлива

Газообразное топливо представляет собой простую механическую смесь горючих и негорючих газов. В горючую часть могут входить окись углерода (CO), водород (H₂), метан (CH₄), тяжелые углеводорода (C_mH_n) и иногда сероводород (H₂S).

В негорючую часть могут входить кислород (O₂), азот (N₂) и двуокись углерода (CO₂). В состав газообразного топлива, кроме того, входят и примеси – водяные пары, смолы, пыль и т. п.

Газообразное топливо принято характеризовать составом сухой газообразной части в % по объему, и выражают уравнением:

$$CH_4 + H_2 + CO + H_2S + C_m H_n + O_2 + N_2 + CO_2 = 100, \quad (2.4)$$

где CH₄, H₂ и т. д. – содержание соответствующих газов в % по объему, взятому при нормальных физических условиях (0 °C и 101325 Па).

2.3. Теплотехнические характеристики топлива

2.3.1. Теплота сгорания

Теплота сгорания (*Q*), ранее называвшаяся теплотворной способностью, является важнейшей характеристикой, определяющей тепловую ценность любого топлива. *Под теплотой сгорания понимают количество тепла в кДж, которое выделяет при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива, или 1 м³ газообразного топлива при нормальных физических условиях.* Различают высшую (*Q_v*) и низшую (*Q_n*) теплоту сгорания. В газообразных продуктах сгорания любого топлива содержатся водяные пары, образующиеся в результате сгорания водорода и испарения влаги топлива. Если продукты сгорания охладить до конденсации водяных паров, в них содержащихся, то освободится тепло, затраченное на парообразование влаги.

Под высшей теплотой сгорания понимают все тепло, выделившееся при сгорании единицы топлива, включая тепло конденсации водяных паров.

Под низшей теплотой сгорания понимают теплоту сгорания, которая не учитывает тепло конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания топлива.

В промышленных установках, сжигающих топливо, в тепловых двигателях различного типа газообразные продукты сгорания выбрасы-

ваются в атмосферу при таких, как правило, температурах, при которых конденсации водяных паров не происходит и, следовательно, теплота их конденсации не высвобождается для использования. Теплотехнические расчеты в подобных случаях производят по низшей теплоте сгорания.

В некоторых установках, как например контактных водонагревателях, получающих все большее распространение, процессы теплообмена между газообразными продуктами сгорания и контактируемой с ними жидкостью протекают, как правило, с настолько глубоким охлаждением, что водяные пары, содержащиеся в газах, конденсируются. Высвобождаемая при этом теплота используется на подогрев жидкости в аппарате. В этих и подобных случаях теплотехнические расчёты следует вести по высшей теплоте сгорания.

Теплота сгорания любого топлива определяется экспериментально в специальной калориметрической установке. Теплота сгорания может быть также определена расчетным путём по составу топлива. Низшая теплота сгорания рабочего топлива (Q_H^P) жидкого и твердого может быть определена, например, по формуле Д.И. Менделеева (кДж/кг):

$$Q_H^P = 339,5C^P + 1256 H^P - 25,8(9H^P + W^P) - 109(O^P - S_A^P), \quad (2.5)$$

где C^P , H^P и т. д. – содержание углерода, водорода и т. д. в топливе, % по массе.

Низшая теплота сгорания сухого газообразного топлива может быть определена в формуле (кДж/м³):

где CO и H и т. д. – содержание компонентов газа, % по объему.

$$Q_H^C = 127 CO + 108 H_2 + 358 CH_4 + 234 H_2S + 590 C_2H_4 + 638 C_2H_4 + 915 C_3H_8 + 1190 C_4H_{10} + 1465 C_5H_{12} \quad (2.6)$$

Для сравнения тепловой ценности различных топлив пользуются понятием условного топлива, под которым понимают топливо, теплота сгорания которого равна 29350 кДж/кг (7000 ккал/кг). Этой величиной пользуются при суммировании различных топливных ресурсов, сравнении удельных расходов топлива и при проведении технико-экономических расчетов.

Для пересчета данного натурального топлива с теплотой сгорания Q_H^P в условное топливо служит безразмерный коэффициент \mathcal{E} , называемый тепловым эквивалентом данного топлива. Его величина определяется

$$\mathcal{E} = \frac{Q_H^P}{29350}. \quad (2.7)$$

Среднее значение теплоты сгорания различных топлив, как правило, приводится в таблицах физико-химических характеристик топлив.

2.3.2. Летучие вещества и кокс

Другими важным теплотехническими характеристиками топлива являются – выход летучих горючих веществ и твердый нелетучий остаток (кокс). Содержание летучих горючих веществ определяется путем нагревания навески топлива без доступа воздуха до температуры порядка 850 °С. Потеря в весе навески за вычетом содержания влаги дает выход летучих веществ. В состав летучих входят водород H_2 , углеводороды C_mH_n , окись углерода CO , двуокись углерода CO_2 и некоторые другие соединения.

Выход летучих принято относить к горючей массе топлива (λ^G). Чем геологически моложе топливо, тем меньше его степень углефикации (насыщение углеродом), тем больше выход летучих веществ. Так, λ^G у дров $\approx 85\%$, у бурого угля $\approx 60\%$, а у антрацитов $\approx 4\%$. Выход летучих горючих веществ характеризует способность топлива к воспламенению. Чем больше выход летучих и чем ниже температура их выделения, тем легче топливо воспламеняется и тем выше его реакционная способность при горении. Это свойство топлива учитывается при организации его сжигания.

Твёрдый осадок после отгонки летучих – кокс, может быть неспекающимся (сыпучим), слабоспекающимся и спекающимся. Свойства кокса, естественно, в значительной мере влияют на организацию сжигания топлива, а также на использование топлива для его коксования, газификации и т. д.

При сжигании твёрдых топлив большое значение имеет также температура плавления золы.

2.4. Горение топлива

Горение – это сложный физико-химический процесс взаимодействия топлива с окислителем, протекающий при высоких температурах и сопровождающийся интенсивным выделением теплоты. В качестве окислителя чаще всего используется кислород атмосферного топлива.

Для обеспечения непрерывного и устойчивого горения топлива необходимы физические условия, важнейшими среди которых являются: бесперебойный подвод топлива и окислителя в зону горения; непрерывное и интенсивное их перемешивание; подогрев топлива до температуры воспламенения; подогрев воздуха; непрерывный отвод продуктов сгорания из зоны горения и др. Поэтому горение в технических устройствах не чисто химический процесс окисления горючих элементов топлива, а более сложный физико-химический процесс.

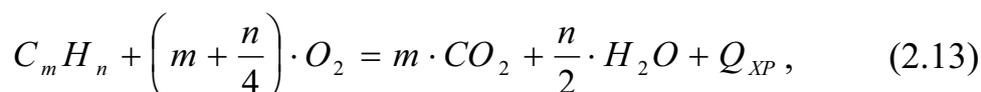
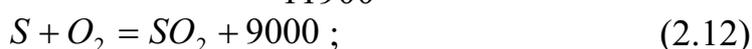
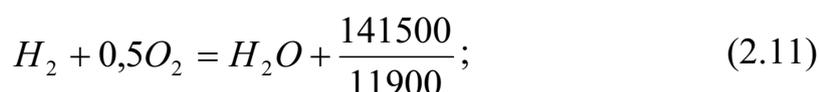
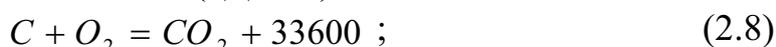
Стабильное непрерывное горение топлива организуется в топках печей, котлов и камерах постоянного горения ГТУ и др. В цилиндрах же ДВС, в камерах прерывистого сгорания ГТУ горение топлива происходит периодически, приближаясь подчас к взрывному процессу.

Механизм горения органического топлива весьма сложен. Было установлено, что ряд процессов могут быть объяснены лишь цепным характером реакции, который связан с рядом промежуточных химических преобразований, протекающих при определённых физических условиях. Теория цепных реакций в основном была разработана академиком Н.Н. Семеновым и его сотрудниками.

Для выполнения расчётов процессов горения топлива в топливосжигающих устройствах промышленного типа достаточно знать начальные и конечные состояния системы «топливо-окислитель», не рассматривая при этом механизма горения, промежуточных стадий и кинетики процесса.

Поэтому в основу инженерных расчётов горения положены стехиометрические реакции, характеризующие суммарно количественные соотношения исходных и конечных продуктов сгорания топлива.

Реакции горения углерода, окиси углерода, водорода, серы и высокомолекулярных углеводородов, а также соответствующие тепловые эффекты реакций приводятся ниже (кДж/кг):



здесь в числителе (2.11) приведён тепловой эффект с учетом тепла конденсации водяных паров, а в знаменателе – без учёта тепла. Q_{xp} – тепловой эффект реакции соответствующего компонента.

Горение топлива может быть полным и неполным. При полном горении все горючие элементы топлива окисляются полностью. При этом выделяется максимальное количество тепла. Неполное горение характеризуется протеканием наряду с реакциями полного окисления также реакций, идущих с образованием соединений, способных к дальнейшему окислению и выделению тепла (например, CO).

В этом случае количество тепла при сжигании топлива выделяется меньше, чем при полном горении, т. е. имеет место потеря тепла от химической неполноты горения.

Например, при полном сгорании углерода по реакции (2.8) выделяется 33600 кДж/кг теплоты, при полном сгорании углерода до СО по уравнению (2.9) выделяется 9900 кДж/кг теплоты.

В топках печей и в котлов, камерах ГТУ, ДВС существенное значение при неполном горении имеет образование окиси углерода СО. Содержание остальных горючих газов (СН₄, Н₂ и др.) в продуктах сгорания незначительно и их часто не учитывают.

2.5. Расчеты горения топлива

Расчеты горения топлива обычно выполняют с целью определения:

- 1) количества, необходимого для горения воздуха (окислителя);
- 2) количества и состава продуктов сгорания;
- 3) температура горения.

2.5.1 Количество воздуха для горения

В качестве окислителя при сжигании топлива в топках печей и котлов, камерах ГТУ и ДВС применяют кислород атмосферного воздуха. Различают количество воздуха, теоретически необходимого для полного горения, и количество воздуха, действительно расходуемое на процесс.

Под теоретически необходимым расходом понимают то минимальное количество воздуха, которое требуется для полного окисления всех горючих элементов топлива. Его определяют из стехиометрических реакций горения и выражают либо в виде массового расхода L_0 в кг воздуха на кг топлива, либо в виде объемного расхода V_0 в м³ воздуха при нормальных физических условиях (НФУ) на кг топлива.

Если обозначить через G_0 массовое количество кислорода в кг, потребное для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива (с учетом содержащегося кислорода в топливе), то массовое количество воздуха теоретического для полного сгорания 1 кг топлива определяется по формуле (кг воздуха/кг топлива):

$$L_0 = \frac{G_0}{0,232}, \quad (2.14)$$

где 0,232 – массовая доля кислорода в атмосферном воздухе.

Объемное же количество теоретически необходимого воздуха определяется по формуле (м³ воздуха/кг топлива):

$$V_0 = \frac{L_0}{1,293}, \quad (2.15)$$

где 1,293 – плотность воздуха при НФУ, кг/м³.

Количество кислорода, потребное для полного горения 1 кг топлива, можно представить как:

$$G_0 = G_{OC} + G_{OH} + G_{OS} - G_{OT}, \quad (2.16)$$

где G_{OC} , G_{OH} , G_{OS} – количество кислорода, необходимое для окисления $C^P/100$ кг углерода, $H^P/100$ кг водорода и $S^P/100$ кг серы, содержащихся в 1 кг топлива соответственно. $G_{OT}=O^P/100$ – количество кислорода, содержащегося в 1 кг топлива.

Из уравнения горения углерода (2.8) можно написать:



Из этого следует, что для сжигания 1 кг C требуется $8/3=2,67$ кг O_2 , а для сжигания углерода, содержащегося в 1 кг топлива, потребуется (кг):

$$G_{OC} = \frac{2,67 \cdot C^P}{100}. \quad (2.17)$$

Из уравнения горения водорода (1.11):



или для сжигания 1 кг H_2 требуется 8 кг O_2 , а для сжигания водорода, содержащегося в 1 кг топлива, потребуется кислорода (кг):

$$G_{OH} = \frac{8 \cdot H^P}{100}. \quad (2.18)$$

Из уравнения горения серы (2.12):



Из этого вытекает, что для окисления 1 кг S необходимо израсходовать 1 кг O_2 , а окисление серы, содержащейся в 1 кг топлива, потребуется кислорода (кг):

$$G_{os} = \frac{S^p}{100}. \quad (2.19)$$

Тогда суммарное количество кислорода в кг потребного для сжигания 1 кг топлива, запишется так:

$$G_0 = \frac{2,67C^p}{100} + \frac{8H^p}{100} + \frac{S^p}{100} - \frac{O^p}{100}. \quad (2.20)$$

Подставляя полученное выражение в (2.14) и (2.15), получим формулы для вычисления по элементарному составу количества теоретически необходимого воздуха для горения:

$$L_0 = 0,115C^p + 0,345H^p + 0,043(S_n^p - O^p); \quad (2.21)$$

$$V_0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_n^p - O^p). \quad (2.22)$$

При сжигании газообразного топлива количество теоретически необходимого воздуха выражают обычно в м³ на м³ при НФУ, определяют его по стехиометрическим реакциям (2.10), (2.11) и (2.13).

В окончательном виде формула для расчета принимает вид:

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right]. \quad (2.23)$$

Подача в топку и камеры воздуха в количестве, теоретически необходимом, практически не обеспечивает полноты сгорания топлива. Это приводит к так называемым потерям топлива от химической неполноты сгорания. Поэтому фактически в топку и камеры, как правило, подают воздуха несколько больше, чем это требуется теоретически. Этот излишек характеризуется коэффициентом избытка воздуха α , под которым понимают отношение количества воздуха, действительно подаваемого в топку, к теоретически необходимому расходу, т. е.:

$$\alpha = \frac{L_\partial}{L_0} = \frac{V_\partial}{V_0}, \quad (2.24)$$

откуда

$$L_\partial = \alpha \cdot L_0; \quad V_\partial = \alpha \cdot V_0. \quad (2.25)$$

С увеличением α возрастают потери тепла с газообразными продуктами сгорания топлива, удаляемыми в атмосферу из топливосжигающих устройств (печей, котлов, двигателей), так как увеличивается их количество. С уменьшением α растут потери от химической неполноты сгорания топлива. Выбор оптимального значения α зависит от рода топлива, способа сжигания и конструктивных особенностей топок и камер и является технико-экономической задачей.

При проектировании топливосжигающих устройств коэффициент принимается согласно установленным нормам, в условиях эксплуатации – устанавливаются экспериментально.

К настоящему времени установились следующие значения коэффициентов избытка воздуха. В топках котлов и печей при сжигании в них газа и мазута $\alpha = 1,06 \dots 1,20$, в газовых ДВС – $\alpha = 1,1 \dots 1,3$, в карбюраторных ДВС $\alpha = 0,8, \dots 1,1$ и в дизелях $\alpha = 1,2 \dots 2,0$ и более, в ГТУ $\alpha = 4 \dots 8$.

При сжигании топлива в топках печей и котлов, которые, как правило, работают под разрежением, имеют место присосы воздуха через неплотности, т. е. неорганизованное поступление воздуха в топку. Этот воздух учитывается коэффициентом $\Delta\alpha_{\text{пр}}$, величина которого при проектировании нормируется. Присосы воздуха имеют место не только в топках, но и по всему газовому тракту печного или котельного агрегата. Уплотнением топок и газоходов добиваются минимальных значений $\Delta\alpha_{\text{пр}}$.

2.5.2. Состав и количество продуктов сгорания

В топках печей, котлов, камерах ГТУ, ДВС практически всегда имеет место неполное сгорание топлива. Это может быть следствием, например, недостатка воздуха ($\alpha < 1$), подаваемого для горения, несовершенным перемешиванием топлива с воздухом даже при его избытке ($\alpha > 1$), недостаточным объёмом топочного пространства, невысоким температурным уровнем в зоне горения. Эти факторы действуют либо каждый в отдельности, либо в каком-то сочетании одновременно.

В общем случае в состав газообразных продуктов неполного сгорания могут входить CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n . Тогда состав продуктов неполного горения запишется:



где CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n и т. д. – содержание углекислоты, водяного пара, сернистого газа, окиси углерода и других компонентов, % по объёму.

Свободный кислород в состав продуктов горения попадает как с излишком воздуха, так и вследствие недоиспользования его при неполном окислении горючих элементов. Азот попадает в продукты сгорания и с воздухом, и из сжигаемого топлива, содержащего азот.

Часто неполнота сгорания определяется в основном окисью углерода и тогда упрощённый состав продуктов неполного горения выражается уравнением:



Состав продуктов полного горения запишется в виде



Массовое количество газообразных продуктов сгорания топлива выражается суммой количества сжигаемого топлива и количества воздуха, подаваемого для его сжигания. Количество продуктов сгорания, приходящихся на 1 кг топлива, запишется (кг/кг):

$$M_{\Gamma} = 1 + \alpha \cdot L_0. \quad (2.29)$$

Полный объем газообразных продуктов неполного сгорания 1 кг топлива обычно представляют как сумму парциальных объемов сухих газов (V_{CG}) и водяных паров (V_{H_2O}), т. е.:

$$V_{\Gamma} = V_{CG} + V_{H_2O}, \quad (2.30)$$

здесь

$$V_{CG} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2}. \quad (2.31)$$

Химическая неполнота сгорания топлива, как это отмечалось выше, вызывает потери тепла топлива. Эта потеря может достигать значительных величин. Поэтому при эксплуатации топливосжигающих установок за режимом горения ведут непрерывный и периодический контроль, который осуществляется при помощи приборов различного типа.

Простейшим, но находящим широкое применение для периодического контроля, прибором является ручной химический прибор типа ОРСа. Он позволяет определять в процентах объемы отдельных газов, входящих в состав сухих продуктов сгорания любого топлива. В этом газоанализаторе содержание в газах CO_2 и SO_2 определяется путём поглощения их водным раствором едкого калия, а O_2 – раствором пирогаллола и едкого калия.

Поскольку газоанализатор поглощает CO_2 и SO_2 суммарно, принято в уравнении состава продуктов сгорания обозначать эту сумму как:

$$RO_2 = CO_2 + SO_2. \quad (2.32)$$

Газоанализатором типа ОРСа можно определять и содержание CO , но затруднительно. Поэтому окись углерода в газах находится расчетным путем по формуле:

$$CO = \frac{21 - \beta \cdot RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0,605 + \beta}, \quad (2.33)$$

где β – безразмерная топливная характеристика, зависящая от состава топлива и определяемая по формуле:

$$\beta = 2,37 \cdot \frac{H^P - \left(O^P / 8\right)}{C^P + 0,375 \cdot S^P}. \quad (2.34)$$

По полученный из анализа RO_2 и O_2 и расчета CO содержание в газах азота определяется в виде:

$$N_2 = 100 - (RO_2 + O_2 + CO). \quad (2.35)$$

Коэффициент избытка воздуха при неполном сгорании топлива с учетом образования только CO находят по формуле:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,67 \cdot (O_2 - 0,5 \cdot CO) / N_2}. \quad (2.36)$$

Полный объем газообразных продуктов полного сгорания 1 кг жидкого и твердого топлива ($\text{м}^3/\text{кг}$) или 1 м^3 газообразного топлива ($\text{м}^3/\text{м}^3$) принято записывать в виде:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + \Delta V_B. \quad (2.37)$$

Составляющие уравнения (2.37) для твердого и жидкого топлива в $\text{м}^3/\text{кг}$ рассчитываются по следующим формулам, полученным из стехиометрических реакций горения:

объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S_A^P); \quad (2.38)$$

теоретический объем азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_0 + 0,008 \cdot N^P; \quad (2.39)$$

объем водяных паров

$$V_{H_2O} = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_0; \quad (2.40)$$

объем избыточного воздуха

$$\Delta V_B = (\alpha - 1) \cdot V_0. \quad (2.41)$$

В формулах (2.38)...(2.40) содержания отдельных элементов топлива приведены в % по массе. Составляющие уравнения (2.37) для газообразного топлива в $\text{м}^3/\text{м}^3$ рассчитываются по формулам:

объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO + \sum m \cdot C_m H_n + H_2S + CO_2]; \quad (2.42)$$

теоретический объем азота

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2^P; \quad (2.43)$$

объем водяных паров

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left(H_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + H_2S \right) + 0,0161 \cdot V_0. \quad (2.44)$$

В формулах (2.42)...(2.44) содержания отдельных газов приведены в % по объему.

2.5.3. Энтальпия газообразных продуктов сгорания

Энтальпию газов принято рассчитывать на единицу сжигаемого топлива. Она может быть определена по формуле ($\text{кДж}/\text{кг}$ или $\text{кДж}/\text{м}^3$):

$$h = G_{\Gamma} \cdot C_{\Gamma} \cdot t_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot C'_{\Gamma} \cdot t_{\Gamma}, \quad (2.45)$$

где G_{Γ} – масса продуктов сгорания на единицу количества топлива, кг/кг или кг/м³; V_{Γ} – объем продуктов сгорания на единицу сжигаемого топлива, м³/кг или м³/м³; C_{Γ} и C'_{Γ} – средняя массовая и объемная изобарные теплоемкости газов соответственно, кДж/(кг·град) или кДж/(м³·град); t_{Γ} – температура продуктов сгорания, °С.

Энтальпия продуктов сгорания топлива может быть вычислена также по развернутой формуле:

$$h_{\Gamma} = (V_{RO_2} \cdot C'_{CO_2} + V_{N_2}^0 \cdot C'_{N_2} + V_{H_2O} \cdot C'_{H_2O} + \Delta V_B \cdot C'_B) \cdot t_{\Gamma}. \quad (2.46)$$

2.5.4. Определение температуры сгорания

Различают калориметрическую, теоретическую и действительную температуру сгорания топлива.

Калориметрической называют температуру, до которой нагрелись бы продукты полного сгорания, если бы вся теплота топлива и воздуха пошла на нагревание газов. Для этого случая тепловой баланс камеры сгорания запишется:

$$Q_H^P + h_T + h_B = V_{\Gamma} \cdot C'_{\Gamma} \cdot t_K = h_{\Gamma}^K, \quad (2.47)$$

где Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, 1 кДж/кг или кДж/м³; h_T и h_B – физическая теплота топлива и воздуха соответственно на единицу количества топлива, кДж/кг или кДж/м³.

Из (2.47) следует

$$t_K = \frac{Q_H^P + h_T + h_B}{V_{\Gamma} \cdot C'_{\Gamma}} \quad (2.48)$$

или в развернутом виде

$$t_K = \frac{Q_H^P + h_T + h_B}{V_{RO_2} \cdot C'_{pmCO_2} + V_{N_2} \cdot C'_{pmN_2} + V_{H_2O} \cdot C'_{pmH_2O} + \Delta V_B \cdot C'_{pmB}}. \quad (2.49)$$

При расчетах калориметрическую температуру сгорания находят методом последовательного приближения, так как входящие в формулу (2.49) средние теплоемкости являются функцией искомой калориметрической температуры. Очень просто определяется калориметрическая температура по h_i – диаграмме продуктов сгорания топлива.

Теоретическая температура сгорания представляет температуру, до которой нагрелись бы продукты сгорания, если бы на их нагрев пошла вся теплота, введенная в камеру сгорания, за вычетом потерь от химической ($q_{хим}$) и физической ($q_{физ}$) неполноты сгорания.

Тепловой баланс камеры сгорания в этом случае можно записать так:

$$Q_H^P \frac{100 - q_{хим} - q_{физ}}{100} + h_T + h_B = V_G \cdot C_G' \cdot t_T. \quad (2.50)$$

Если ввести понятие коэффициента тепловыделения:

$$\eta' = \frac{100 - q_{хим} - q_{физ}}{100} + \frac{h_T + h_B}{Q_H^P}, \quad (2.51)$$

то теоретическую температуру можно определить по формуле:

$$t_T = \frac{Q_H^P \cdot \eta'}{V_G \cdot C_G'}. \quad (2.52)$$

Действительная температура сгорания – это фактическая температура с учетом всех потерь теплоты, в том числе и в окружающую среду. Действительная температура может быть определена путем сложных расчетов с учетом теплоотдачи.

2.5.5. Выбросы загрязняющих веществ с продуктами сгорания и методы их снижения

К загрязняющим веществам, выбрасываемых с продуктами сгорания в атмосферу, применительно к работе ГТУ, как отмечалось выше, прежде всего следует отнести оксиды азота и углерода. Для номинального режима работы эксплуатируемых газотурбинных установок численные значения этих выбросов характеризуются данными табл. 2.1.

Номинальный режим работы газотурбинной установки характеризуется следующими показателями: температура наружного воздуха +15 °С, давление наружного воздуха – 0,1013 МПа, относительная влажность воздуха – 60 %, мощность на валу нагнетателя – 100 %.

Анализ данных табл. 2.1 показывает, что мощность выбросов оксидов азота, которые наиболее существенно влияют на окружающую среду и здоровье человека, для различных установок весьма сильно отличается друг от друга. Концентрация оксидов азота в регенеративных установках всегда выше, чем в установках без регенерации тепла отходящих газов, что объясняется тем, что температура воздуха на входе в камеру сгорания в них всегда выше, чем в установках без регенерации тепла отходящих газов. Так, в установке типа ГТК–10 до модернизации камеры сгорания концентрация NO_x достигала величины порядка 350 мг/м³ (табл. 2.1).

Согласно ГОСТу, концентрация оксидов азота при работе на природном газе не должна превышать 150 мг/м³, оксидов углерода – 100 мг/м³. Следует отметить, что лучшие образцы газотурбинных установок в части охраны окружающей среды имеют выбросы оксидов азота на уровне 70...100 мг/м³.

К методам снижения вредных выбросов с продуктами сгорания следует отнести: впрыск воды или пара в камеру сгорания для снижения максимальной температуры газов в зоне горения, использование химической очистки дымовых газов, модернизация камер сгорания и их горелочных устройств и т. д.

К недостаткам реализации метода впрыска воды или пара следует отнести, прежде всего, большой расход воды, а также необходимость в ее специальной предварительной очистке от механических примесей и солей жесткости (кальция, магния). Примерный суточный расход воды только на один агрегат может достигать до 50...60 м³/сут, что вызывает необходимость отказаться в условиях КС от этого метода снижения выбросов NO_x .

Впрыск пара в камеру сгорания в принципе может быть реализован в ряде случаев, если на территории станции имеется котельная установка. Расчеты показывают, для агрегатов мощностью примерно 19 МВт впрыск пара в количестве примерно 2,5 % от расхода первичного воздуха позволяет снизить выход оксидов азота примерно в два раза. Нигде эти методы на компрессорных станциях не используются.

За рубежом методы впрыска воды или пара в камеру сгорания с целью снижения выбросов оксидов азота используется иногда только на крупных электростанциях.

Существующие методы химической очистки дымовых газов от оксидов азота условно в принципе можно разделить на три группы.

1. Окислительные, основанные на окислении оксида азота в диоксид с последующим его поглощением разного рода поглотителями;
2. Восстановительные, основанные на восстановлении оксида азота до азота и кислорода с применением разного рода катализаторов;
3. Сорбционные, основанные на поглощении оксидов азота разного рода сорбентами (например, адсорбция диоксида азота торфом, водными растворами щелочей и т. п.).

Применительно к использованию ГТУ на газопроводах основными направлениями борьбы с вредными выбросами с продуктами сгорания следует считать разного рода реконструкцию камер сгорания ГТУ с горелочными устройствами, организацию самого процесса сгорания топлива в камерах, включая метод предварительного смешения определенной порции воздуха и топлива перед подачей их в камеру сгорания и т. п.

Многочисленные исследования процессов горения топлива в камерах сгорания ГТУ, проведенные различными авторами и организация-

ми, показывают, что основным направлением по снижению выбросов оксидов азота следует считать уменьшение объема зон горения с максимальным уровнем температуры. Это связано, прежде всего, с повышением качества процесса смесеобразования, обеднением рабочей смеси на участках формирования фронта пламени, организацией ступенчатого подвода топлива и воздуха по длине камеры сгорания.

Так, например, реконструкция камер сгорания на агрегатах типа ГТК–10 за счет установки новых регистров и изменения отверстий в горелках, перераспределение воздушных потоков первичного воздуха, использование так называемого «микрофакельного» горения, проведенные на ряде компрессорных станциях предприятия «Мострансгаз» позволили снизить содержание NO_x в выхлопных газах более чем в два раза. Термин «микрофакельное горение» подразумевает организацию сжигания топлива посредством создания целой системы многочисленных малых факелов в камере сгорания. Удорожание и усложнение производства таких горелок для снижения выбросов оксидов азота представляется не очень оправданным.

В последние годы делаются попытки создать так называемые двухзонные камеры для сгорания в них топлива. Сущность этого метода заключается в том, что в первичную зону горения воздух подается в меньшем количестве, чем это теоретически необходимо для горения ($\alpha \approx 0,80 \dots 0,90$), в результате чего происходит снижение максимальной температуры горения в зоне факела, снижение содержания кислорода в ядре факела и, как следствие, уменьшение скорости образования оксидов азота.

Во вторую зону горения вводится уже избыточное количество воздуха ($\alpha > 2$). Из-за разбавления продуктов сгорания воздухом последующее горение протекает также при более низкой температуре, вследствие чего во вторичной зоне горения оксиды азота практически не образуются.

Применение двухстадийного горения топлива в камерах сгорания ГТУ позволяет снизить выход оксидов азота до 45–50 % от начального выхода при сжигании природного газа. Двухстадийное сжигание топлива связано с разработкой достаточно сложной конструкции камеры сгорания, что не в полной мере компенсируется снижением эмиссии NO_x .

Таблица 2.1

Показатели выбросов оксидов азота и углерода с продуктами сгорания для ряда газотурбинных установок, эксплуатируемых на газопроводах

Тип ГТУ	Расход продуктов сгорания, м ³ /с	Мощность выброса, NO _x , г/с	Концентрация, NO _y мг/м ³	Мощность выброса, CO, г/с	Концентрация, CO, мг/м ³
ГТ-700-5	35,4	6,89	200	1,72	50
ГТК-5	35,4	6,89	200	1,72	50
ГТ-6-750	37,1	3,57	100	5,35	150
ГТН-6	37,1	3,57	100	5,35	150
ГТ-750-6	45,6	15,5	350	2,66	60
ГПА-Ц-6,3	47,1	3,04	70	6,52	150
ГПУ-6	23,3	2,41	109	5,18	234
ГПА-Ц-8	47,8	4,83	110	6,58	150
ГПУ-10	68,1	4,3	70	1,84	30
ГТН-10И	40,6	7,68	200	1,92	50
ГТНР-10	66,6	11,7	180	1,95	30
ГТК-16	79,2	7,57	100	1,51	20
ГТН-16	67,4	11,6	180	12,9	200
ГТН-16М-1	66,6	6,88	108	13,8	217
ГПА-Ц-16	80,5	7,73	100	30,9	400
ГПУ-16	76,2	6,4	88	0,73	10
ГТН-25	117,3	13,4	120	39,2	350

В настоящее время наиболее простым и относительно дешевым способом снижения выбросов оксидов азота с продуктами сгорания следует считать способ, основанный на предварительном смешении топлива с воздухом (обедненная смесь) до подачи компонентов в зону горения. Иначе говоря, качество предварительной подготовки топливовоздушной смеси является основным направлением по снижению образования NO_x при сжигании природного газа в камерах сгорания ГТУ. Этот вывод подтверждается результатами многочисленных исследований режимов работы ГТУ на магистральных газопроводах.

2.6. Основы сжигания топлива в камерах сгорания ГТУ

В газотурбинных установках процесс подвода тепла к рабочему телу агрегатно отделен от процессов сжатия и расширения и осуществляется в специальных камерах сгорания, которые предназначены для полного и эффективного сжигания топливного газа в потоке воздуха, поступающего из осевого компрессора или регенератора с целью получения продуктов сгорания с температурой, обусловленной жаростойкостью лопаток и дисков газовой турбины.

2.6.1. Требования, предъявляемые к камерам сгорания

К камерам сгорания предъявляются следующие требования:

- 1) в них должно происходить устойчивое горение топлива на всех режимах работы ГТУ, без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени;
- 2) поле температур в газовом потоке перед турбиной должно быть достаточно равномерным во избежание местных перегревов и повреждений сопел и лопаток;
- 3) для увеличения срока службы они должны иметь надежное охлаждение, особенно наиболее нагретых частей;
- 4) высокая экономичность на всех режимах работы ГТУ;
- 5) возможно меньшее гидравлическое сопротивление;
- 6) надежный запуск;
- 7) по конструкции они должны быть удобными и безопасными в эксплуатации, технологичными и недорогими в изготовлении;
- 8) камеры сгорания ГТУ передвижных и транспортабельных электростанций, кроме того, должны иметь еще возможно меньшую массу и габариты.

Камеры сгорания современных ГТУ работают на газообразном топливе (в основном это природные газы) и на различных сортах жидкого топлива; газойле, керосине, дизельном топливе, солярном масле, дистилляте. Проблема сжигания в камерах сгорания твердого топлива пока не решена, но в этом направлении ведутся исследовательские работы.

2.6.2. Основные показатели работы камер сгорания

Тепловая мощность камеры, кВт. Тепловая мощность $Q_{КС}$ выражается количеством тепла, которое выделяется в единицу времени при полном сгорании топлива:

$$Q_{КС} = B \cdot Q_H^P, \quad (2.53)$$

где B – расход сжигаемого топлива, кг/с; Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Объемная теплонапряженность q , кВт/м³, характеризующая компактность, а значит, и эффективность использования объема:

$$q = \frac{Q_{КС}}{V_K} = \frac{B \cdot Q_H^P}{V_K}, \quad (2.54)$$

где V_K – объем камеры сгорания, м³; принимается обычно равным объему пламенной (жаровой) трубы.

С повышением давления в камере мощность и теплонапряженность её увеличиваются, так как при этом возрастает массовый расход воздуха

через камеру, а следовательно, и расход сжигаемого топлива. Поэтому при оценке камер сгорания их объемную теплонапряженность обычно берут относительно к давлению в камере, т. е.:

$$q_P = \frac{B \cdot Q_H^P}{V_K \cdot P_B}, \quad (2.55)$$

где P_B – давление на входе в камеру, МПа.

Потери энергии в камере сгорания состоят из тепловых потерь и потерь давления.

Тепловой КПД, камеры сгорания, учитывающий все тепловые потери:

$$\eta_{KC}^T = \frac{1 - (Q_{H.C.} + Q_{Oxл})}{(B \cdot Q_H^P)}, \quad (2.56)$$

где $Q_{H.C.}$ – потери теплоты от неполного сгорания топлива (химический и физический недожог). У современных камер сгорания эти потери не должны превышать 1...5 % общего расхода теплоты при работе на всем диапазоне рабочих нагрузок и 1...3 % при работе на расчетной нагрузке; $Q_{Oxл}$ – потери за счет отдачи теплоты, в окружающее пространство нагретой поверхностью камеры и примыкающих к ней трубопроводов. Эти потери обычно бывают не более 0,5 % расхода теплоты.

В существующих камерах сгорания тепловой КПД при работе на расчетном режиме: $\eta_{KC}^T = 0,97...0,99$.

Полные потери давления в камере сгорания складываются из следующих составляющих:

а) гидравлических потерь, которые возникают без подвода теплоты в камере в результате потерь на трения при прохождении газового потока и местных сопротивлений от воздухонаправляющих ребер, завихрителей и т. д. Эти потери определяются при холодной продувке камеры;

б) дополнительных потерь давления, вызванных нагревом газа при сгорании топлива в камере. Плотность газа в этом случае уменьшается, а скорость газового потока увеличивается. Процесс снижения давления в газовом потоке при подводе теплоты подробно рассматривается в курсе газовой динамики.

Полные потери давления принято выражать в долях или процентах по отношению к давлению полного торможения воздуха на входе в камеру:

$$V_{KC} = \frac{\Delta P^*}{P_B^*} \cdot 100 = \frac{P_B^* - P_\Gamma^*}{P_B^*} \cdot 100, \quad (2.57)$$

где ΔP^* – полная потеря давления в камере; P_Γ^* – давлений полного торможения газов на выходе из камеры.

Давление полного торможения воздуха и газа:

$$P_B^* = P_B + \frac{\rho_B \omega_B^2}{2 \cdot 10^6}; \quad P_G^* = P_G + \frac{\rho_G \omega_G^2}{2 \cdot 10^6}, \quad (2.58)$$

где P_B, P_G – статическое давление воздуха на входе и газа на выходе, МПа; ρ_B, ρ_G – плотность воздуха и газа, кг/м³; ω_B, ω_G – средние скорости воздуха во входном сечении и газа в выходном сечении камеры, м/с.

В современных конструкциях камер сгорания полные потери давления обычно бывают в пределах $V_{КС} = 1 \dots 3 \%$.

Потери давления в камере сгорания снижают КПД ГТУ. Это можно учесть с помощью аэродинамического КПД камеры сгорания $\eta_{КС}^a$, который обычно составляет: $\eta_{КС}^a = 0,98 \dots 0,99$. Общий КПД камеры сгорания можно выразить в виде произведения:

$$\eta_{КС} = \eta_{КС}^T \cdot \eta_{КС}^a. \quad (2.59)$$

У современных камер сгорания $\eta_{КС} = 0,95 \dots 0,98$.

Принципиальной особенностью рабочего процесса камер сгорания современных ГТУ является относительно высокий общий коэффициент избытка воздуха (α). Это непосредственно связано с уровнем термодинамических параметров цикла газотурбинных установок. Существо взаимосвязи состоит в том, что теоретическая температура горения топлива значительно выше той, которая допустима в качестве максимальной температуры цикла перед газовой турбиной. Поэтому необходимо большое количество дополнительного воздуха, подводимого в камеру сгорания через смесительные окна для того, чтобы снизить температуру рабочего тела на выходе из камеры перед поступлением газов на диски и лопатки газовой турбины.

Общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{G_B}{(B \cdot L_0)}, \quad (2.60)$$

где G_B и B – соответственно расход воздуха и топлива в камере, кг/с; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива рассчитывается по элементарному составу топлива.

Как уже отмечалось, в современных ГТУ $\alpha = 4 \dots 8$.

Непосредственно в процессе сгорания участвует не все количество воздуха G_B , а только часть его – первичный воздух, поступающий в зону горения:

$$G_{B1} = \alpha_1 \cdot B \cdot L_0, \quad (2.61)$$

где α_1 – коэффициент избытка первичного воздуха, зависящий от конструкции камеры сгорания и вида сжигавшего топлива. Обычно $\alpha_1 = 1,2 \dots 1,6$.

3. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Одним из основных рабочих параметров, определяющих работу ГТУ, является тепловой цикл, представляющий круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу. Все термодинамические процессы действительного цикла, осуществляемого в реальном двигателе, в той или иной степени необратимы. Необратимость процессов вызывается наличием трения в потоке рабочего тела, теплоотдачей от рабочего тела в стенки и т. п. Необратимость процессов снижает эффективность преобразования теплоты в работу, что, в свою очередь, влияет на эффективность работы самой установки. Следовательно, анализируя характер протекания термодинамического цикла, возможно сделать заключение об эффективности работы установки в целом.

При анализе эффективности циклов двигателей решают две задачи:

- 1) *определяют, от каких факторов зависит КПД обратимого термодинамического цикла, какими должны быть процессы цикла, чтобы его КПД имел наибольшее значение при заданных конкретных ограничительных условиях;*
- 2) *находят степень необратимости процессов действительного цикла и устанавливают, какие процессы целесообразно совершенствовать с целью уменьшения необратимых потерь и повышения КПД цикла.*

Основным показателем, достаточным для суждения о термодинамической эффективности обратимого цикла, служит термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (3.1)$$

где l_u – полезная работа цикла; q_1 – подведенная за цикл теплота; q_2 – отведенная за цикл теплота.

Степень совершенства необратимых действительных циклов характеризуется величиной индикаторного КПД цикла (двигателя):

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = 1 - \frac{q_{2d}}{q_1}, \quad (3.2)$$

где l_i – полезная внутренняя работа действительного цикла ГТУ; q_{2d} – отведенная теплота в действительном цикле.

Необратимость процессов действительного цикла уменьшает его полезную работу, поэтому индикаторный КПД всегда меньше термического КПД (при сравнимых условиях).

Индикаторный КПД сам по себе не дает возможности оценить степень необратимости цикла. Поэтому при анализе действительных циклов используют метод их сравнения с обратимым циклом. Величина отклонения η_i от η_t и показывает степень необратимости действительных циклов.

3.1. Обратимые термодинамические циклы газотурбинных двигателей

Обратимые термодинамические циклы представляют упрощенную тепловую схему и облегчают теоретическое исследование различных теплосиловых установок, а также дают возможность сопоставить экономичность циклов тепловых двигателей.

При рассмотрении термодинамических циклов тепловых двигателей делаются следующие допущения:

1. *Химический состав рабочего тела в течение всего цикла не изменяется. Тем самым процесс сгорания топлива заменяется процессом подвода тепла q_1 , извне и, следовательно, не учитываются потери, возникающие при сгорании топлива.*
2. *Процессы теплообмена и массообмена продуктов сгорания с окружающей средой заменены процессами отвода тепла q_2 от рабочего тела.*
3. *Процесс сжатия и расширения протекает адиабатно, т. е. без теплообмена с окружающей средой.*
4. *Количество рабочего тела при протекании цикла не изменяется. Поэтому не учитываются потери, возникающие при замене отработавших газов свежим зарядом.*
5. *Теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры, т. е. принимается, что рабочим телом является идеальный газ.*

Изучение обратимых термодинамических циклов дает возможность установить относительное влияние основных факторов (степень сжатия, степень повышения давления и т. д.) на эффективность термодинамического цикла.

Имеет смысл рассмотреть два основных типа ГТУ: с подводом теплоты при постоянном давлении и с подводом теплоты при постоянном

объеме. К установкам первого типа относятся в основном ГТУ с камерами сгорания постоянного горения (рис. 1.30). К установкам второго типа следует отнести ГТУ с камерами сгорания прерывистого горения (рис. 1.36).

Термодинамический цикл ГТУ на PV- и TS-диаграммах для ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении представлен на рис. 3.1. Рабочее тело вначале сжимается в компрессоре по адиабате 3–4, затем к нему подводится теплота q_1 при постоянном давлении (изобара 4–1), после чего рабочее тело расширяется в турбине без теплообмена с внешней средой (адиабата 1–2) до давления окружающей среды. Изобарный процесс 2–3 является процессом отдачи теплоты холодному источнику теплоты (окружающей среде).

Основные характеристики цикла определяются отношением объемов и давлений в узловых точках цикла. К ним относятся степень адиабатного сжатия $\varepsilon = V_3/V_4$; степень повышения давления в процессе адиабатного сжатия $\pi = P_4/P_3 = P_1/P_2$; степень повышения температуры в цикле $\tau = T_1/T_3$.

Основным показателем любого идеального цикла, характеризующим его экономичность, является термический КПД (3.1).

Для установления характера и степени влияния параметров цикла на термический КПД преобразуем уравнение (3.1), подставив в него значения:

$$q_1 = C_p \cdot (T_1 - T_4) \quad \text{и} \quad q_2 = C_p \cdot (T_2 - T_3), \quad (3.3)$$

где C_p – теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении.

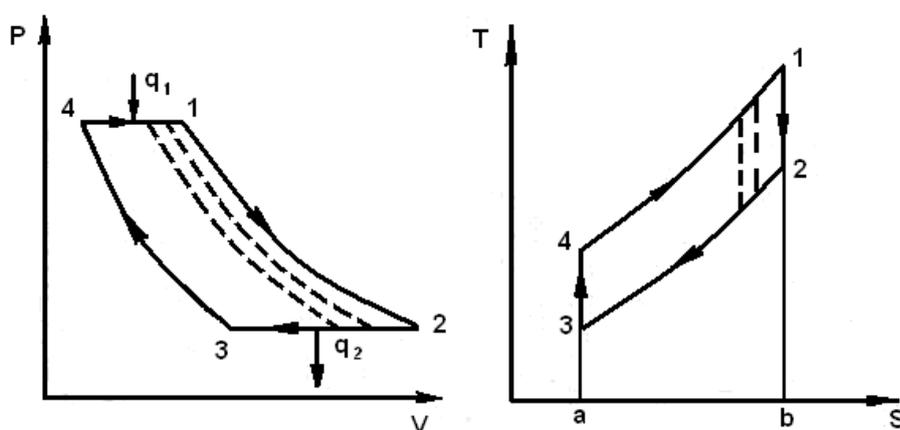


Рис. 3.1. Термодинамический цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении на PV- и TS-диаграммах

В результате подстановки получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}. \quad (3.3)$$

С учетом известных из термодинамики уравнений связи параметров в различных процессах, выразим все температуры в характерных точках через температуру T_3 :

для процесса 3–4

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{K-1}{K}} = T_3 \cdot \pi^m; \quad (3.3, a)$$

для процесса 4–1:

$$T_1 = T_4 \cdot \frac{V_1}{V_4} = T_3 \cdot \pi^m \cdot \frac{V_1}{V_4}; \quad (3.3, б)$$

для процесса 2–1:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{-m} = T_1 / \pi^m = T_3 \cdot \frac{V_1}{V_4}, \quad (3.3, в)$$

где $m = (K - 1)/K$, K – показатель адиабаты.

Подставив полученные значения температур (3.3, а), (3.3, б) и (3.3, в) в выражение (3.3), получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_3 \cdot \frac{V_1}{V_4} - T_3}{T_3 \cdot \pi^m \cdot \frac{V_1}{V_4} - T_3 \cdot \pi^m} = 1 - \frac{T_3 \cdot \left(\frac{V_1}{V_4} - 1 \right)}{T_3 \cdot \pi^m \cdot \left(\frac{V_1}{V_4} - 1 \right)}. \quad (3.4)$$

Произведя сокращения, окончательно приходим к выражению:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^m}. \quad (3.5)$$

Формула (3.5) показывает, что термический КПД рассматриваемого цикла зависит от работы компрессора и от природы рабочего тела (показателя адиабаты K). Чем выше K и чем больше сжимается воздух компрессором, тем выше η_t (рис. 3.2).

Термический КПД цикла можно определить по TS-диаграмме в виде отношения площади 3–4–1–2–3 внутри цикла к площади под процессом 4–1 (рис. 3.1). При изменении нагрузки ГТУ, т. е. при изменении подводимого количества теплоты к рабочему телу (например, при уменьшении), процесс расширения новых циклов показан пунктирными кривыми на рис. 3.1, степень повышения давления и показатель адиабаты при этом не изменяются. Это свидетельствует о том, что изменение нагрузки на термический КПД цикла не влияет.

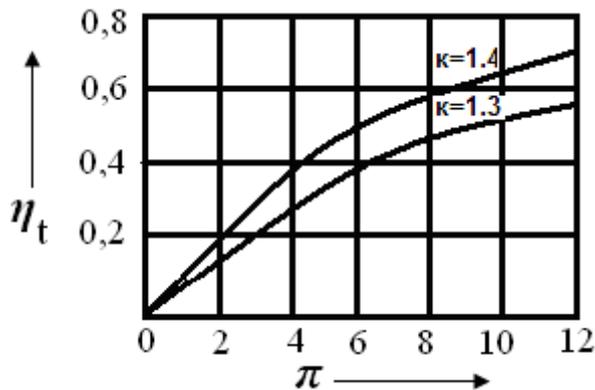


Рис. 3.2. Зависимость термического КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении от степени повышения давления и показателя адиабаты

Термодинамический цикл **ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме** изображен на рис. 3.3 на PV- и TS-диаграммах. Данный цикл отличается от предыдущего цикла ГТУ только характером подвода теплоты.

Проводя аналогичные рассуждения, получим выражение для термического КПД рассматриваемого цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^m} \cdot \frac{K \cdot \left[\left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{1}{K}} - 1 \right]}{\frac{T_1}{T_4} - 1}. \quad (3.6)$$

Из полученного выражения следует, что с увеличением степени повышения давления и отношения абсолютных температур конца и начала подвода теплоты термический КПД цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты увеличивается.

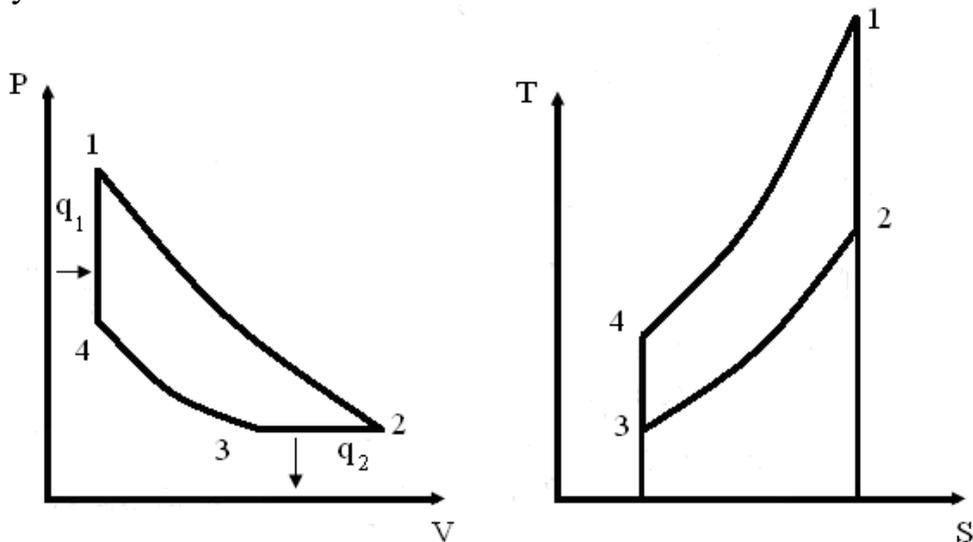


Рис. 3.3. Термодинамический цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты на PV- и TS-диаграммах

Зависимость $\eta_t = f\left(\pi, \frac{T_1}{T_4}\right)$ при $K = \text{const}$ ($K = 1,3$) представлена на рис. 3.4. Термический КПД цикла можно определить, если воспользоваться изображением цикла на TS-диаграмме, в виде отношения площади 3–4–1–2–3 (внутри цикла) к площади под процессом 4–1 (рис. 3.3).

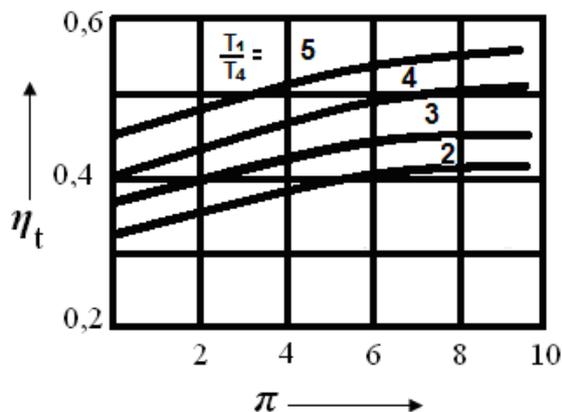


Рис. 3.4. Зависимость термического КПД цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты от степени повышения давления и отношения абсолютных температур конца и начала подвода теплоты при $K = 1,3$

3.2. Сравнительный анализ термодинамических циклов газотурбинных установок

Анализ и сопоставление различных термодинамических циклов позволяет определить их экономичность и значение термического КПД. Чем выше значение η_t , тем более благоприятны исходные условия для обеспечения высокой экономичности соответствующего реального теплового двигателя.

Эталонным циклом для всех тепловых двигателей является цикл Карно, имеющий тот же температурный перепад, что и сравниваемый цикл. Так как термический КПД цикла Карно является наибольшим при выбранных температурах холодного и горячего источников теплоты, то качество любого другого цикла, протекающего в этом же интервале температур, будет тем большим, чем ближе значение термического КПД исследуемого цикла к циклу Карно. Вместе с тем во многих случаях возникает необходимость сравнивать различные циклы между собой (а не с циклом Карно). Для того чтобы провести это сравнение, необходимо выбрать условия, при которых оно проводится. Такими условиями могут быть равенства подведенных количеств теплоты, степеней повышения давления и т. п. Циклы в этом случае изображаются на TS-диаграмме и проводится сравнение их площадей. Изложенный метод сравнения циклов применим для циклов ГТУ. Пусть циклы ГТУ с подводом теплоты при $p = \text{const}$ и $V = \text{const}$ имеют одинаковые степени повышения давления π и количества подведенной теплоты q_1 (рис. 3.5). Тогда $q_{1p} = \text{пл. } 1pca4 = q_{1V} = \text{пл. } 1Vba4$. Отведенная теплота в циклах раз-

ная: $q_{2V} = \text{пл. } 2_vba3 < q_{2P} = \text{пл. } 2_pca3$. В силу этого при выбранных условиях термически КПД цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты выше термического КПД цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты.

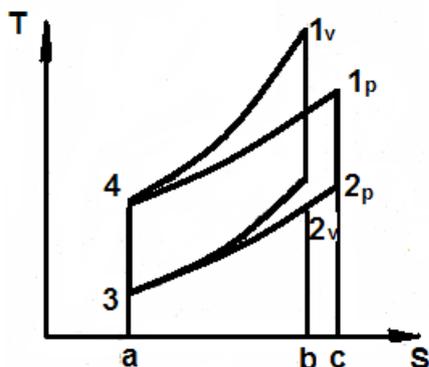


Рис. 3.5. Сравнение циклов ГТУ с изобарным и изохорным подводом теплоты при одинаковых значениях π и q_1

Аналогично можно провести сравнение циклов и при других начальных условиях. Сравнение формул (3.5) и (3.6) для циклов с подводом теплоты при постоянном давлении и постоянном объеме при одинаковых значениях степени повышения давления и показателе адиабаты показывает, что термический КПД цикла с горением при $V = \text{const}$ выше, чем при $P = \text{const}$, так как всегда:

$$\frac{T_1}{T_4} > 0 \text{ и } K \cdot \frac{\left[\left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{1}{K}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{T_1}{T_4} \right) - 1 \right]} < 0 \quad (3.7)$$

На рис. 3.6. показано изменение термического КПД циклов ГТУ в зависимости от степени повышения давления при одинаковых показателях адиабаты и степени повышения температуры в цикле. Из сравнения ясно, что термический КПД ГТУ с подводом теплоты при постоянной объеме существенно выше, чем КПД ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении. Это различие усиливается в области малых значений степени повышения давления.

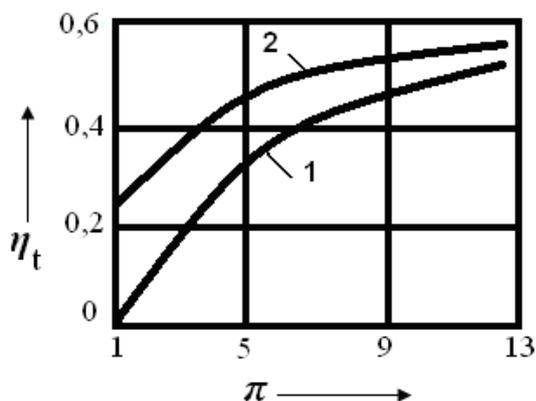


Рис. 3.6. Термический КПД в зависимости от степени повышения давления ($K = 1,38, \tau = 3,731$):

1 – КПД цикла ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{const}$;
2 – то же при $V = \text{const}$

Термодинамические преимущества цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты в значительной степени снижаются за счёт уменьшения КПД турбины η^i_T . В процессе работы данной ГТУ давление газа в камере сгорания периодически изменяется, а следовательно, меняется и скорость истечения газа из сопел турбины. Это обстоятельство в значительной степени снижает КПД турбины, влияние которого на экономичность ГТУ весьма велико. Поэтому нельзя ожидать заметной разницы внутренних КПД сравниваемых циклов (с учетом потерь в турбине и компрессоре). Кроме того, практическое распространение ГТУ с изохорным подводом теплоты сдерживается из-за сложности конструкции и ненадёжной работы клапанов при высокой температуре в камере сгорания.

3.3. Реальный цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении

Рассмотренные термодинамические циклы ГТУ являются обратимыми, т. е. в них не учитываются какие-либо потери в процессах сжатия и расширения рабочего тела, в процессе подвода теплоты, и т. д.

В реальных условиях процессы во всех элементах ГТУ оказываются далекими от обратимых, и поэтому определение показателей ГТУ (в частности, КПД) на базе обратимых эталонных циклов не представляет практического интереса и может быть оправдано лишь с точки зрения методологии – получения сравнительных результатов.

Рассмотрим цикл ГТУ в TS-диаграмме, показанный на рис. 3.7 без учета потерь давления в воздушном и газовом траках. Установлено, что эффективность ГТУ особенно сильно падает в области малых значений степени повышения давления ($\pi < 3$).

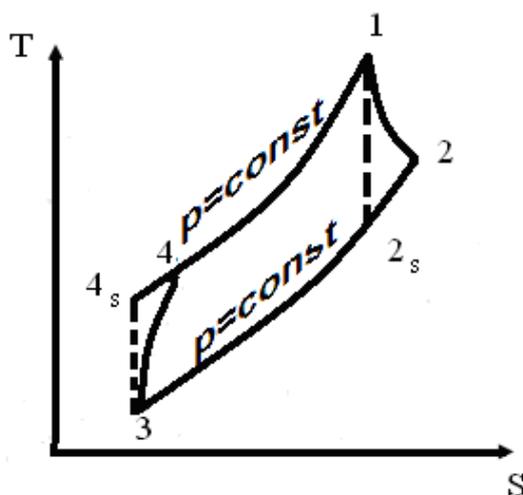


Рис. 3.7. Цикл простейшей ГТУ с учетом потерь в турбине и компрессоре

Реальный цикл ГТУ состоит из следующих процессов: 1–2 – политропное расширение рабочего тела в турбине; 2–3 – условный замыкающий процесс, соответствующий охлаждению газов, покидающих турбину; 3–4 – политропный процесс сжатия воздуха в компрессоре; 4–1 – подвод теплоты в камере сгорания. Штриховые линии 1–2_s и 3–4_s соответствуют изотропным процессам расширения турбине и сжатия в компрессоре.

Потери энергии уменьшают, получая в турбине работу, т. е. располагаемая работа рабочего тела расходуется не только на совершение полезной работы, а частично затрачивается на преодоление сил трения.

Значит полезная работа, вырабатываемая реальной турбиной, равна произведению полезной работы идеальной турбины L_T на внутренний относительный КПД турбины η_T^i :

$$L_{T,\delta} = \eta_T^i \cdot L_T. \quad (3.8)$$

Потери же энергии в компрессоре увеличивают работу, затрачиваемую на сжатие воздуха, т. е. затрачиваемая в компрессоре работа идет не только на повышение внутренней энергии воздуха, а частично расходуется на преодоление сил трения.

Следовательно, работа, потребляемая реальным компрессором, равна отношению работы, потребляемой идеальным компрессором L_K , к внутреннему адиабатному КПД компрессора:

$$L_{K,\delta} = \frac{L_K}{\eta_K^i}. \quad (3.9)$$

Полезная внутренняя работа ГТУ определяется как разность работ турбины и компрессора:

$$L_i = \eta_T^i \cdot L_T - \frac{L_K}{\eta_K^i}. \quad (3.10)$$

Выражение для внутреннего КПД простейшей ГТУ имеет следующий вид:

$$\eta_i = \frac{\eta_T^i \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right) - \frac{1}{\eta_K^i \cdot \tau} \cdot (\pi^m - 1)}{1 - \frac{1}{\tau} - \frac{1}{\eta_T^i \cdot (\pi^m - 1)}} \cdot \eta_{КС}^T. \quad (3.11)$$

Отсюда видно, что КПД реального цикла ГТУ зависит от свойств рабочего тела m , от степени повышения давления π , от степени повышения температуры в цикле T_1/T_3 и от КПД турбины η_T^i , компрессора η_K^i и камеры сгорания $\eta_{КС}^T$. Сопоставляя η_i реального цикла с термическим КПД (формула 3.6) идеального цикла, можно определить степень необратимости действительного цикла. Рассмотрим подробнее влияние этих величин на внутренний КПД ГТУ.

В отличие от КПД идеального цикла, который непрерывно повышается с увеличением π , КПД реального цикла имеет максимум при вполне определённой оптимальной степени повышения давления $\pi = \pi_{opt}$, которая увеличивается по мере возрастания температуры t_1 перед турбиной или при уменьшении температуры t_3 перед компрессором. Например, при повышении температуры перед турбиной от 550 до 750 °С оптимальная степень повышения давления π_{opt} возрастает от 6 до 11.

Увеличение начальной температуры газа перед турбиной является весьма сильным средством повышения экономичности ГТУ. Повышение температуры t_1 на 50 °С увеличивает абсолютное значение η_i приблизительно на 2 %. Поэтому ясно, насколько важно стремиться выполнять ГТУ с высокой температурой газов перед турбиной. Повышение этой температуры ограничивается прочностью металлов, которая снижается при высоких температурах.

Температура окружающего воздуха на входе в компрессор t_3 оказывает также сильное влияние на экономичность ГТУ. Чем меньше эта температура, тем выше КПД ГТУ, поскольку η_i возрастает с увеличением $\tau = T_1/T_3$.

На основании изложенного ясно, что при неизменной температуре t_1 работа ГТУ в районах с низкой средней годовой температурой воздуха более экономична, чем в местности с высокой температурой воздуха. По тем же причинам в зимнее время КПД ГТУ оказывается более высоким, чем летом.

Потери энергии в турбине и компрессоре, характеризующиеся КПД η_T^i и η_K^i , оказывают существенное влияние на экономичность газотурбинной установки. Это объясняется тем, что полезная мощность ГТУ составляет небольшую долю полной мощности самой турбины и получается как разность двух больших величин: мощности турбины и мощности компрессора.

Поэтому, даже относительно небольшое снижение КПД η_T^i или η_K^i , вызывает весьма существенное относительное уменьшение полезной работы L_i , а следовательно, и изменение КПД ГТУ.

3.4. Основные показатели работы ГТУ

В реальной ГТУ имеется целый ряд потерь, которые подразделяются на *внутренние и внешние*.

Внутренние потери непосредственно связаны с изменением состояния рабочего тела. К ним относятся:

- 1) *внутренние потери в компрессоре учитываются внутренним (адиабатическим) КПД компрессора η_K^i* ;

- 2) *внутренние потери в газовой турбине учитываются относительным внутренним КПД турбины η_i^t ;*
- 3) *потери тепла в камере сгорания учитываются с помощью теплового КПД камеры сгорания $\eta_{КС}^i$;*
- 4) *потери на гидравлическое сопротивление в воздушном и газовом трактах ГТУ;*
- 5) *потери, связанные с расходом воздуха на охлаждение турбинных деталей (лопаток, дисков и т. д.).*

Внутренние потери в ГТУ оцениваются в целом с помощью внутреннего КПД установки:

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_{КС}}, \quad (3.12)$$

где L_i – полезная внутренняя работа ГТУ, кДж/кг; $q_{КС}$ – действительное количество теплоты, затрачиваемое в камере сгорания на нагрев 1 кг воздуха от температуры T_{4P} до T_{1P} , кДж/кг.

Кроме того, к показателям, характеризующим ГТУ, относятся коэффициент полезной мощности (работы) ϕ , внутренняя мощность ГТУ N_1 , удельный расход воздуха B_B , удельный расход топлива B_T , удельный расход теплоты $q_{ГТУ}$, например.

Внешние потери в ГТУ не оказывают непосредственного влияния на состояние рабочего тела. К ним относятся потери на трение в трущихся деталях, потери вследствие утечки газа через торцевое уплотнения вала, а также затраты энергии на привод навешанных вспомогательных механизмов (топливного и масляного насосов, регулятора и т. д.).

Внешние потери учитываются с помощью механического КПД установки:

$$\eta_{вн} = \frac{L_e}{L_i}, \quad (3.13)$$

где L_e – эффективная работа ГТУ, отнесенная к 1 кг воздуха, подаваемого компрессором, кДж/кг.

Внутренние и внешние потери в ГТУ учитываются в комплексе с помощью эффективного КПД установки, который равен отношению эффективной работы к действительному количеству теплоты, затраченному на нагрев 1 кг воздуха в камере сгорания:

$$\eta_e = \frac{L_e}{q_{КС}} = \frac{L_i}{q_{КС}} \cdot \frac{L_e}{L_i} = \eta_i \cdot \eta_{М,у}. \quad (3.14)$$

4. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Эффективность работы ГТУ можно определить соотношением между полной подводимой энергией и полезной энергией, получаемой на выходе установки. Энергия на выходе установки определяется суммой механической энергии, совершающей работу механическую работу и тепловой энергии выхлопных газов.

Часть механической энергии расходуется на вращение ротора компрессора и составляет не менее 51 %. Оставшаяся часть передается через силовую турбину на приводное устройство. Следовательно, если оценивать эффективность ГТУ только по соотношению подводимой энергии и механической энергии на валу силовой турбины, то теоретически ее КПД не может превышать 49 %.

Практически, вследствие необратимости термодинамического цикла, потерь на механическое трение, гидравлического сопротивления и других причин значение КПД принимает еще меньшее значение и лежит в диапазоне $22 \div 38$ %.

Приведенные значения КПД указывают на необходимость проведения дополнительных разработок по повышению эффективности ГТУ, которые ведутся по трем основным направлениям: регенерация тепла отработанных газов, с последующим его повторным использованием; изменение термодинамических циклов в самой установке и применение новых конструктивных решений по созданию тепловых двигателей.

Первое направление связано с утилизацией тепловой энергии для повышения эффективности самой установки или для вспомогательных нужд (подогрев сетевой воды, отопление служебных помещений и жилых поселков и т. д.).

Второе направление предусматривает улучшение термодинамических характеристик ГТУ за счет:

- *подогрева сжатого воздуха регенерируемым теплом на входе в камеру сгорания;*
- *ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением;*
- *путем применения ступенчатого расширения с промежуточным подогревом рабочего газа.*

Третье направление связано с созданием:

- *сложных и многовальных установок, что дает возможность повысить экономичность ГТУ особенно при работе на частичных нагрузках;*
- *комбинированных установок, работающих по парогазовому циклу или с поршневыми камерами сгорания.*

4.1. Способы утилизации теплоты отходящих газов газотурбинных установок

Опыт использования газотурбинного энергопривода на компрессорных станциях показывает, что далеко не вся теплота, образующаяся в камере сгорания ГТУ в результате сжигания топлива, полезно используется для выработки мощности на валу нагнетателя. Значительная ее часть теряется безвозвратно, особенно с уходящими из турбины отработавшими продуктами сгорания с температурой 400...500 °С.

Рациональное и наиболее полное использование подведенной теплоты топлива в камере сгорания ГТУ, т. е. прежде всего уменьшение потерь теплоты с уходящими газами, следует считать задачей большой важности для отрасли как на стадии проектирования ГПА, так и в условиях их эксплуатации. Расчеты показывают, что для перспективных газотурбинных установок коэффициент эффективного использования теплоты топлива может достигать величины порядка 80 % и выше; из них для выработки мощности на валу нагнетателя на уровне 34...36 %, а остальное за счет рационального использования теплоты отходящих газов.

Такие составляющие теплового баланса ГТУ, как потери теплоты на образование водяных паров в камере сгорания, потери от химической неполноты сгорания топлива, потери теплоты на нагрев масла в подшипниках, потери теплоты в окружающую среду посредством конвекции и радиации от поверхности агрегата в окружающую среду и потери теплоты, эквивалентные потере кинетической энергии уходящих из турбины газов, в общей сложности не превышают 6...10 %, и их следует отнести к разряду неизбежных потерь при эксплуатации газотурбинных агрегатов.

Следует отметить, что решению задачи по наиболее полному использованию теплоты отходящих газов ГТУ посвящено много работ, но и в настоящее время эта задача остается для отрасли весьма актуальной и требует своего дальнейшего комплексного решения.

Наиболее реальным и быстро реализуемым способом рационального использования теплоты отходящих газов ГТУ считается использование разного рода утилизационных установок для целей теплоснабжения – отопления и горячего водоснабжения помещений компрессорных стан-

ций и прилегающих поселков в осенне-зимний период эксплуатации КС, создания разного рода теплиц и т. п.

Количество теплоты, которую можно утилизировать в теплоутилизационных теплообменниках, зависит от многих факторов: типа и конструкции установки ГТУ, мощности и режима ее работы, температуры окружающей среды, типа и конструкции самих теплоутилизационных установок и т. д.

В общем случае количество теплоты, которую можно получить от отработанных газов ГТУ, определяется соотношением:

$$Q_p = qN_e k_{yx} k_{oc} k_{заг}, \quad (4.1)$$

где q – удельное, теоретически располагаемое количество утилизируемой теплоты; N_e – номинальная мощность ГТУ; k_{yx} – коэффициент использования теплоты отходящих газов ГТУ в зависимости от температуры газов за теплоутилизационной установкой; k_{oc} – коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающего воздуха; $k_{заг}$ – коэффициент, учитывающий влияние загрузки ГТУ в зависимости от режима работы газопровода.

Удельное теоретически располагаемое количество утилизируемой теплоты определяется соотношением:

$$q = \frac{GC_{pm}(t_{om} - t_{yx})}{N_e}, \quad (4.2)$$

где G – расход отработанных газов ГТУ; C_{pm} – изобарная теплоемкость отработанных газов; t_{om} – температура газов перед теплоутилизационной установкой, t_{yx} – температура газов за теплоутилизационной установкой.

При рассмотрении вопросов повышения эффективности работы ГПА с газотурбинным приводом за счет утилизации теплоты отходящих газов ГТУ целесообразны следующие основные направления: утилизация теплоты за счет введения регенерации в цикле установки, использование безрегенеративных ГТУ, но с глубокой утилизацией теплоты отходящих газов, в частности, для получения горячей воды и пара для отопления помещений станции и прилегающих поселков в осенне-зимний период эксплуатации, выработки дополнительной электроэнергии на нужды КС, получения холода и т. п. Следует заметить, что целесообразность утилизации отработанных газов не исключается и при использовании регенеративных ГТУ.

Особым направлением следует признать возможность глубокой утилизации теплоты отходящих газов в условиях использования парогазотурбинных установок (ПГУ), когда отработавшие продукты сгорания

используются в котлах-утилизаторах для получения пара и последующей выработки энергии в паровой турбине. Следует отметить, что каждое из указанных направлений по утилизации теплоты отходящих газов требует своего специального исследования и обоснования для использования.

Введение глубокой утилизации теплоты отходящих газов ГТУ, когда теплота продуктов сгорания используется еще и нужды теплофикации КС, обязывает оговорить и метод экономичности работы таких установок на КС.

В силу непропорциональности затрат топлива на выработку работы и получения тепла для оценки эффективности использования теплоты топлива, когда на предприятии реализуется и схема теплофикации, целесообразно использовать для сопоставления установок два показателя:

$$\eta_{yc} = \frac{N_e}{BQ_{np}}; \quad \eta_{мен} = \frac{Q_{nom}}{BQ_{np}}, \quad (4.3)$$

где Q_{nom} – количество утилизированной теплоты в установках теплофикации; Q_{np} – количество теплоты, подведенной в камере сгорания газотурбинной установки.

При этом η_{yc} является важнейшим показателем установки. Он характеризует ее совершенство как преобразователя теплоты в работу. Второй показатель $\eta_{теп}$ характеризует только степень развития системы теплофикации на КС за счет использования теплоты отходящих газов ГТУ. Чем выше численное значение этого показателя, тем полнее используется теплота отходящих газов для целей теплофикации на компрессорных станциях.

Следует также отметить, что введение утилизации теплоты отходящих газов в любой форме всегда приводит к увеличению гидравлических сопротивлений по тракту ГТУ за турбиной низкого давления. Это значит, что процесс расширения продуктов сгорания в газовой турбине идет не до атмосферного давления (как в идеальном ее цикле), а заканчивается на давлении несколько большем, чтобы продукты сгорания смогли преодолеть на выхлопе гидравлические сопротивления утилизационных установок. Следовательно, утилизация теплоты отходящих газов несколько снижает мощность собственно газовой турбины и ГТУ в целом (рис. 4.1).

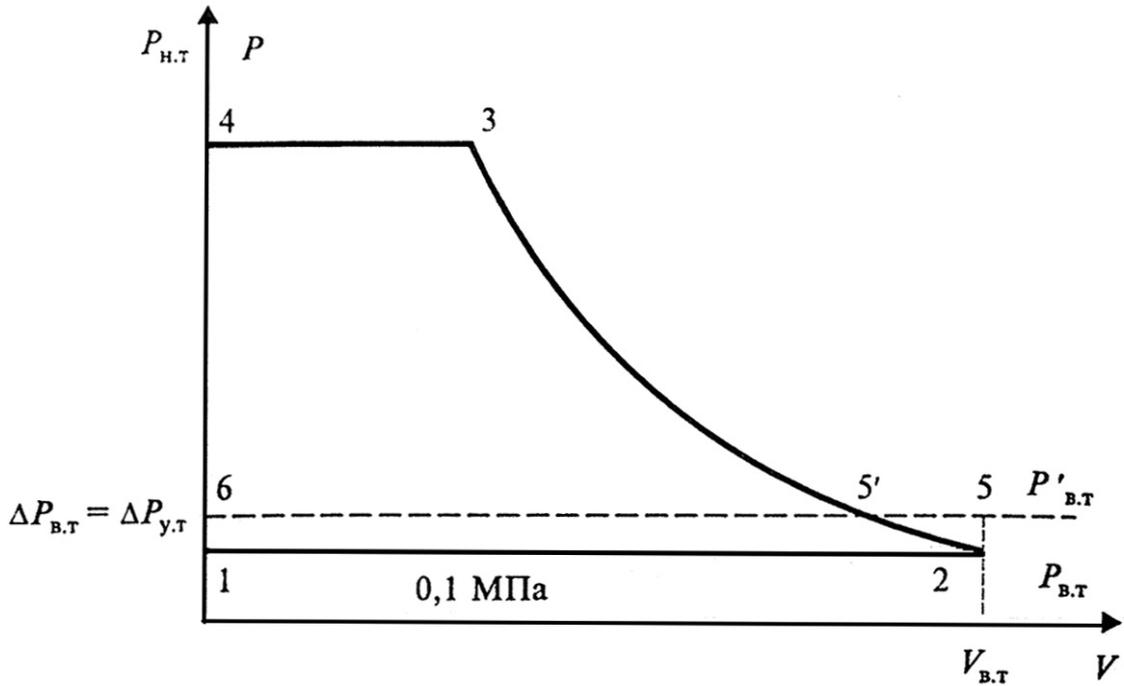


Рис. 4.1. Влияние изменения противодействия газовой турбины на ее мощность (удельную работу)

Снижение мощности ГТУ, вызванное повышением противодействия за ТНД, наиболее просто и достаточно точно определяется следующим способом: повышением противодействия от $P_{в.т}$ до $P'_{в.т}$, уменьшает работу газа в турбине на величину Δw_t , измеряемую площадью 1–6–5'–2–1 (рис. 4.1). Падение давления газа в утилизационных установках $\Delta P_{у.т} = P'_{в.т} - P_{в.т}$ обычно не превышает 1000...3000 Па (100...300 мм вод. ст.), поэтому площадь 1–6–5'–2–1 с достаточной точностью можно считать равной площади 1–6–5–2–1, которая равна $\Delta P_{у.т} V_{в.т}$. Изменением объема газов из-за увеличения давления на $\Delta P_{у.т}$ можно пренебречь.

Снижение мощности газовой турбины, следовательно, и ГТУ в целом из-за увеличения противодействия за ТНД на $\Delta P_{у.т}$ составит, кВт:

$$\Delta N_e = V \Delta P \eta_{it} 10^{-3}, \quad (4.4)$$

где ΔN_e – величина потерянной мощности ГТУ из-за установки теплоутилизационных устройств, кВт; V – расход продуктов сгорания на выходе газовой турбины, m^3/s ; ΔP – величина гидравлических сопротивлений утилизационных установок, выраженная в паскалях (Па, n/m^2); $10 \text{ Па} = 1 \text{ мм вод. ст.}$; η_{it} – внутренний относительный КПД газовой турбины.

Следует отметить, что повышение противодействия $P_{y.t} \leq 5000$ Па уменьшает расход газа через турбину только на доли процента, поэтому этим фактором в расчетах можно пренебречь.

Удельное количество теоретически располагаемой теплоты в установках с регенерацией и без регенерации теплоты отходящих газов для последующей утилизации в зависимости от параметров ГПА может изменяться в довольно широких пределах – от 2000 до 12000 кДж/кВт ч ($1 \text{ кДж} \approx 0,24 \times 10^{-6} \text{ Гкал}$).

Исключение регенераторов из схемы ГТУ приводит к увеличению возможного отпуска теплоты потребителям на величину $\Delta Q_{\text{пот}}$, но одновременно практически на столько же увеличивает расход топлива по камере сгорания ГТУ, $\Delta Q_{\text{пот}} \cong \Delta Q_{\text{КС}} \eta_{\text{КС}}$. В итоге возможен дополнительный отпуск теплоты потребителям при использовании безрегенеративных ГТУ происходит в значительной степени за счет дополнительно сжигаемого топлива в камере сгорания безрегенеративной ГТУ.

Весьма перспективным направлением использования теплоты отходящих газов следует считать не только возможность использования теплоты непосредственно на КС, но и использование ее для отопления прилегающих к станции жилых поселков. В этом случае естественно возникает задача определения оптимального радиуса подачи теплоты от компрессорной станции до потребителя.

Экономически целесообразным наибольшим радиусом транспорта подогретой воды для теплоснабжения прилегающих поселков следует считать такую длину транзитной сети от КС до тепловых потребителей, при которой приведенные затраты использования теплоты отработанных газов ГТУ будут меньше или равны затратам по их теплоснабжению от районных или местных котельных.

Стоимость топлива оказывает практически прямо пропорциональное влияние на изменение длины теплотрассы, т. е. с повышением цены на топливо значительно возрастает расстояние, на которое целесообразно транспортировать теплоту отходящих газов ГТУ.

При больших тепловых нагрузках потребителей и удалении их от КС наиболее рациональным оказывается подача в теплотрассу теплоносителя с температурой примерно 150°C , так как температурный фактор сказывается существенное влияние на расстояние подачи теплоты к потребителям.

4.2. Регенеративное использование теплоты отходящих газов в газотурбинных установках

Возможности регенеративного использования теплоты отходящих газов ГТУ в рамках ее цикла при решении задачи сокращения расхода топлива заслуживают серьезного внимания. При этом возникает необходимость решения трех основных задач:

- *оценить эффективность применения регенерации тепла отходящих газов в рамках численных значений параметров существующего агрегата;*
- *определить эффективность работы ГТУ при различных значениях коэффициента регенерации;*
- *оценить рентабельность перевода безрегенеративной ГТУ для работы по регенеративному циклу.*

Дело в том, что при проектировании и изготовлении газотурбинной установки рабочие параметры ее элементов (осевой компрессор, камера сгорания, регенератор и газовая турбина) настолько тесно увязываются между собой по условию, например, получения максимального КПД на муфте нагнетателя, что замена одного из них на подобный, даже с лучшими показателями, может привести к снижению эффективности работы установки в целом.

В простой ГТУ газы, покидающие турбину, имеют высокую температуру 400...450 °С. Поэтому экономичность ГТУ существенно повысится, если применить регенерацию теплоты, т. е. использовать часть уходящей теплоты для подготовки сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания.

Схема ГТУ с регенерацией теплоты показана на рис. 4.2.

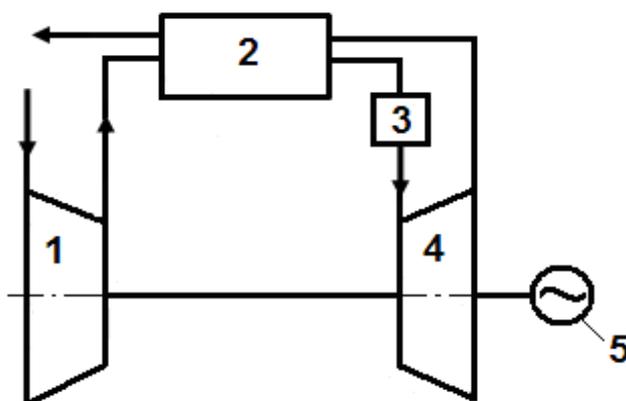


Рис. 4.2. Схема ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов:

1 – компрессор; 2 – регенератор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – нагрузка

Воздух после компрессора 1 пропускаться через регенератор 2, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. Туда же в регенератор 2 после газовой турбины 4 направляются отработавшие газы, которые отдают часть своего тепла воздуху и затем удаляются в атмосферу. В регенераторе температура воздуха повышается на 180...250 °С, так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере сгорания, при этом уменьшается, экономичность ГТУ возрастает по сравнению с экономичностью простой ГТУ без регенерации. Подогретый воздух далее поступает в камеру сгорания 3.

Рассмотрим цикл ГТУ с регенерацией теплоты в TS-диаграмме (рис. 4.3). На этой диаграмме показаны следующие процессы: 3–4 – сжатие воздуха в компрессоре 1; 4–4_p – изобарный нагрев воздуха в регенераторе 2; 4_p–1 – изобарный подвод тепла в камере сгорания; 1–2 – расширение газов в турбине; 2–2_p – изобарный отвод тепла отработавших газов в регенераторе; 2_p–3 – изобарный отвод тепла с уводящими в атмосферу газами (условное замыкание цикла).

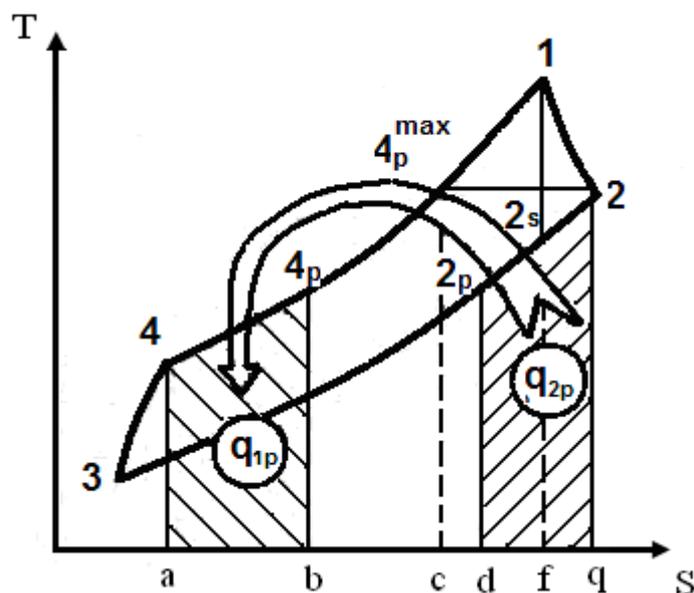


Рис. 4.3. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов

Заштрихованная площадь $a44pb$ изображает на TS-диаграмме количество теплоты q_{1p} , полученной 1 кг воздуха в регенераторе, а площадь $d2p2e$ – количество теплоты q_{2p} , отданной отработавшими газами 1 кг воздуха. Они будут, очевидно, равны при условии отсутствия потерь тепла в окружающую среду: $q_{1p} = q_{2p}$.

Количество теплоты, подводимой к камере сгорания за счет топлива, изображается площадью $b4p1f$, и оно меньше площади $a41f$, изобра-

жающей подводимое в камере сгорания количество теплоты без регенерации.

Воздух в пределе можно нагреть до температуры газов, выходящих из турбины T_2 (т. $4p^{\max}$). Тогда максимальное количество теплоты q_{1P}^{\max} , которое возможно передать в регенераторе воздуху, можно представить площадью а $44p^{\max}c$, где:

$$T_{4p^{\max}} = T_2.$$

Отношение $\mu = q_{1P} / q_{1P}^{\max}$ называется степенью регенерации. Иначе говоря, **степенью регенерации** называется отношение количества теплоты, действительно переданного воздуху в регенераторе, к тому количеству теплоты, которое было бы передано при нагреве воздуха до температуры газов, уходящих из турбины.

Выразим q_{1P} и q_{1P}^{\max} через параметры цикла:

$$q_{1P} = Cp \cdot (T_{4P} - T_4); \quad (4.5)$$

$$q_{1P}^{\max} = Cp \cdot (T_{4p^{\max}} - T_4) = Cp \cdot (T_2 - T_4), \quad (4.6)$$

тогда степень регенерации:

$$\mu = \frac{(T_{4P} - T_4)}{(T_2 - T_4)}. \quad (4.7)$$

Оценим влияние степени регенерации на внутренний КПД ГТУ. Выражение внутреннего КПД ГТУ при наличии регенерации сложное:

$$\eta_{iP} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right) \cdot \left[\frac{1}{(\eta_K^i \cdot \tau)}\right] \cdot (\pi^m - 1)}{(1 - \mu) \cdot \left\{ \left[1 - \eta_T^i \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right)\right] - \frac{1}{\tau} \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{\eta_K^i}\right) \cdot (\pi^m - 1)\right] \right\}} \cdot \eta_{KC}^T, \quad (4.8)$$

КПД зависит от степени повышения температуры в цикле ($\tau = T_1/T_3$), степени повышения давления в компрессоре ($\pi = P_1/P_2$), внутренних КПД компрессора (η_K^i) и турбины (η_T^i), теплового КПД камеры сгорания (η_{KC}^T), а также степени регенерации (μ). Величина внутреннего относительного КПД ГТУ возрастает по мере уменьшения τ и при увеличении η_T^i , η_K^i , η_{KC}^T .

Влияния степени регенерации и степени повышения давления на η_{iP} ясно из графиков на рис. 4.4, где показана зависимость $\eta_{iP} = f(\pi)$, для различных значений μ при конкретных постоянных значениях остальных величин: $t_1 = 850$ °С; $t_3 = 15$ °С; $\eta_T^i = 0,87$; $\eta_K^i = 0,88$; $\eta_{KC}^T = 0,97$.

Из графика следует, что:

- кривые пересекаются в одной точке *A*, соответствующей такому значению степени повышения давления π , при котором $T_4 = T_2$. В этом случае регенерация становится невозможной;
- при повышении степени регенерации μ оптимальная степень повышения давления π_{opt} снижается. Это облегчает проектирование компрессора;
- при значениях $\mu = 0,4 \dots 0,5$ влияние регенерации на КПД ГТУ становится малоэффективным. При $\mu > 0,5$ с увеличением степени регенерации экономичность ГТУ соответственно возрастает за счет уменьшения затраты топлива в камере сгорания.

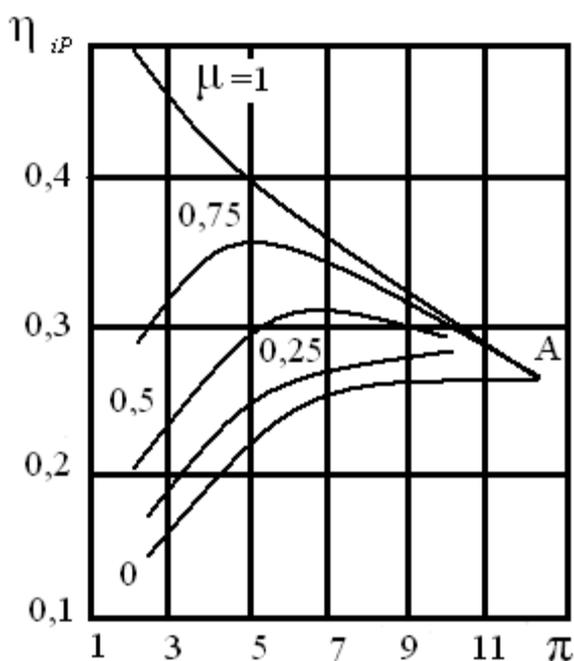


Рис. 4.4. Изменение внутреннего КПД газотурбинной установки в зависимости от степени повышения давления при различных значениях степени регенерации

Величина μ практически определяется поверхностью нагрева F регенератора. Эта зависимость установлена проф. В.В. Уваровым:

$$F = M_B \cdot \frac{C_p}{K} \cdot \frac{\mu}{1 - \mu}, \quad (4.9)$$

где M_B — массовый расход воздуха через регенератор, кг/с; C_p — массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг · град); K — коэффициент теплопередачи в регенераторе, Вт/(м² · град).

Если μ увеличивается от 0,5 до 0,75, то F увеличивается в 3 раза. У большинства современных ГТУ с регенерацией обычно $\mu = 0,6 \dots 0,8$. При этом экономия в расходе топлива за счет регенерации составляет примерно 22...28 %. На практике известны ГТУ с $\mu = 0,91$ (регенератор фирмы «Эшер-Висс») и гелиевые регенераторы с $\mu = 0,95$. Здесь нужно

иметь в виду, что при $\mu > 0,8$ поверхность нагрева регенератора, а следовательно, его габариты и вес получаются обычно очень большими. Выбор оптимального μ производится на основе технико-экономического расчета с учетом всех влияющих факторов.

КПД ГТУ с регенерацией теплоты в настоящее время составляет примерно 25...29 %, в то время как без регенерации 20...23 %. Повышение КПД на 4...5 %, например, для одного агрегата ГТК-10 позволит сэкономить 140...180 м³/ч топливного газа или 0,9...1,1 млн м³ в год.

Относительную экономию теплоты топлива при переходе с одного значения коэффициента регенерации теплоты на другое в условиях сохранения мощности на прежнем уровне в первом приближении можно оценить соотношением:

$$\varepsilon = \frac{B_1 - B_2}{B_1} = 1 - \frac{B_2 Q_{np}}{B_1 Q_{np}} = 1 - \frac{(GC_{pm})_2 (t_3 - t_2) \eta_{к.с.1}}{(GC_{pm})_1 (t_3 - t_1) \eta_{к.с.2}}, \quad (4.10)$$

где B_1 и B_2 – расход топлива при одном (μ_1) и втором (μ_2) значениях коэффициента регенерации теплоты отходящих газов ($\mu_2 > \mu_1$); (GC_{pm}) – полная теплоемкость рабочего тела, определяемая как произведение массового расхода газа на его удельную теплоемкость в первом и во втором температурном режимах работы камеры сгорания; t_3 – температура продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания (на входе в ТВД); t_i – температура воздуха на входе в камеру сгорания (на выходе из регенератора), $i = 1, 2$; $\eta_{к.с.i}$ – КПД камеры сгорания на рассматриваемых режимах работы, $i = 1, 2$.

С высокой степенью точности можно принять, что $\eta_{к.с.1} = \eta_{к.с.2}$ и $(GC_{pm})_1 = (GC_{pm})_2$. Тогда из соотношения (4.10) получим

$$\varepsilon = 1 - \frac{B_2}{B_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}. \quad (4.11)$$

Температура воздуха за регенератором определяется следующим соотношением:

$$t_i = t_c + \mu_i (t_s - t_c), \quad (4.12)$$

где t_c – температура на выходе из осевого компрессора (на входе в регенератор); t_s – температура продуктов сгорания на выходе ТНД (на входе в регенератор); μ_i – коэффициент регенерации теплоты отходящих газов: для первого случая $i = 1$, для второго – $i = 2$.

С учетом соотношения (4.12) уравнение (4.11) принимает вид:

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} (\mu_2 - \mu_1). \quad (4.13)$$

Мощность газотурбинного двигателя на валу нагнетателя определяется как разность мощности собственно газовой турбины (N_{em}) и мощности, потребляемой осевым компрессором:

$$(N_{e.k.}): N_e = N_{e.m} - N_{e.k} = N_{e.m} (1 - \lambda); \lambda = N_{e.k} / N_{e.m}. \quad (4.14)$$

Соотношение мощностей осевого компрессора и газовой турбины величина довольно стабильная ($\lambda = 0,64 \dots 0,68$). Коэффициент полезного действия ГТУ (при $\mu = \mu_1$) определяется следующим известным соотношением:

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{N_e}{B_1 Q_{np}} = \frac{N_{e.m} (1 - \lambda)}{(PC_{pm})(t_3 - t_1)} \eta_{k.c} = \frac{(GC_{pm})_1 (t_3 - t_1) (1 - \lambda)}{(GC_{pm})_1 (t_3 - t_1)} \eta_{k.c} = \\ &= \frac{(t_3 - t_s)}{(t_3 - t_1)} (1 - \lambda) \eta_{k.c}. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Соотношение (4.12) может быть легко преобразовано к виду:

$$\eta_e = \left(1 - \frac{(1 - \mu_1)(t_s - t_c)}{(t_3 - t_1)}\right) (1 - \lambda) \eta_{k.c}. \quad (4.16)$$

С учетом соотношения (4.13) уравнение (4.16) принимает вид:

$$\eta_e = \eta_{k.c} (1 - \lambda) \left(1 - \frac{(1 - \mu_1)}{(\mu_2 - \mu_1)} \varepsilon\right), \quad (4.17)$$

или окончательно, разрешая уравнение (4.17) относительно величины ε , получим:

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{\eta_e}{\eta_{k.c} (1 - \lambda)}\right] \frac{\mu_2 - \mu_1}{1 - \mu_1}, \quad (4.18)$$

где η_e – КПД ГТУ на режиме работы агрегата при коэффициенте регенерации μ_1 ; $\eta_{k.c}$ – КПД камеры сгорания, $\eta_{k.c} \cong 0,98$.

Полученное соотношение (4.18) позволяет сравнительно легко определить экономию топливного газа в регенеративной ГТУ за счет увеличения численного значения коэффициента регенерации теплоты отходящих газов с μ_1 до μ_2 .

В настоящее время многие компрессорные станции оборудованы ГТУ с регенераторами пластинчатого типа (рис. 4.5.), которые не очень хорошо зарекомендовали себя в эксплуатационных условиях, прежде всего из-за наличия утечек воздуха через неплотности. Наличие утечек воздуха через неплотности регенератора приводит к снижению мощности и КПД установки на уровне 5...12 % по мощности и 3...8 % по КПД. Количество таких ГПА с регенераторами пластинчатого типа характеризуется данными табл. 4.1.

Таблица 4.1

Количество и показатели отечественных газотурбинных установок с регенерацией теплоты отходящих газов

Тип ГТУ	Номинальный КПД ГТУ, %	Единичная мощность, кВт	Количество агрегатов, шт.	Суммарная мощность, кВт
ГТ-700-5	25	4250	36	153000
ГТК-5	25	4400	19	83600
ГТ-750-6	27	6000/6500	99/5	626500
ГТК-10	29	10000	791	7910000
ГТНР-10	32	10000	1	10000
Итого:			951	8783100

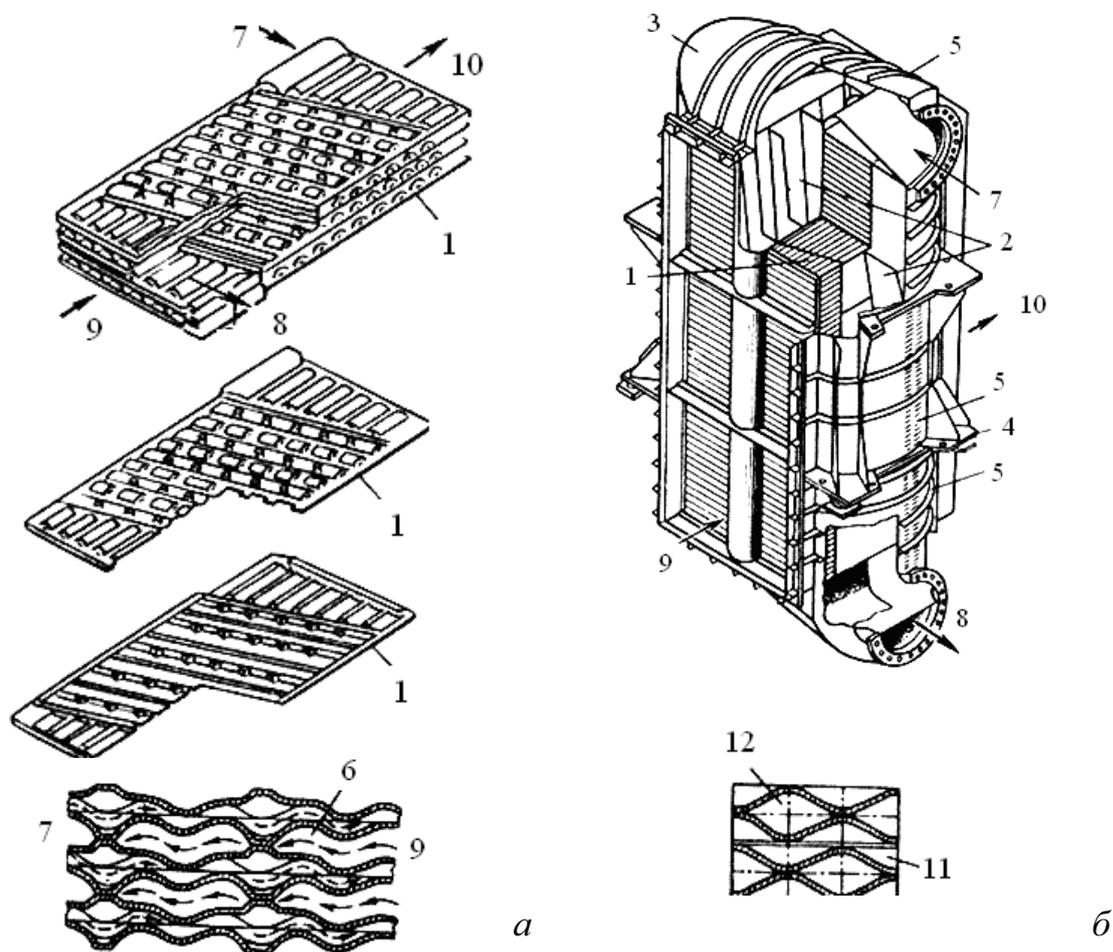


Рис. 4.5. Пластинчатый регенератор установок ГТК-10 и ГТ-700-12М:
 а – листы и сборка пакета; б – корпус регенератора; в – форма каналов; 1 – пакеты элементов; 2 – направляющие лопатки; 3 – коллекторы; 4 – опоры; 5 – ребра; 6 – каналы основной поверхности; 7 – вход воздуха; 8 – выход воздуха; 9 – вход газа; 10 – выход газа; 11 – волнистые каналы на участках входа, выхода воздуха; 12 – двугольные каналы на участках выхода и входа газов

Данные табл. 4.1 показывают, что в настоящее время на газопроводах страны эксплуатируются около тысячи ГТУ с регенерацией теплоты отходящих газов, большинство из которых требуют замены установленных регенераторов. Это положение обусловлено, прежде всего, тем, что срок службы регенераторов определен на уровне 40 тыс. ч, в то время как многие установленные ГПА уже отработали свыше своего нормативного срока службы – 100 тыс. ч. Кроме того, следует отметить, что существующая конструкция пластинчатых регенераторов не поддается качественному ремонту в эксплуатационных условиях.

В настоящее время получают широкое распространение трубчатые регенераторы, которые лишены отмеченных недостатков (рис. 4.6).

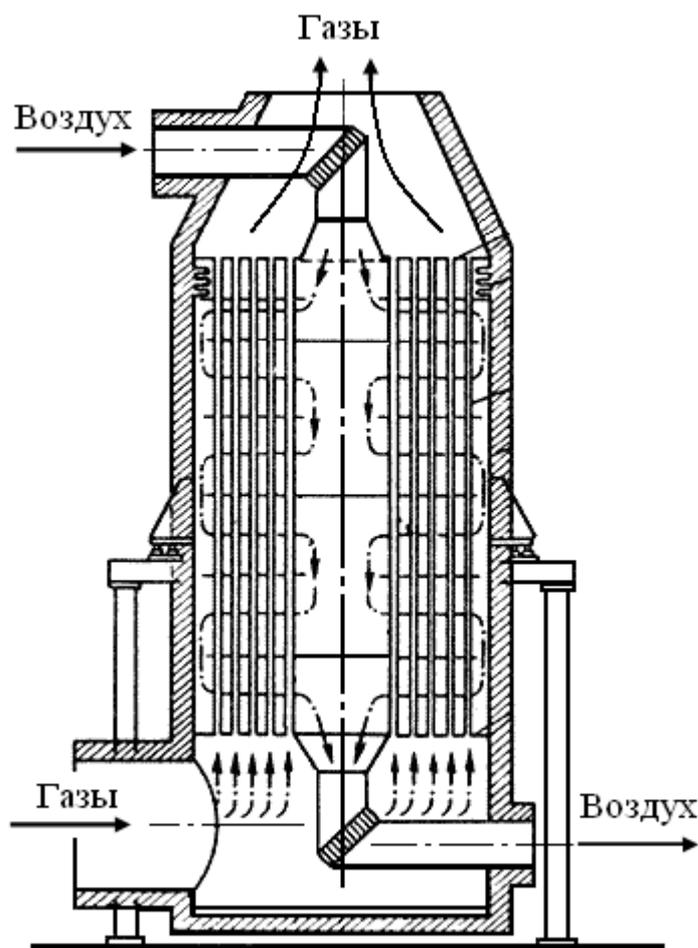


Рис. 4.6. Трубчатый регенератор

В этих условиях замена пластинчатых регенераторов на трубчатые, например, на одной компрессорной станции магистрального газопровода, только за счет устранения утечек воздуха, с одной стороны, позволит обеспечить общий прирост мощности КС на уровне 1050...1200 тыс. кВт, а с другой – получить экономию топливного газа только по одному аг-

регату на уровне 1,7...2,5 млн м³/год. Одновременно следует отметить, что определенная экономия топливного газа будет получена и за счет повышения численного значения самого коэффициента регенерации теплоты. В настоящее время коэффициент регенерации у большинства эксплуатируемых ГТУ находится на уровне 0,67...0,68. При реконструкции регенеративных ГТУ он может быть увеличен до уровня 0,80...0,82, что при прочих равных условиях может обеспечить относительную экономию топливного газа на уровне 12...15 % по одному агрегату.

Следует отметить, что соотношение (4.18) получено при условии, что мощность ГТУ остается неизменной при замене одного типа регенератора на другой, что в действительности может быть оправдано лишь при их незначительных численных отличиях в коэффициентах регенерации теплоты отходящих газов и величины гидравлических сопротивлений по газоздушным трактам регенератора.

В действительности замена одного регенератора на другой, а тем более введение регенератора в схему безрегенеративной ГТУ может привести к заметному снижению мощности ГПА из-за появления дополнительных гидравлических сопротивлений в газоздушном тракте установки при введении регенератора.

С весьма высокой степенью точности можно полагать, что изменение гидравлических сопротивлений по газоздушному тракту ГТУ основное влияние оказывает на изменение мощности установки, а относительное изменение ее КПД в диапазоне режимов (0,8...0,9) N_e остается практически неизменным. При этих допущениях исходное уравнение для определения относительной экономии топливного газа за счет введения регенераторов сводится к виду:

$$\varepsilon = 1 - \frac{B_2}{B_1} \frac{N_{e2}}{N_{e1}}. \quad (4.19)$$

Используя аналогичные рассуждения, как и при выводе уравнения (4.18), после несложных преобразований можно получить, что относительная экономия топливного газа при изменении коэффициента регенерации теплоты с учетом изменения мощности ГТУ будет определяться соотношением:

$$\varepsilon = 1 - \frac{N_{e2}}{N_{e1}} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{\eta_e}{\eta_{\kappa c} (1 - \lambda)} \right] \frac{\mu_2 - \mu_1}{1 - \mu_1} \right\}. \quad (4.20)$$

Полученное уравнение можно считать обобщенным ориентировочным уравнением, отражающим перерасход или экономию топливного газа при изменении коэффициента регенерации теплоты с учетом изменения мощности установки за счет гидравлических сопротивлений по трактам регенератора.

Результаты обработки данных испытаний трубчатых регенераторов, используемых на установках ГТ–750–6М, показывают, что суммарное падение мощности в ГТУ по регенератору находится на уровне 350...380 кВт, что хорошо согласуется с расчетными данными. Расчеты показывают, что за счет введения регенерации теплоты отходящих газов относительная экономия топливного газа, сравнительно с безрегенеративной установкой, имеющей КПД на уровне 0,25...0,26 %, может достигать величины порядка 18...22 % при коэффициенте регенерации на уровне 0,80...0,85.

Особо ощутимую экономию топливного газа можно получить при переводе на регенеративный цикл работы установок с относительно низким КПД, порядка 0,20...0,22. В этом случае экономия топливного газа может достигать величины порядка 30...32 %.

Следует отметить, что приведенные соотношения (4.18) и (4.20) отражают лишь термодинамически возможную относительную экономию топливного газа за счет регенерации и не учитывают фактические параметры рабочего тела в цикле эксплуатируемых безрегенеративных ГТУ, определяющие возможность введения регенерации.

Это относится, прежде всего, к фактической разности температур между продуктами сгорания за ТНД и воздухом за осевым компрессором ($T_c - T_s$), так как реализация регенеративного использования теплоты отходящих газов напрямую зависит от разности этих температур. Разность значений этих температур в первую очередь зависит от соотношения давлений сжатия по осевому компрессору, температуры наружного воздуха и продуктов сгорания перед газовой турбиной.

Данные рис. 4.7 весьма наглядно показывают, как изменяется эта разность температур по мере увеличения соотношений давлений сжатия по осевому компрессору. Расчеты проведены при температурах наружного воздуха 5; 15 и 25 °С и температурах продуктов сгорания перед турбиной 830, 920, 1020 и 1150 °С. Относительные КПД осевого компрессора и газовой турбины принимались на уровне 0,85.

В связи с тем, что реализация регенеративного использования теплоты отходящих газов напрямую зависит от разности температур ($T_s - T_c$), представляется целесообразным ввести в рассмотрение некую функцию ε , характеризующую возможности регенеративного использования теплоты в той или иной установке, эксплуатируемой на газопроводах:

$$\varepsilon_1 = \frac{T_s - T_c}{T_z - T_s}, \quad (4.21)$$

где $T_z - T_s$ – фактический перепад температур газа в пределах газовой турбины, а $T_s - T_c$ – фактическая разность температур между продуктами сгорания за ТНД и воздухом за компрессором.

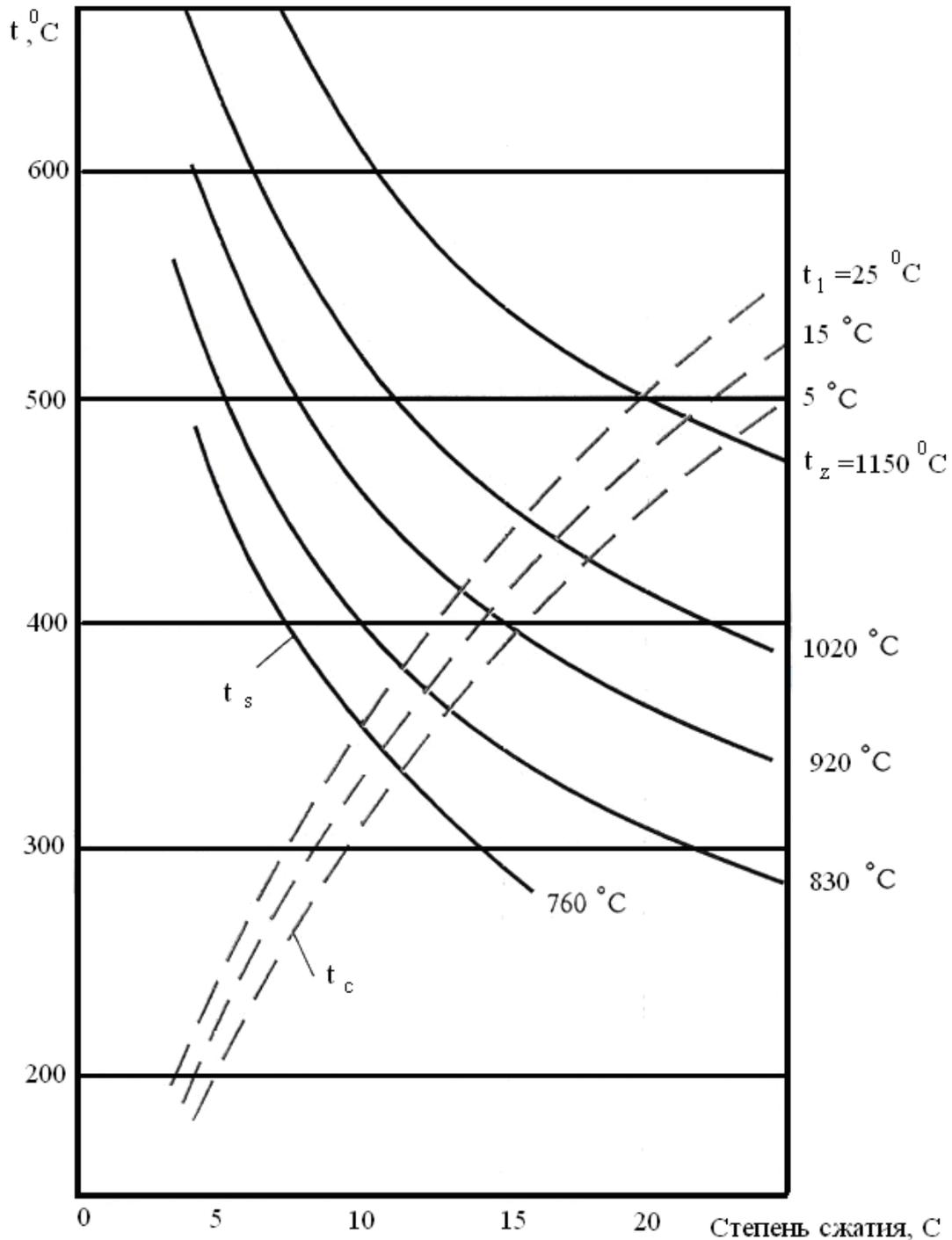


Рис. 4.7. Действительные температуры газов:
 t_c – за компрессором (пунктирная линия); t_s – за газовой турбиной (сплошная линия)

Анализ фактических показателей цикла ГТУ, эксплуатируемых на газопроводах, позволяет оценить численное значение величины ε и дать практические рекомендации перевода безрегенеративных ГТУ (по типу установок ГТК–10И и ГТК–25И) на работу по регенеративному циклу.

Расчеты показывают, что если установки ГТК–10И и ГТК–25И по этому показателю допускают возможность перевода на регенеративный цикл с достижением коэффициента регенерации на уровне 0,82...0,85, а установки «Центавр» на уровне 0,70...0,75, то установки типа ГПУ–10, ГПУ–16, ГПА–Ц–16, ГТ–25–1, ГПА–Ц–6,3 на регенеративный цикл работы не могут быть переведены в силу малого температурного напора между нагревающим и нагреваемым потоками в цикле ГТУ. При минимально допустимом температурном теплоперепаде по регенератору между продуктами сгорания и воздухом на уровне 50 °С расчетный коэффициент регенерации теплоты отходящих газов по указанным установкам будет находиться на уровне 0,25...0,50 и даже ниже, что нельзя считать экономически оправданным для перевода их для работы по регенеративному циклу.

В условиях энергетически наивыгоднейшего режима работы ГТУ ее КПД определяется следующим соотношением :

$$\eta_e = \frac{C_{pr}(1-\lambda_1)\eta_{к.с}}{C_{pm}[1+(1-\mu)\varepsilon_1]} \cong \frac{(1-\lambda_1)\eta_{к.с}}{1+(1-\mu)\varepsilon_1}, \quad (4.22)$$

где C_{pr} и C_{pm} – соответственно теплоемкость продуктов сгорания в пределах турбины (C_{pr}) и теплоемкость воздуха в пределах регенератора; λ – соотношение мощностей осевого компрессора и газовой турбины ($\lambda_1 = N_k / T_r$); μ – коэффициент регенерации теплоты; ε_1 – характеристика, определяющая возможности регенеративного использования теплоты в ГТУ.

Из уравнения (4.22) следует, что при $\varepsilon_1 = 0$, когда $T_c \sim T_s$,

$$\eta_e = (1-\lambda_1)\eta_{к.с} = \eta_{e,\max}. \quad (4.23)$$

С другой стороны, при $\mu = 1$, т. е. когда $T_{4p} = T_s$,

$$\eta_e = (1-\lambda_1)\eta_{к.с} = \eta_{e,\max}. \quad (4.24)$$

Это значит, что функция проходит через экстремум, определяя тем самым и оптимальное значение коэффициента регенерации теплоты отходящих газов в ГТУ μ_{opt} в зависимости от соотношения давлений сжатия и оптимального количества теплоты, подлежащей регенерации.

Следует отметить, что использование регенеративных установок в принципе также не исключает их сочетание с паросиловыми установками для выработки электроэнергии на нужды компрессорных станций. При использовании регенеративных установок и установок парогазового цикла не исключается, естественно в той или иной мере, и утилизация теплоты отходящих газов для нужд теплофикации объектов компрессорной станции.

Сопоставление расчетных и фактических данных по оценке эффективности перевода безрегенеративных ГТУ для работы по регенеративному циклу проводилось на примере анализа реконструкции агрегата ГТК–10И, установленного на КС «Антиповка» ПО «Волгоградтрансгаз» и переведенного для работы по регенеративному циклу, и агрегата ГТК–25И, установленного на КС «Первомайская» ПО «Мострансгаз».

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по оценке эффективности подобной реконструкции свидетельствует об их хорошем совпадении. Так, снижение мощности агрегатов за счет гидравлических сопротивлений регенераторов по расчетным соотношениям находится на уровне 7,2...7,4 %, по результатам испытаний на уровне 7,3...7,5 %. Величина относительных потерь давления по газоздушным трактам ГТУ находится на уровне 0,92...0,93, что следует считать вполне соответствующим практике газотурбостроения на современном этапе его развития.

Относительная экономия топливного газа для этих установок при переводе их для работы по регенеративному циклу должна находиться на уровне 30...32 % при коэффициенте регенерации 0,85. По результатам экспериментальных исследований относительная экономия топливного газа находится на уровне 33...34 %, Большие значения фактической относительной экономии топливного газа можно объяснить за счет большего численного значения коэффициента регенерации теплоты отходящих газов, который при испытаниях оказался на уровне 0,86...0,87.

В целом результаты проведенных испытаний регенераторов трубчатого типа, а также практика их использования на КС «Мострансгаз», свидетельствуют об их достаточно высоких теплотехнических показателях и возможности использования для замены вышедших из строя пластинчатых регенераторов. Решение о целесообразности использования регенеративных ГТУ на магистральных газопроводах, а также переводе безрегенеративных ГПА типа ГТК–10И и ГТК–25И для работы по регенеративному циклу должно обязательно базироваться на результатах технико-экономических расчетов.

Дело в том, что решение задачи по экономии топливного газа в газотурбинных установках за счет регенерации теплоты отходящих газов при замене старых регенераторов пластинчатого типа на регенераторы трубчатого типа, в частности производства Подольского машиностроительного завода, или переводе безрегенеративных установок типа ГТК–25И и ГТК–10И для работы по регенеративному циклу, естественно, изменяет эффективно-термодинамический режим работы ГПА.

В частности, регенераторы типа РВП–2400 производства Подольского машиностроительного завода, предназначенные для модерниза-

ции агрегатов типа ГТ–750–6А, имеют коэффициент регенерации теплоты отходящих газов на уровне 0,80...0,84 против = 0,7, что имели регенераторы установок ГТ–750–6 в исходном исполнении. Одновременно переход с пластинчатой поверхности нагрева на трубчатую в воздухоподогревателе, естественно, изменяет тепловые и гидравлические характеристики регенератора. Все это вызывает необходимость введения определенного критерия для оценки правильности выбора соотношения массовых скоростей нагревающего и нагреваемого потоков по регенератору, что, в свою очередь, определяет правильность выбора и падения давлений теплоносителей в пределах регенератора и в конечном счете получение максимально возможного КПД установки при ее модернизации за счет введения регенерации. Для регенеративной схемы ГТУ оптимальный гидравлический режим работы воздухоподогревателей должен определяться минимумом потерь мощности установки на гидравлические сопротивления:

$$\frac{G_1}{\rho_{m1}} \Delta P_1 + \frac{G_2}{\rho_{m2}} \Delta P_2 = V_1 \cdot \Delta P_1 + V_2 \cdot \Delta P_2 = \min, \quad (4.25)$$

где G_1 и G_2 – массовые потоки теплоносителей в пределах регенератора, кг/с; ρ_{m1} и ρ_{m2} – средние плотности соответственно горячего и холодного потоков теплоносителей в пределах регенератора; V_1 и V_2 – объемные расходы горячего (V_1) и холодного (V_2) теплоносителей, м³/с; ΔP_1 и ΔP_2 – гидравлические сопротивления со стороны горячего и холодного теплоносителей. Падение давления потоков обычно определяется величиной сопротивления трения и величиной местных сопротивлений (повороты потока, расширения, сужения и т. п.).

Следует заметить, что максимальная интенсивность теплопередачи в любых теплообменных аппаратах, как известно, достигается при численном равенстве коэффициентов теплоотдачи от нагревающего потока к стенке и от стенки к нагреваемому потоку, что практически соответствует равенству массовых скоростей теплоносителей. Несмотря на то, что при этих условиях поверхность теплообменного аппарата получается минимальной, выбор скоростей теплоносителей при проектировании воздухоподогревателей должен определяться с учетом соотношения (4.25) – по условию минимальных энергозатрат на преодоление гидравлических сопротивлений по газовоздушным трактам регенератора. Именно это условие и определяет практически различие в гидравлических сопротивлениях по газовому и воздушному трактам регенератора.

Обычно гидравлическое сопротивление по воздушному тракту регенератора в 2,5...3 раза выше, чем по газовому.

Анализ теплогидравлических характеристик, в частности, регенератора РВП-2400, используемого при модернизации агрегатов типа ГТ-750-6, показывает, что сопротивление тракта продуктов сгорания регенератора находится на уровне 0,002 МПа, а сопротивление воздушного тракта – на уровне 0,007 МПа, что примерно в 3,5 раза выше по абсолютной величине, чем по газовому тракту, хотя величина относительного сопротивления у них примерно одинакова (на уровне 1,6...2,0).

4.3. Газотурбинные установки со ступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением и со ступенчатым расширением и промежуточным подводом теплоты

В основе данного подхода лежит стремление в уменьшении затрачиваемой работы на сжатие воздуха в компрессоре и увеличении работы, получаемой при расширении рабочего газа в турбине.

Из термодинамики известно, что затрачиваемая работа на сжатие газа при прочих равных условиях будет наименьшей, если процесс осуществляется изотермически (процесс 3-4', рис. 4.8). Но для этого необходимо интенсивно и непрерывно отводить теплоту q от воздуха на протяжении всего процесса сжатия, что конструктивно, т. е. практически, невозможно осуществить.

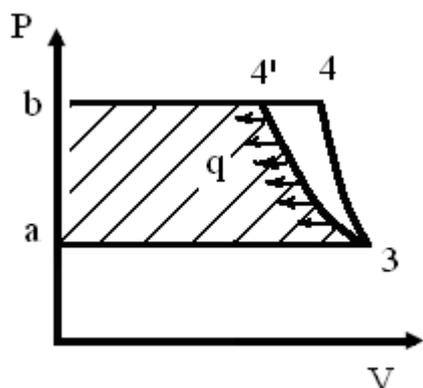


Рис 4.8. Процессы сжатия:
(3-4') – изотермического;
(3-4) – адиабатного

На практике процесс сжатия в компрессоре приближается к адиабатическому (процесс 3-4), поскольку процесс осуществляется очень быстро. На рис. 4.8. площадь $ab4'3$ показывает работу L_1 , затрачиваемую на изотермическое сжатие в изотермическом компрессоре, а площадь $ab43$ – на адиабатическое сжатие L_{ab} , причем $L_{ab} > L_1$. Чтобы приблизить процесс к изотермическому и тем самым уменьшить затрачиваемую ра-

боту, применяется ступенчатое сжатие с охлаждением воздуха после каждой ступени в промежуточных холодильниках (рис. 4.9).

Очевидно, что, чем больше таких ступеней с холодильниками, тем ближе к изотермическому станет и процесс сжатия.

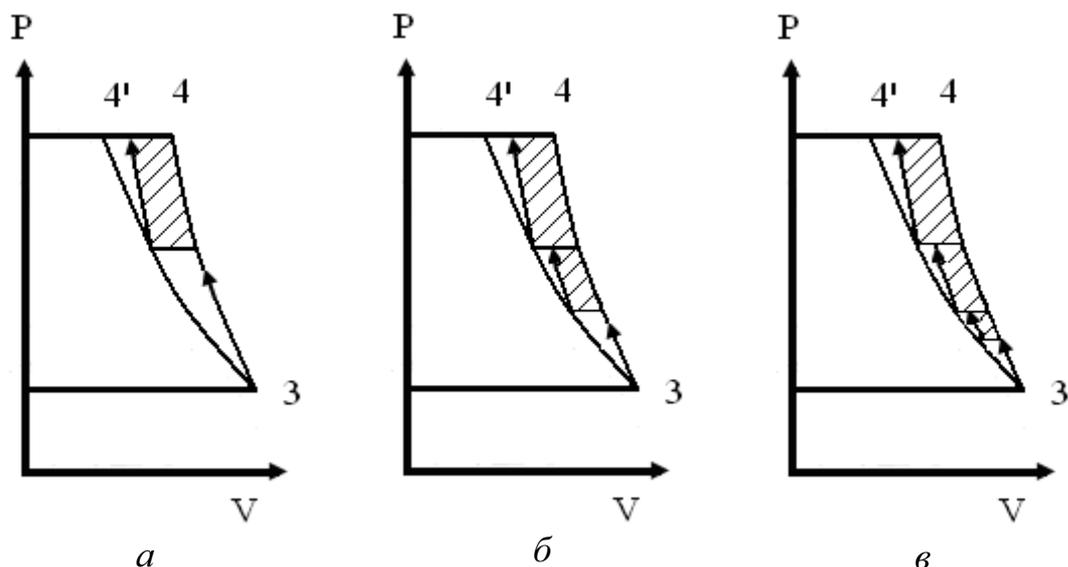


Рис. 4.9. Процессы ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением: а, б, в – соответственно двухступенчатое, трехступенчатое и четырехступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением после каждой ступени

На рис. 4.9 заштрихованные площади соответствуют уменьшению работы сжатия при ступенчатом сжатии и промежуточном охлаждении по сравнению с процессами сжатия без охлаждения. Они соответствуют увеличению полезной работы ГТУ в целом, что наглядно видно из рис. 4.10.

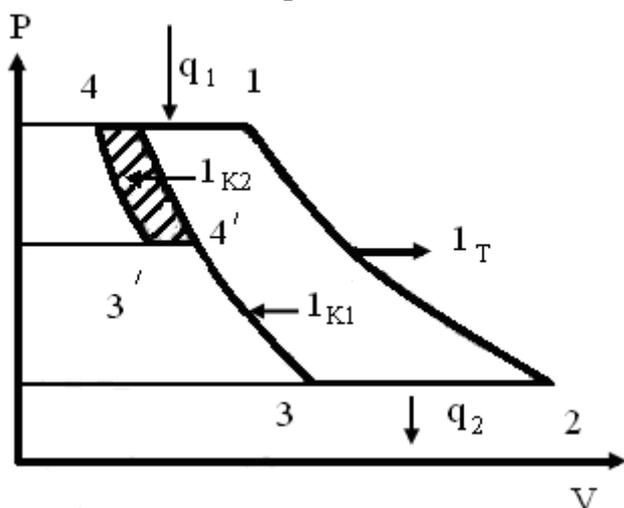


Рис. 4.10. Цикл ГТУ со ступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением

Конструктивно ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением можно осуществить в двухкомпрессорном двигателе (рис. 4.10). Воз-

дух после первой ступени сжатия в компрессоре низкого давления (КНД) (процесс 3–4') направляется в промежуточный холодильник и охлаждается там (процесс 4–3'). Затем воздух поступает в компрессор высокого давления (КВД) и происходит вторая ступень сжатия (процесс 3'–4). Установки при использовании ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением будут все более дорогими и сложными по мере увеличения числа ступеней, кроме того, будут возрастать потери за счет дополнительных гидравлических сопротивлений, т. к. при этом воздух на выходе из компрессора имеет более низкую температуру, то надо подводить большее количество топлива в камеру сгорания для достижения максимальной температуры цикла T_1 .

На рис. 4.11 представлена схема и на рис. 4.12 – цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха и регенерацией в TS-диаграмме.

На диаграммах показаны следующие процессы: 3–4' – сжатие воздуха в КНД; 4'–3' – изобарное охлаждение воздуха в холодильнике; 3'–4 – сжатие воздуха в КВД; 4–4_р – изобарный нагрев воздуха в регенераторе; 4_р–1 – изобарный подвод теплоты в камере сгорания; 1–2 – расширение рабочего газа в газовой турбине; 2–2_р – изобарное охлаждение отработавших газов в регенераторе; 2_р–3 – изобарный отвод теплоты с уходящими газами в атмосферу (условный замыкающий цикл процесс).

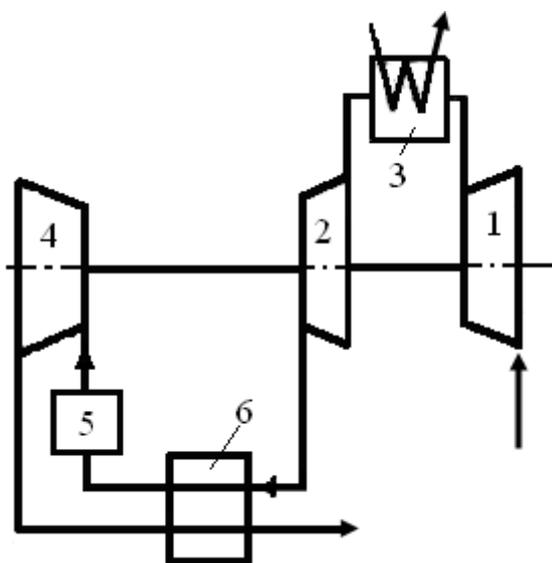


Рис.4.11. Цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением и регенерацией: 1 – КНД; 2 – КВД; 3 – холодильник; 4 – газовая турбина; 5 – камера сгорания; 6 – регенератор

Внутренний КПД ГТУ с промежуточным охлаждением:

$$\eta_{i_{\text{вн}}} = \frac{L_i}{q_{\text{КС}}} = \frac{L_T \cdot \eta_T^i - (L_{K1}/\eta_{K1} + L_{K2}/\eta_{K2})}{q_{\text{КС}}}, \quad (4.23)$$

где L_i – полезная внутренняя работа ГТУ, равная разности между работой турбины 4 и работой компрессоров 1 и 2; $q_{\text{КС}}$ – удельный расход

теплоты в камере сгорания; L_{K1} и L_{K2} – работа изоэнтропного сжатия компрессоров 1 и 2; L_T – работа изоэнтропного расширения в турбине.

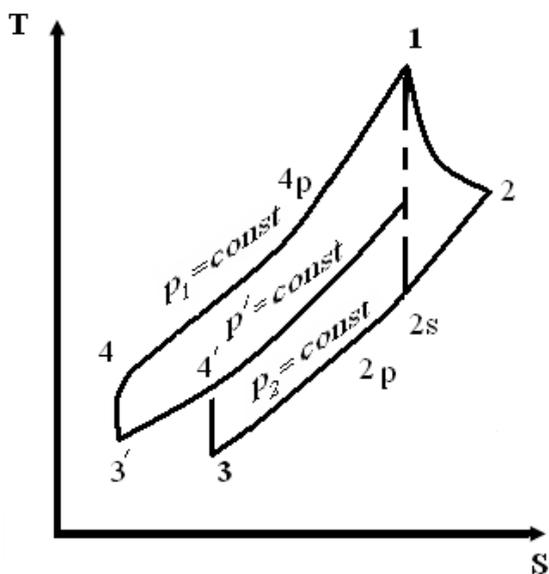


Рис. 4.12. Цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением и регенерацией в TS-диаграмме

С выводом и анализом выражения для внутреннего КПД рассматриваемой установки можно ознакомиться в специальной литературе, например [7]. Отметим лишь, что КПД немного выше, чем КПД простой ГТУ. Главным здесь является повышение полезной работы 1 кг рабочего газа ГТУ, что приводит к тому, что заданную мощность двигателя можно получить при меньшем общем количестве воздуха в цикле ГТУ, а это, в свою очередь, приводит к снижению веса, стоимости и габаритов установки в целом.

Повышение экономичности, снижение удельного расхода воздуха и газа, а следовательно, увеличение единичной мощности могут быть достигнуты также при помощи ступенчатого расширения с промежуточным подводом теплоты в камерах сгорания, расположенных последовательно по ходу газа между турбинами. В этом случае процесс расширения приближается к изотермическому, а это приводит к увеличению (заштрихованная площадь) располагаемой работы турбины (рис. 4.13).

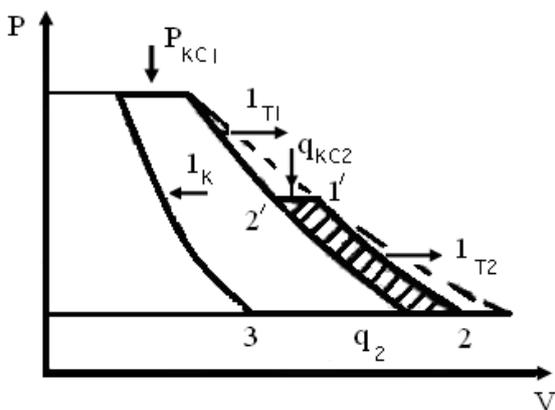


Рис. 4.13. Цикл ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа

Схема ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа представлена на рис. 4.14.

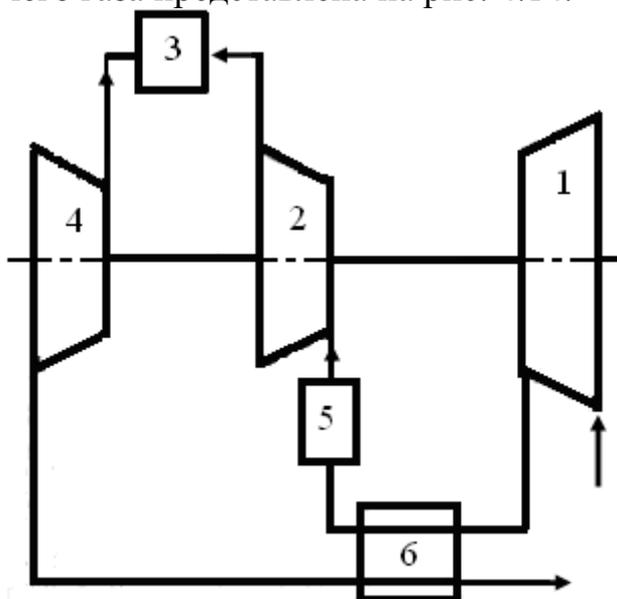


Рис. 4.14. Схема ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа:

1 – компрессор; 2 – турбина высокого давления (ТВД);
3 – камера сгорания низкого давления (КСНД); 4 – турбина низкого давления (ТНД);
5 – камера сгорания высокою давления (КСВД); 6 – регенератор

Воздух из компрессора 1, пройдя регенератор 6, поступает в КСВД 5, после которой рабочий газ с температурой t_1 направляется в ТВД 2. Здесь происходит частичное расширение газа. После ТВД рабочий газ отводится в КСНД 3, в которой за счет дополнительного сжигания топлива его температура повышается до t_1 . Ввиду большого коэффициента избытка воздуха после КСВД сжигание топлива в КСНД происходит интенсивно без дополнительной подачи воздуха. Из КСНД 3 рабочий газ поступает в ТНД 4, после которой проходит через регенератор 6, где отдает часть своей теплоты воздуху. Цикл ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом и регенерацией изображен на рис. 4.16. Здесь показаны следующие процессы: 3–4 – сжатие воздуха в компрессоре 1; 4–4_p – подогрев воздуха в регенераторе 6; 4_p–1 – подвод теплоты в КСВД 5; 1–2' – расширение рабочего газа в ТВД 2; 2'–1' – подвод теплоты в КСНД 3; 1'–2 – расширение рабочего газа в ТНД 4; 2–2_p – охлаждение рабочего газа в регенераторе 6; 2_p–3 – отдача теплоты в окружающую среду (условный, замыкающий цикл процесс).

Отметим, что только при больших ($\pi > 5$) степенях повышения давления имеет место увеличение внутреннего КПД ГТУ со ступенчатым подводом тепла.

Например, схема с двухступенчатым подводом теплоты (расширением) и одноступенчатым сжатием без регенерации теплоты практически убыточна, так как в этом случае для достижения наивыгоднейшего режима необходимо обеспечить высокую степень повышения давления, что трудно осуществить и термодинамически невыгодно в условиях одноступенчатого сжатия.

Наибольший эффект дает комплексное использование ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением, ступенчатого расширения с промежуточным подводом тепла и регенерации теплоты уходящих газов для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания. Принципиальная схема такой установки приведена на рис. 4.15. Такие двигатели, как правило, выполняются двух- или трехвальными.

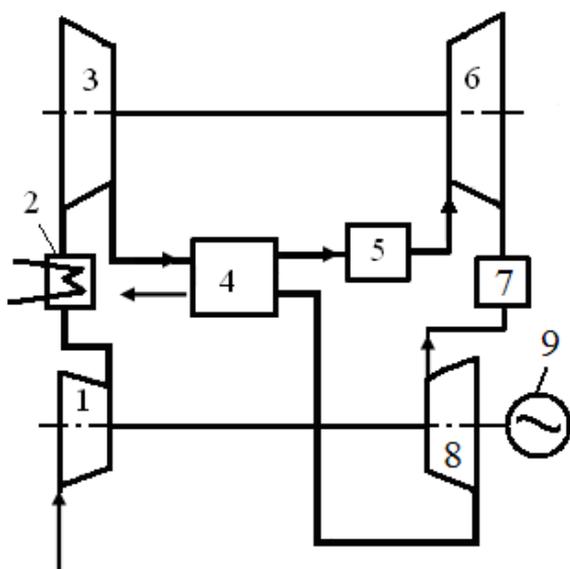


Рис. 4.15. Принципиальная схема ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением и двухступенчатым расширением с промежуточным подводом теплоты:

- 1 – КНД; 2 – холодильник; 3 – КВД;
- 4 – регенератор; 5 – КСВД;
- 6 – ТВД; 7 – КСНД; 8 – ТНД;
- 9 – нагрузка

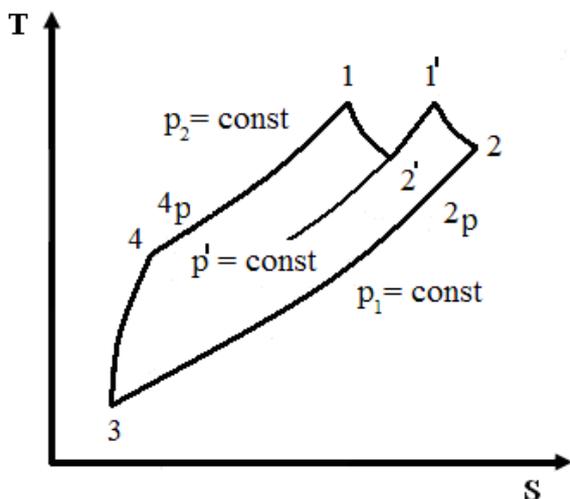


Рис. 4.16. Цикл ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа

Цикл в PV - и TS -диаграммах приведен на рис. 4.17. В этих диаграммах показаны следующие процессы: 3–4' – сжатие воздуха в КНД–2; 4'–3' – охлаждение воздуха в холодильнике 2; 3'–4 – сжатие воздуха в КВД–3; 4–4_p – подгрев воздуха в регенераторе 4.

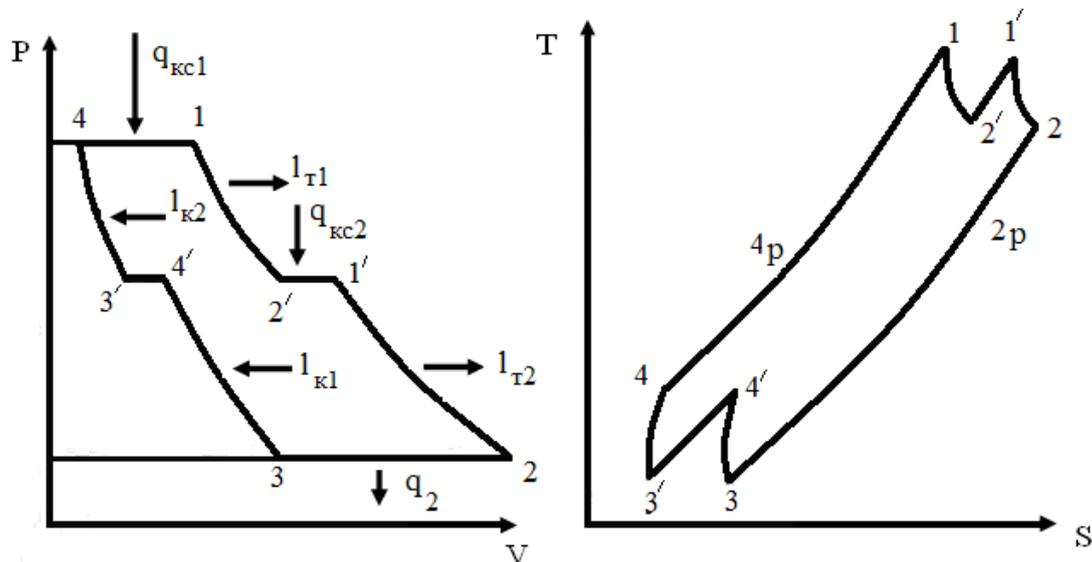


Рис.4.17. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты промежуточным охлаждением при сжатии и промежуточным подгревом при расширении в PV - и TS -диаграммах

4_p–1 – подвод теплоты в КСВД 5; 1–2 – расширение рабочего газа в ТВД 6; 2'–1' – подвод теплоты в КСНД 7; 1'–2 – расширение рабочего газа в ТНД 8; 2–2_p – отвод теплоты в регенераторе 4; 2_p–3 – отвод теплоты в окружающую среду (условно замыкающий цикл процесс).

Преимущество ГТУ, работающей по рассмотренной схеме по сравнению с простой, заключается, во-первых, в значительном увеличении удельной работы и, во-вторых, в повышении КПД двигателя до 32...36 %.

4.4. Замкнутые газотурбинные установки

Применение установок связано с целью повышения единичной мощности и эффективности ГТУ за счёт изменения массового расхода рабочего тела при неизменной степени повышения давления в цикле, что невозможно в ГТУ открытого цикла.

Принципиальная схема замкнутой ГТУ показана на рис. 4.18. Отработавший в турбине 3 газ после регенератора 6 не удаляется в атмосферу, как в ГТУ открытого типа, а направляется в охладитель 5. Там он охлаждается до температуры T_3 , при этом давление его снижается до P_2 . Охладитель представляет собой теплообменник поверхностного типа,

в котором охлаждающей средой служит обычная вода. С точки зрения термодинамики, охладитель 5 выполняет роль теплоприёмника (холодного источника). Охлажденный газ поступает в компрессор 4, где сжимается от P_2 до P_1 , за счет чего температура его повышается от T_3 до T_4 . После компрессора газ направляется в регенератор 6, в котором подогревается за счёт газов, выходящих из турбины 3.

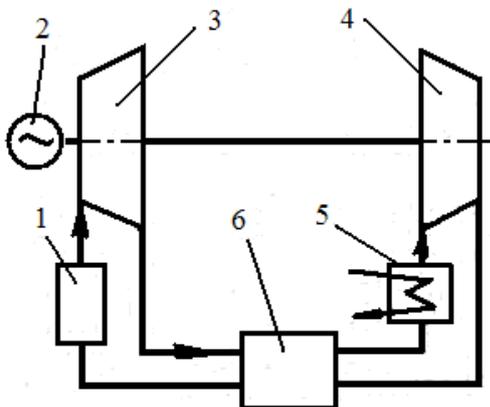


Рис. 4.18. Принципиальная схема замкнутой ГТУ:

1 – нагреватель (воздушный котёл);
2 – нагрузка; 3 – турбина; 4 – компрессор;
5 – охладитель; 6 – регенератор

В замкнутых ГТУ вместо камеры сгорания устанавливается нагреватель 1, в котором рабочее тело (газ или воздух) пропускается внутри трубок. Снаружи эти трубки нагреваются за счет тепла, выделяющего при сгорании топлива в топке, которая по принципу работы схожа с топкой паровых котлов. Поэтому нагреватель ГТУ иногда называют «воздушным котлом». В нагревателе 1 температура рабочего газа резко возрастает до T_1 , далее газ поступает в турбину 3, где расширяется, совершая работу. Температура при этом падает до T_2 . Турбина вращает компрессор 4, а избыточную часть своей мощности отдает потребителю 2. Далее отработавший газ, имея достаточно высокую температуру, направляется в регенератор, где отдает часть своего тепла на подогрев газа, движущегося из компрессора 4 в нагреватель 1. Затем цикл снова повторяется.

Нетрудно заметить, что в замкнутой ГТУ циркулирует одно и то же массовое количество рабочего тела, если не считать незначительной по величине утечки газа из контура через различные неплотности, которая автоматически восполняется из специального устройства (на рис. 4.18 не показано). Мощность установки регулируется изменением давления газа в её контуре за счет изменения массового расхода рабочего газа при сохранении практически неизменными степени повышения давления π , а также T_1 и T_3 (максимальной и минимальной температур цикла) с помощью специального центробежного регулятора (на рис. 4.18 также не показан). Кроме того, при уменьшении нагрузки число оборотов турбины уменьшается, т. е. уменьшается число циклов за единицу времени.

Замкнутые ГТУ по сравнению с открытыми обладают следующими преимуществами:

- 1) *благодаря отсутствию в циркулирующем газе веществ, вызывающих коррозию и эрозию лопаточного аппарата, значительно повышается надёжность и долговечность турбины;*
- 2) *замкнутые ГТУ могут работать на любых видах топлива, в том числе на твердом и тяжелых сортах жидкого топлива (мазутах);*
- 3) *замкнутые ГТУ могут работать на атомной энергии;*
- 4) *путем повышения начального давления газа перед компрессором можно в широких пределах увеличивать его весовой расход в ГТУ. А это дает возможность либо в соответствующее число раз увеличить единичную мощность установки, либо же при неизменной мощности значительно снизить вес её за счёт уменьшения поверхности теплообменников, размеров ГТУ и диаметров трубопроводов;*
- 5) *в связи с тем что в замкнутых ГТУ мощность регулируется изменением давления газа в контуре, КПД установки на различных режимах нагрузки в широком диапазоне остается неизменным;*
- 6) *в качестве рабочего тела можно использовать, кроме воздуха, любые газообразные вещества, либо обладающие лучшими теплофизическими свойствами, либо позволяющие сделать цикл установки более совершенным и выгодным с термодинамической точки зрения, либо имеющие какие-то другие ценные достоинства.*

Примером тому может служить гелий, обладает лучшими теплофизическими свойствами, чем воздух, но он значительно дороже и отличается огромной текучестью. То обстоятельство, что гелий при прохождении через атомный реактор не становится радиоактивным, является решающим в деле использования его в качестве теплоносителя в атомных установках с газовыми реакторами.

Основной недостаток – громоздкость и сложность (громадный «воздушный» котел).

4.5. Многовальные ГТУ

Основная цель создания подобных установок – деление турбины на две и более ступеней с их независимым друг от друга числом оборотов, что позволяет регулировать мощность ГТУ при частичных нагрузках, не снижая эффективности изменением расхода топлива и воздуха.

В настоящее время существует тенденция к увеличению единичной мощности ГТУ. Наиболее просто вопрос о повышении единичной мощности решается в замкнутых ГТУ. Там это достигается путем соответ-

вующего увеличения давления, а следовательно, и массового расхода газа, циркулирующего в замкнутом контуре.

Вопрос о повышении единичной мощности, а также экономичности в открытых ГТУ в настоящее время решается путем применения многовальных схем. Многовальные ГТУ дают возможность повысить эффективность ГТУ особенно при работе на частичных (неполных) нагрузках. Это наглядно видно из рис. 4.19. Здесь N_s – нагрузка в процентном отношении; η – КПД соответствующий различным значениям частичной нагрузки, т. е. при данной нагрузке; η_n – КПД при полной нагрузке; η/η_n – относительный КПД

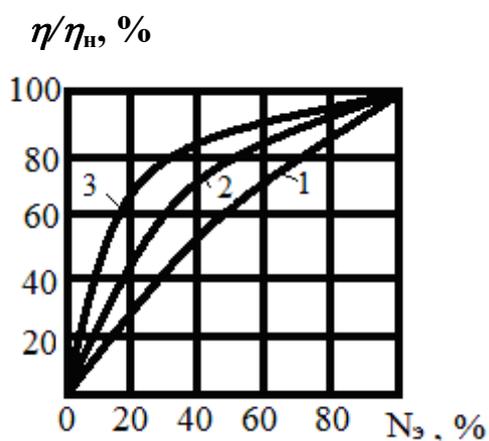


Рис. 4.19. Изменение относительного КПД ГТУ в зависимости от нагрузки:

1 – простая одновальная ГТУ открытого цикла; 2 – двухвальная ГТУ открытого цикла; 3 – замкнутая ГТУ

Из графика видно, что слабее всего снижается КПД при уменьшения нагрузки у ГТУ замкнутого типа (кривая 3), в которой мощность регулируется изменением массового расхода рабочего газа при неизменной T_1 . Наиболее резко снижается КПД при уменьшении нагрузки у простой одновальной ГТУ открытого типа (кривая 1). Происходит это потому, что мощность в установке данного типа регулируется только изменением расхода топлива. Доля нагрузки уменьшается, уменьшают расход топлива, а при этом расход воздуха остается постоянным, поскольку компрессор, газовая турбина и нагрузка жестко связаны одним валом. Уменьшение расхода топлива, таким образом, ведет к уменьшению T_1 , что уменьшает КПД ГТУ. Значительно в меньшей степени КПД снижается у двухвальной установки открытого типа (кривая 2).

Отсюда вывод, что всегда, когда по условиям эксплуатации большую часть времени приходится работать на частичных нагрузках, целесообразно применять многовальные ГТУ.

Дадим объяснение этому явлению. Рассмотрим для примера наиболее простую двухвальную установку с независимой силовой турбиной (рис. 4.20). В такой установке турбина разделена на 2 части.

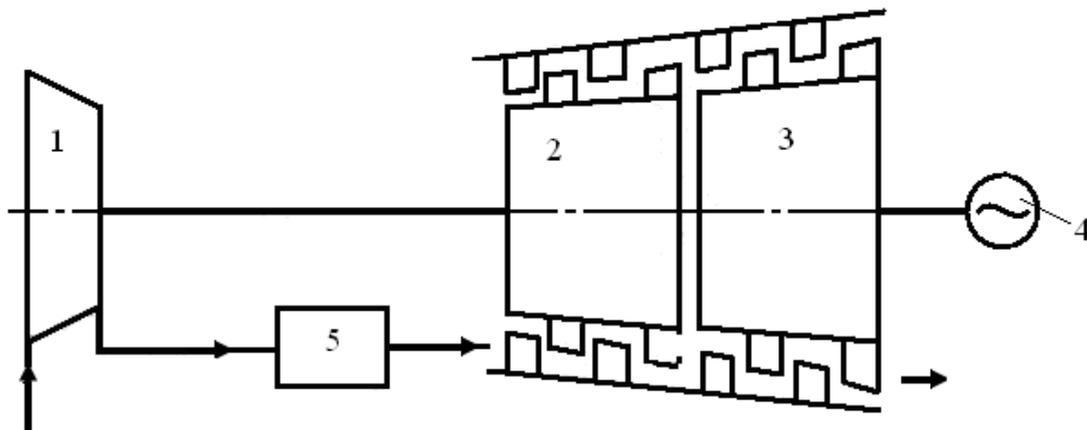


Рис.4.20. Схема простой двухвальной ГТУ открытого цикла:

1 – компрессор; 2 – ТВД; 3 – ТНД (силовая); 4 – нагрузка; 5 – камера сгорания

Одна часть, обычно высокого давления 2, служит приводом компрессора 1 и может работать с переменным числом оборотов. Вторая часть, силовая турбина 3, работает со строго постоянным числом оборотов, если она предназначена для привода электрогенератора, и может иметь практически любую скорость вращения, если она предназначена для привода нагнетателя. Регулирование в ГТУ этого типа осуществляется не только путем изменения расхода топлива, но и за счет изменения расхода воздуха, подаваемого компрессором 1.

Такой метод позволяет значительно меньше снижать или вообще не снижать температуру T_1 при работе на частичных нагрузках и тем самым поддерживать КПД цикла на более высоком уровне.

4.6. Комбинированные двигатели

Применяются с целью повышения КПД при комбинировании двигателей за счет расширения диапазона минимальной и максимальной температур цикла. На самом деле, для цикла справедливо:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}. \quad (4.24)$$

При сочетании ДВС и ГТУ, а также ГТУ и ПТУ (паротурбинной установки) температурный диапазон увеличивается, тем самым повышается КПД комбинированных установок.

Рассмотрим следующие виды комбинированных двигателей:

- 1) ГТУ с поршневыми камерами сгорания (ДВС + ГТУ);
- 2) парогазовая установка (ГТУ + ПТУ).

Газотурбинная установка с поршневыми камерами сгорания представляет собой энергетическую установку, в которой газовая тур-

бина работает совместно со свободнопоршневым генератором газа (СПГГ). В этих установках удачно сочетаются положительные качества турбины (меньший вес и габариты, способность работы с большим числом оборотов и т. д.) с относительно высокой экономичностью ДВС.

Принципиальная схема ГТУ с СПГГ приведена на рис. 4.21.

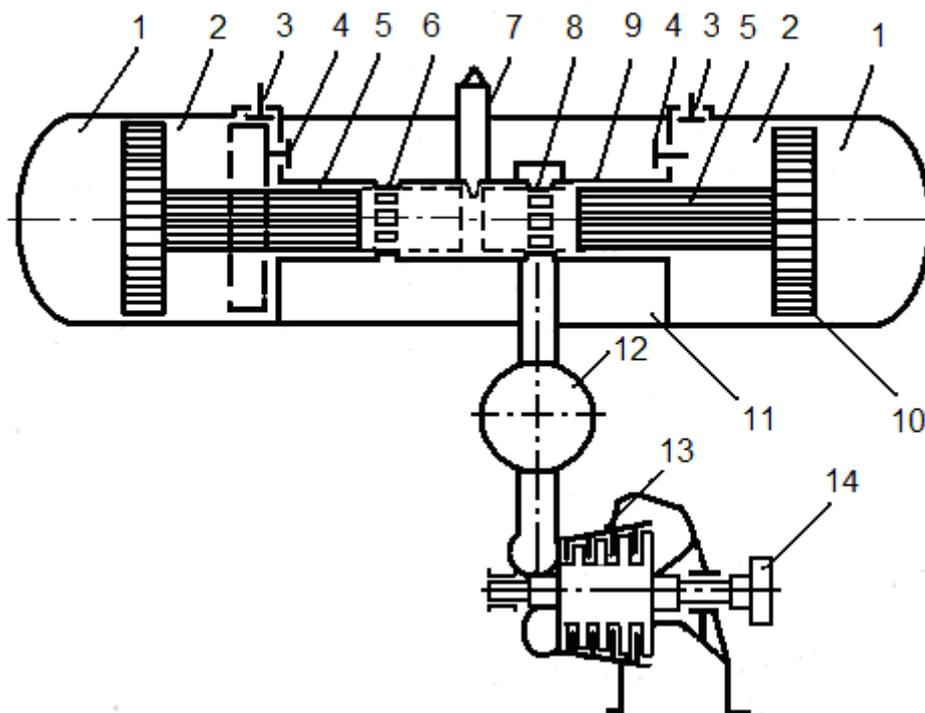


Рис. 4.21. ГТУ с поршневыми камерами сгорания:

1 – буферная полость; 2 – компрессорные полости; 3 – впускные клапаны;
4 – перепускные клапаны; 5 – поршень; 6 – продувочные окна; 7 – форсунка;
8 – выпускные окна; 9 – цилиндр («дизельный»); 10 – поршни компрессоров;
11 – продувочный ресивер; 12 – уравниватель ресивер; 13 – турбина; 14 – нагрузка

Роль компрессора и одновременно камеры сгорания выполняет СПГГ, который по принципу действия напоминает двухтактный дизель высокого наддува с противоположно движущимися поршнями. Поршни 10 компрессоров при движении навстречу друг друга сжимают воздух и вытесняют его из полостей 2 через клапаны 4 в продувочный ресивер 11. Оттуда, через продувочные окна 6, воздух поступает в «дизельный» цилиндр 9 сначала для его продувки, а затем для наполнения свежим зарядом. Когда поршни 5 сблизятся и займут почти крайнее относительно друг друга положение, в цилиндр 9 через форсунку 7 впрыскивается топливо. Так же как в дизеле, оно самовоспламеняется от сжатия. Вследствие расширения газов в цилиндре 9 при сгорании топлива поршни 5 начинают расходиться в противоположные стороны. При этом поршни 10, жестко связанные с поршнями 5, сжимают воздух в буферных полостях 1.

Одновременно через клапаны 3 всасывается атмосферный воздух в компрессорные полости 2. Далее, как только поршень 5 откроет выпускные окна 8, газы из дизельного цилиндра выпускаются в уравнительной ресивер 12, а из него смесь газов с продувочным воздухом при температуре 450...600 °С направляется в турбину 13, развиваемая турбиной мощность почти целиком отдается потребителю 14. Для перемещения поршней снова навстречу друг другу используется энергия сжатого воздуха, находящегося в буферных полостях 1. Затем все повторяется.

Имеется синхронизатор для обеспечения согласованности перемещений поршневых групп.

КПД ГТУ с СПГГ составляет 0,3...0,35, а иногда больше 0,40. Высокая их экономичность объясняется большим перепадом температур, с которым осуществляется рабочий процесс. Высшей температурой является температура сгорания топлива в «дизельном» цилиндре (порядка 1800 °С), а низшей – температура газов, выпускаемых из турбины (200...300 °С).

В простой ГТУ, чтобы снизить температуру продуктов сгорания с 1800 °С до допустимой T_1 , приходится специально увеличивать коэффициент избытка воздуха до 4...8, для чего требуется соответствующее увеличение производительности компрессора, а, следовательно, и мощности, затрачиваемой на его привод. В СПГГ необходимое снижение температуры газов до T_1 достигается в результате их расширения в «дизельном» цилиндре. Причем за счет этого поршни совершают полезную работу – сжатие воздуха в компрессорных полостях до заданного давления.

ГТУ с СПГГ применяются на некоторых судах, локомотивах и на стационарных объектах различного назначения.

Основной недостаток ГТУ с СПГГ – определенная сложность и недоработанность самого СПГГ. Это существенно снижает надежность и долговечность их работы, а в итоге ограничивает темпы и масштабы их внедрения.

Парогазовые установки (ПГУ) рационально сочетают в себе особенности парового и газотурбинного циклов. Упрощенная принципиальная схема ПГУ приведена на рис. 4.22.

Установка работает следующим образом. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре 1 до давления 0,6...0,7 МПа и направляется в парогенератор (паровой котел) 2. Туда же подается топливо, которое сгорает при температуре 1800 °С. На выходе из парогенератора температура продуктов сгорания снижается до 700 °С за счет передачи теплоты на нагрев воды и производство пара.

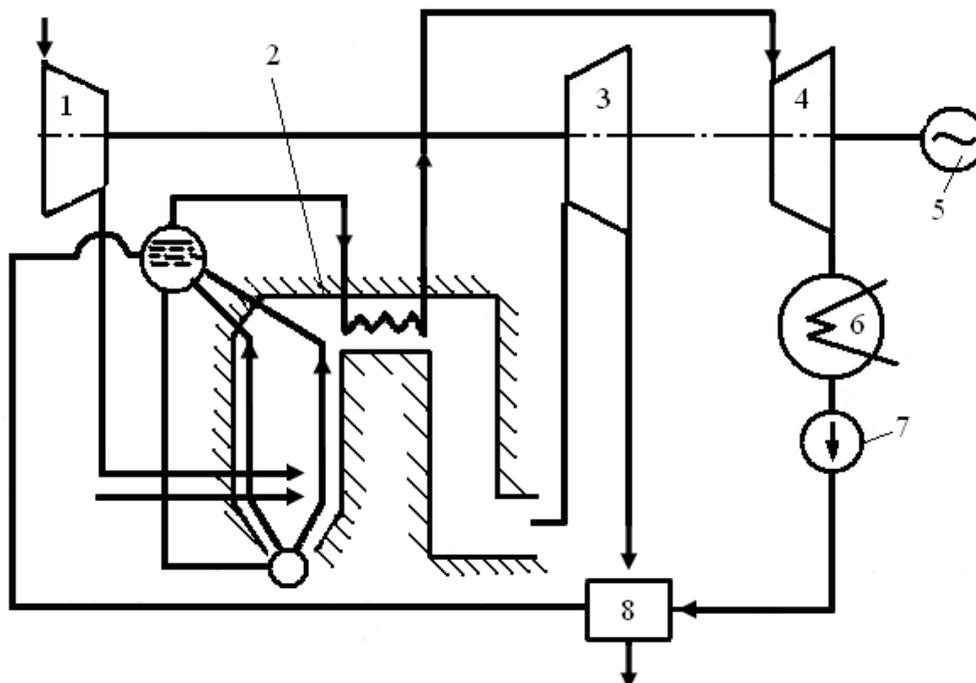


Рис. 4.22. Принципиальная схема ПГТУ:

1 – компрессор; 2 – парогенератор; 3 – газовая турбина; 4 – паровая турбина;
5 – нагрузка; 6 – конденсатор; 7 – насос; 8 – система теплообменников

Полученный перегретый пар с давлением 13 МПа и температурой 560 °С поступает в паровую турбину 4, где расширяясь до глубокого вакуума, совершает работу, и далее конденсируется в конденсаторе 6. Конденсат (питательная вода) подается насосом 7 в систему теплообменников 8, где нагревается до температуры кипения, и далее в парогенератор 2, таким образом, паровой цикл замыкается.

Газотурбинная часть установки работает по принципу открытой ГТУ. Продукты сгорания поступают в газовую турбину 3 и расширяются там. Отработав в турбине, они пропускаются через систему теплообменников 8, где охлаждаются питательной водой до температур 170 °С и затем удаляются в атмосферу.

Цикл комбинированной парогазовой установки (рис. 4.23) строится для 1 кг водяного пара и соответствующего количества газа, приходящегося на 1 кг воды.

В цикле газотурбинной установки подводится теплота, равная площади $a-5-1-g$, и получается полезная работа $L_{цп}$, равная площади $1-2-3-4-5$. В цикле паротурбинной установки при его отдельном осуществлении количество подведенной теплоты равно площади $b-8-9-10-11-6-e$, а полезная работа $L_{цп}$ – площади $6-7-8-9-10-11$. Теплота отработавших в турбине газов, равная площади $a-4-2-g$, при отдельном осуществлении обоих циклов выбрасывается в атмосферу. В парогазовом

цикле теплота, выделяющаяся при охлаждении газов по линии 2–3 и равная площади б–3–2–г, не выбрасывается в атмосферу, а используется на подогрев питательной воды по линии 8–9 в системе теплообменников 8. Теплота, затрачиваемая на образование пара в котле, уменьшается на количество, равное заштрихованной площадке в–8–9–д, а эффективность комбинированного цикла увеличивается, поскольку суммарная полезная работа обоих циклов $L_{\text{ИГ}} + L_{\text{ЦП}}$ одинакова при совместном и раздельном их осуществлении.

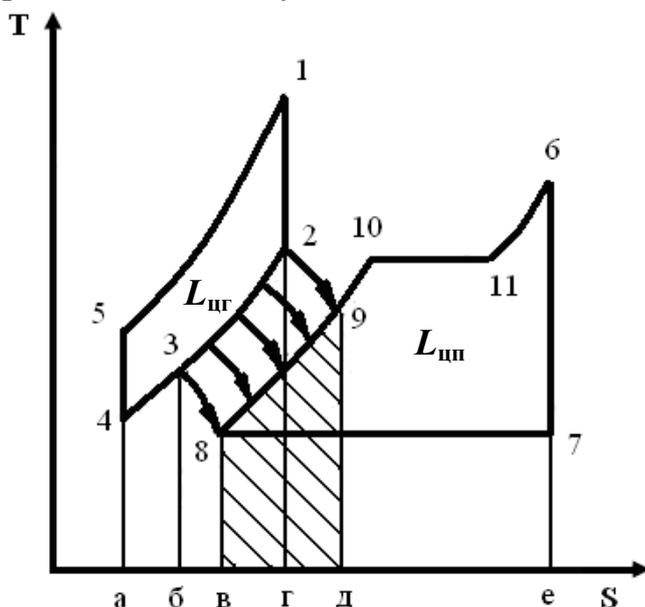


Рис. 4.23. Цикл парогазовой установки

ПГТУ имеют довольно высокий КПД примерно 42 %. Это объясняется следующим образом. Рассмотренный парогазовый цикл, с точки зрения термодинамики, представляет бинарный цикл, состоящий из газовой и паровой ступеней. В газовой ступени используется более высокая температура рабочего тела (700...800 °С), чем в современных паровых установках (400...550 °С), т. е. средняя температура подвода тепла в парогазовом цикле выше, чем в паровом цикле. В то же время паровая ступень позволяет воспользоваться преимуществом парового цикла, в котором температурный уровень отвода тепла в теплоприемник близок к температуре окружающей среды, а в газотурбинном цикле он значительно выше даже после регенератора. Поэтому КПД парогазовой установки будет выше, чем КПД ГТУ и ПТУ в отдельности.

Еще одно преимущество. В связи с тем, что сжигание топлива в парогенераторе осуществляется под давлением (0,6...0,7 МПа), значительно увеличивается коэффициент теплопередачи и теплонапряженность топочного объема. Благодаря этому в 2...3 раза и более уменьшаются размеры поверхностей нагрева, а также вес и габариты парогенератора в целом, по сравнению с обычным котлом. Отсюда металлоемкость и стоимость парогенераторов уменьшается.

5. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

5.1. Термодинамический расчет газотурбинных установок

Термодинамический расчет ГТУ проводится с целью определения оптимальной степени повышения давления при сжатии π , а также для определения параметров и характеристик рабочего процесса, основных показателей ГТУ, соответствующих оптимальной величине π .

Все расчеты обычно ведутся по удельным величинам, отнесенным к одному килограмму сухого воздуха, поступившего на сжатие в компрессор ГТУ. Рабочим телом (сухой воздух) цикла ГТУ является идеальный газ, подчиняющийся уравнению Клайперона.

В действительности рабочими телами ГТУ являются многокомпонентными реальными газы (влажный воздух, продукты сгорания). Для них практически невозможно построить точные таблицы и диаграммы. Поэтому возникла необходимость принимать в качестве рабочих тел эталонных процессов ГТУ идеальные газы того же состава, что и действительные рабочие газы. Кроме того, в циклах современных ГТУ относительно низкие давления рабочего тела.

Общепринятые методы термодинамических исследований и расчетов ГТУ построены на основе адиабатических КПД компрессора (процесса сжатия) η_K и турбины (процесса расширения) η_T , теплового КПД камеры сгорания (учитывает потери на внешнее охлаждение по тракту компрессор – регенератор – камеры сгорания – турбина) $\eta_{КС}$.

Относительные адиабатические КПД компрессоров и газовых турбин определены как отношение удельных работ в реальных политропных процессах и удельных работ соответствующих адиабатных процессов:

$$\eta_K = \frac{L_K}{L_{K\partial}}; \eta_T = \frac{L_{T\partial}}{L_T}, \quad (5.1)$$

где L_K и L_T – удельная работа сжатия в идеальном компрессоре и расширения в идеальной турбине, соответственно; $L_{K\partial}$ и $L_{T\partial}$ – удельная работа сжатия в реальном компрессоре и расширения в реальной турбине.

Механические потери на трение в турбине и компрессоре учитываются их механическими КПД – η_{MT} и $\eta_{МК}$.

К числу важнейших характеристик цикла и показателей работы ГТУ относятся также: эффективный КПД установки $\eta_{ГТУ}$, коэффициент полезной мощности φ , удельный расход топлива B_T , удельный расход тепла $q_{ГТУ}$, удельный расход воздуха B_B .

При термодинамическом расчете принимают известными следующие величины:

- эффективная мощность ГТУ $N_{ГТУ}$ из технического задания на проектирование;
- температура наружного воздуха t_3 (принимается равной $+16\text{ }^\circ\text{C}$);
- температура газов перед турбиной t_1 (принимается из условия надежности и долговечности работы лопаточного аппарата турбины);
- степень регенерации μ .

Для нахождения оптимального соотношения степени повышения давления при сжатии выполняется варианты расчеты при различных значениях π .

При термодинамическом расчете эксплуатационных характеристик конкретной ГТУ степень повышения давления π определяется из технической характеристики установки. Ниже приводится упрощенная методика такого расчета для схемы ГТУ, приведенной на рис. 5.1

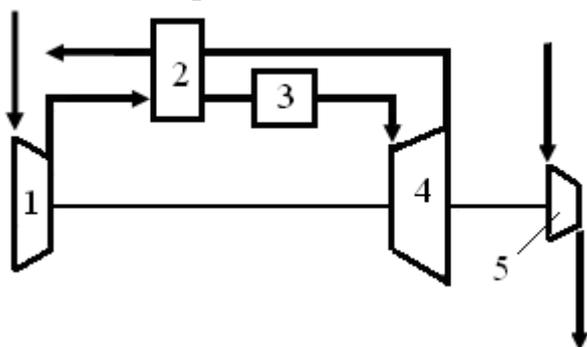


Рис. 5.1. Схема ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов:

- 1 – компрессор; 2 – регенератор;
3 – камера сгорания; 4 – турбина;
5 – нагнетатель

5.1.1. Порядок термодинамического расчета ГТУ

1. Степень повышения давления рабочего тела в цикле, адиабатный КПД компрессора и турбины определяются из технической характеристики установки.

2. Температура воздуха за компрессором в изоэнтропном процессе сжатия, К:

$$T_{4S} = T_3 \cdot \pi^{m_c} \quad (5.2)$$

3. Изменение температуры воздуха в изоэнтропном процессе сжатия, К:

$$\Delta T_{KS} = T_{4S} - T_3 \quad (5.3)$$

4. Изменение температуры воздуха в действительном процессе сжатия, К:

$$\Delta T_K = \Delta T_{KS} / \eta_K . \quad (5.4)$$

5. Температура воздуха за компрессором в действительном процессе сжатия, К:

$$T_4 = T_3 + \Delta T_K . \quad (5.5)$$

6. Теплоперепад в компрессоре в действительном процессе сжатия, кДж/кг:

$$H_K = C_{pB} \cdot \Delta T_K , \quad (5.6)$$

где C_{pB} – удельная массовая теплоёмкость воздуха, кДж/(кг · град).

7. Температура рабочего газа за турбиной в изоэнтропном процессе расширения, К:

$$T_{2S} = T_1 / \pi^{m_T} . \quad (5.7)$$

8. Изменение температуры рабочего газа в турбине при изоэнтропном процессе расширения, К:

$$\Delta T_{TS} = T_1 - T_{2S} . \quad (5.8)$$

9. Изменение температуры рабочего газа в турбине в действительном процессе расширения, К:

$$\Delta T_T = \Delta T_{TS} \cdot \eta_T . \quad (5.9)$$

10. Температура рабочего газа за турбиной в действительном процессе расширения, К:

$$T_2 = T_1 - \Delta T_T . \quad (5.10)$$

11. Теплоперепад в турбине в действительном процессе расширения, кДж/кг:

$$H_T = C_{pT} \cdot \Delta T_T , \quad (5.11)$$

где C_{pT} – удельная массовая теплоёмкость воздуха, кДж/(кг · град).

12. Температура воздуха за регенератором, К:

$$T_{4P} = T_4 + \mu \cdot (T_2 - T_4) \cdot \frac{C_{pT}}{C_{pB}} . \quad (5.12)$$

13. Температура рабочего газа за регенератором, К:

$$T_{2P} = T_2 - (T_{4P} - T_4) \cdot \frac{C_{pB}}{C_{pT} \cdot \eta_P} , \quad (5.13)$$

где η_P – КПД регенератора.

14. Полный коэффициент избытка воздуха, подаваемого в камеру сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_H^P \cdot \eta_{KC} + C_{pT} \cdot t_T - C_{pT} \cdot t_1}{V_0 \cdot \rho_B \cdot (C_{pT} \cdot t_1 - C_{pB} \cdot t_{4P})} . \quad (5.14)$$

15. Массовый расход воздуха на установку, кг/с:

$$M_B = \frac{N_{ГТУ}}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot V_0 \cdot \rho_B}\right) \cdot H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_K}{\eta_{МК}}}, \quad (5.15)$$

где V_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$; ρ_B – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

16. Расход топливного газа на турбину, кг/с:

$$M_T = M_B / (\alpha \cdot V_0 \cdot \rho_B). \quad (5.16)$$

17. Расход рабочего газа на турбину, кг/с:

$$M_G = M_B + M_T. \quad (5.17)$$

18. Мощность, развиваемая турбиной установки, кВт:

$$N_T = M_G \cdot H_T \cdot \eta_{MT}. \quad (5.18)$$

19. Мощность, потребляемая компрессором установки, кВт:

$$N_K = M_B \cdot H_K / \eta_{МК}. \quad (5.19)$$

20. Мощность газотурбинной установки, кВт:

$$N_{ГТУ} = N_T - N_K. \quad (5.20)$$

21. Эффективный КПД установки:

$$\eta_{ГТУ} = N_{ГТУ} / (M_T \cdot Q_H^P). \quad (5.21)$$

22. Коэффициент полезной мощности:

$$\varphi = N_{ГТУ} / N_T. \quad (5.22)$$

23. Удельный расход воздуха на установку, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$:

$$B_B = \frac{3600 \cdot M_B}{N_{ГТУ}}. \quad (5.23)$$

24. Удельный расход рабочего газа на установку, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$:

$$B_G = \frac{3600 \cdot M_G}{N_{ГТУ}}. \quad (5.24)$$

25. Удельный расход топливного газа на установку, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$:

$$B_T = \frac{3600 \cdot M_T}{N_{ГТУ}}. \quad (5.25)$$

26. Удельный расход тепла в установке, $\text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$:

$$q_{ГТУ} = \frac{3600 \cdot M_T \cdot Q_H^P}{N_{ГТУ}}. \quad (5.26)$$

5.1.2. Влияние температуры воздуха перед компрессором на основные показатели работы ГТУ

Рассмотрим влияние температуры воздуха перед компрессором (окружающей среды) t_3 на основные показатели работы ГТУ. Характер изменения основных показателей, рассчитанных при различных t_3 , представлен на рис. 5.2. Из графиков видно, что с увеличением t_3 КПД ГТУ $\eta_{ГТУ}$ и коэффициент полезной мощности ϕ уменьшаются, а удельные расходы топлива B_T , воздуха B_B и теплоты $q_{ГТУ}$ растут. Это связано с увеличением работы, затрачиваемой на сжатие воздуха в компрессоре, что наглядно видно на PV-диаграмме цикла ГТУ (рис. 5.3).

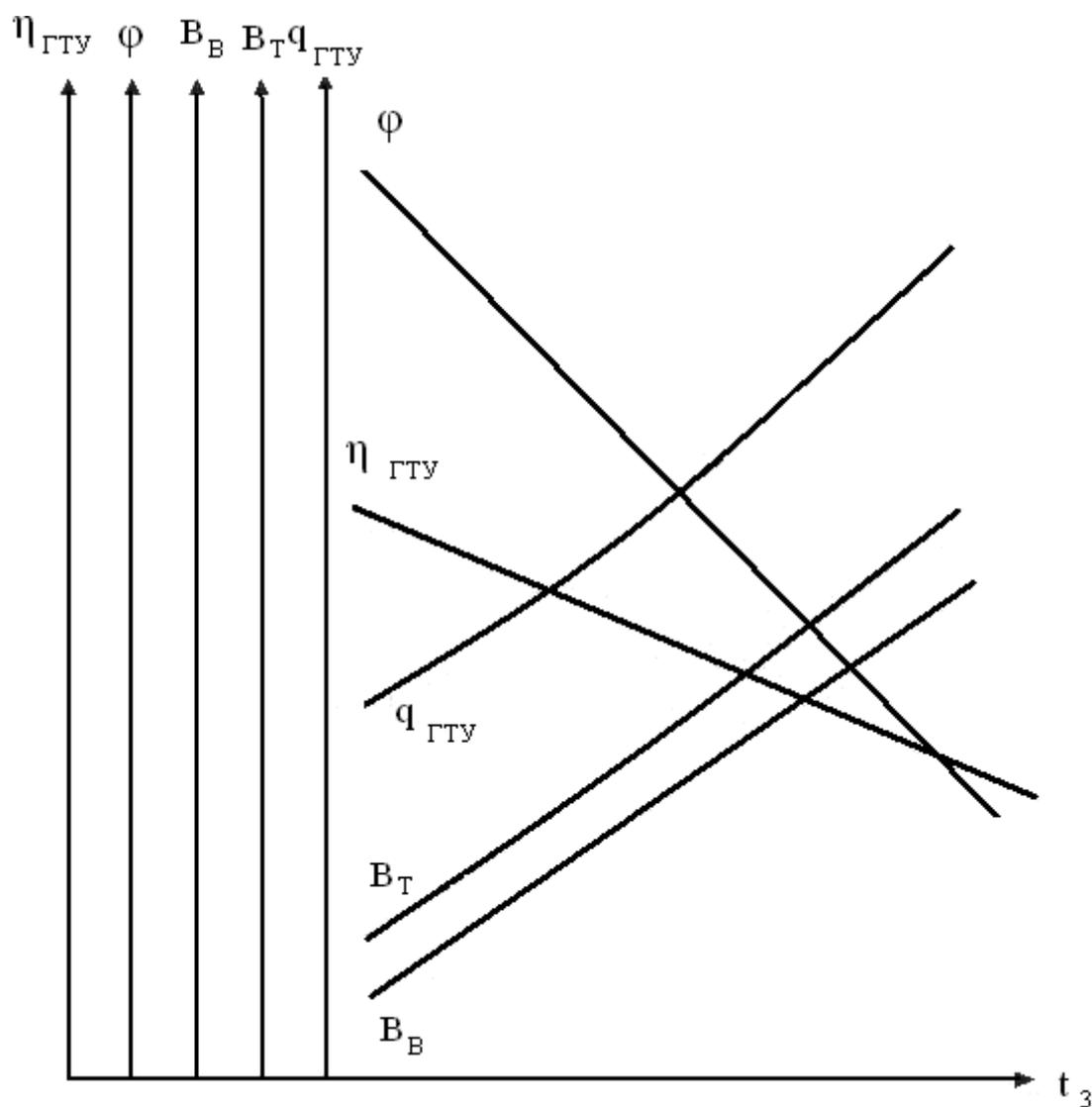


Рис. 5.2. Влияние температуры воздуха перед компрессором на основные показатели работы ГТУ

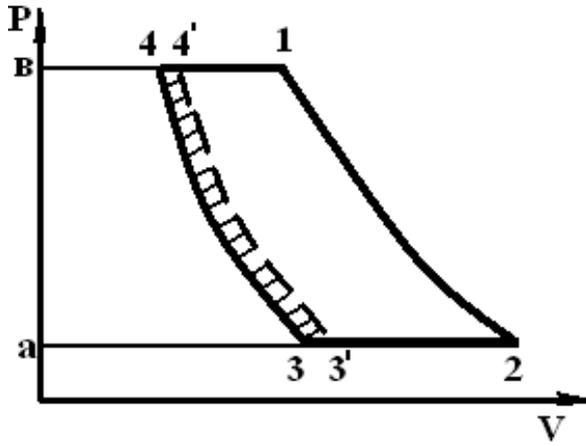


Рис. 5.3. Цикл ГТУ на PV -диаграмме

С физической точки зрения, чем больше температура воздуха перед компрессором, тем он более расширен, тем труднее его сжать и тем больше работы затрачивается на его сжатие.

Уменьшение полезной мощности ГТУ вызывает, согласно формулам (5.21)...(5.26), соответствующий характер кривых, изображенных на рис. 5.2.

5.1.3. Влияние температуры рабочего газа перед турбиной на основные показатели работы ГТУ

Графические зависимости основных показателей от температуры рабочего газа перед турбиной t_1 представлены на рис. 5.4.

Характер кривых объясняется аналогичным образом. По мере роста t_1 точка 1 на рис. 5.5 смещается вправо (т. 1'), и процесс расширения в турбине будет изображаться кривой 1'-2'.

При этом работа, совершаемая турбиной (пл. а-2'-1'-в), и полезная работа цикла (пл. 3-4-1'-2') увеличиваются на величину заштрихованной площади 1-1'-2'-2. Увеличение полезной работы (мощности) ГТУ приводит к уменьшению B_B , B_T , $q_{ГТУ}$ и увеличению $\eta_{ГТУ}$. Формулу (5.22) для определения φ можно представить в виде:

$$\varphi = \frac{N_{ГТУ}}{N_T} = \frac{N_T - N_K}{N_T} = 1 - \frac{N_K}{N_T}. \quad (5.27)$$

откуда следует, что увеличение N_T при увеличении t_1 приводит к увеличению φ .

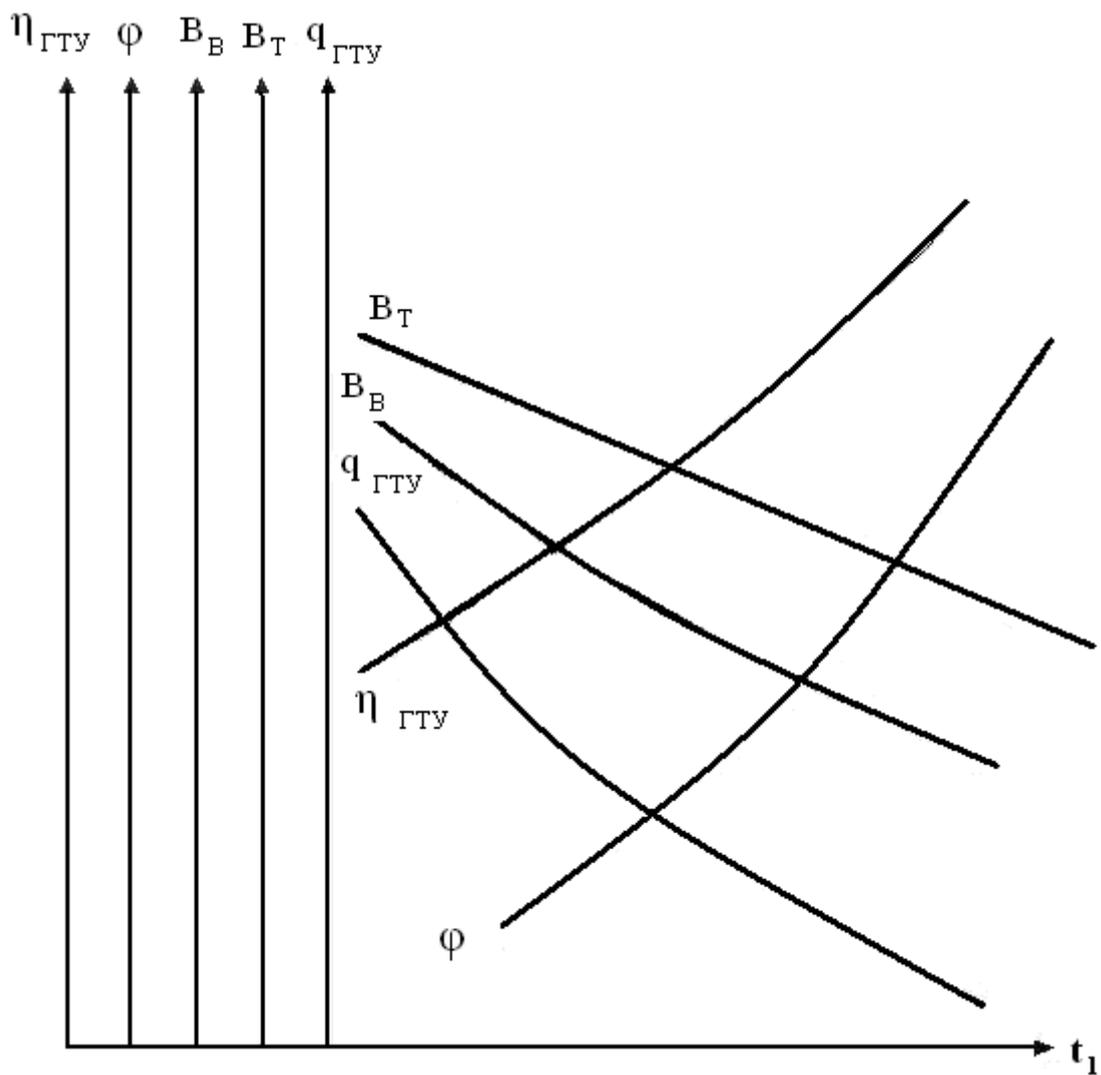


Рис. 5.4. Влияние температуры рабочего газа на основные показатели работы ГТУ

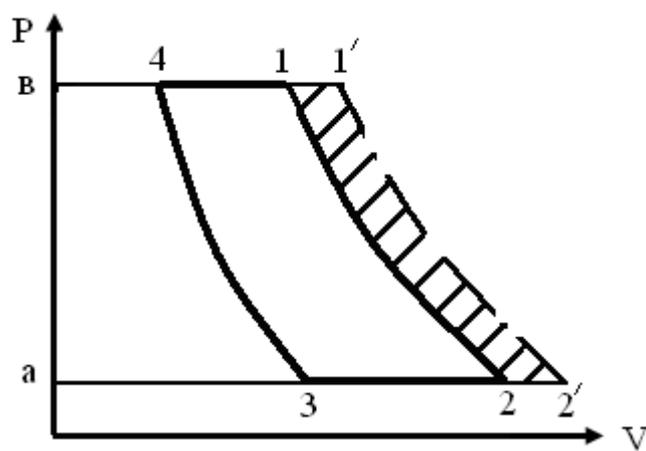


Рис. 5.5. Цикл ГТУ на PV-диаграмме

5.1.4. Влияние степени регенерации на основные показатели работы ГТУ

Увеличение степени регенерации приводит к увеличению температуры воздуха t_{4p} после регенератора, при этом t_{4p} приближается к t_{4p}^{\max} (рис. 5.6). Увеличение количества теплоты, подведенной воздуху в регенераторе (пл. а–4–4_p–в), с увеличением степени регенерации приводит к уменьшению количества теплоты, подведенной в камере сгорания за счет горения топлива (пл. в 4_p–1–d), а значит и к уменьшению массового расхода топлива. Уменьшение расхода топлива определяет, согласно формулам (5.21), (5.25) и (5.26), характер кривых (рис. 5.7) $B_T = f(\mu)$, $\eta_{ГТУ} = f(\mu)$, и $q_{ГТУ} = f(\mu)$. С увеличением t_{4p} возрастает расход воздуха («вторичного»), подаваемого на охлаждение рабочего тела с температурой горения (порядка 1800...2000 °С) до t_1 . Это приводит к увеличению B_T и B_G с ростом μ .

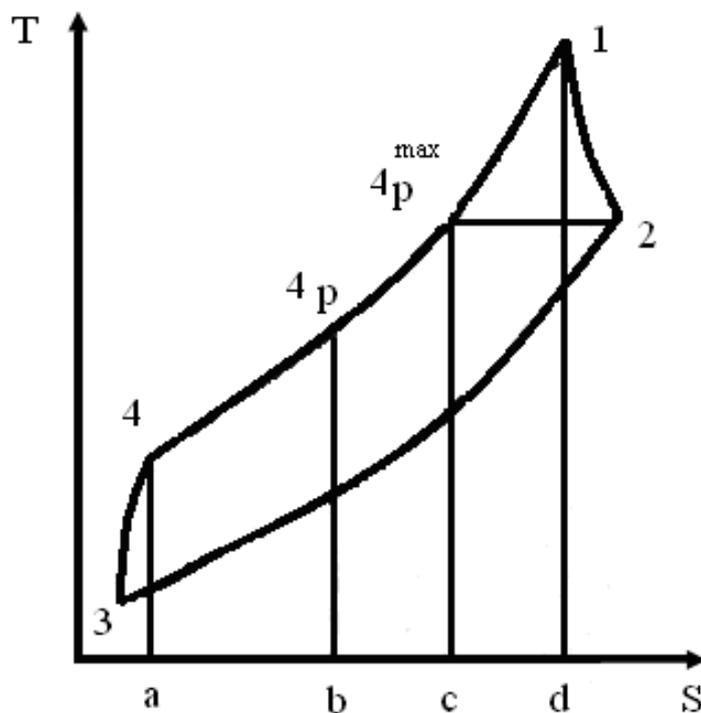


Рис. 5.6. Цикл ГТУ на TS-диаграмме

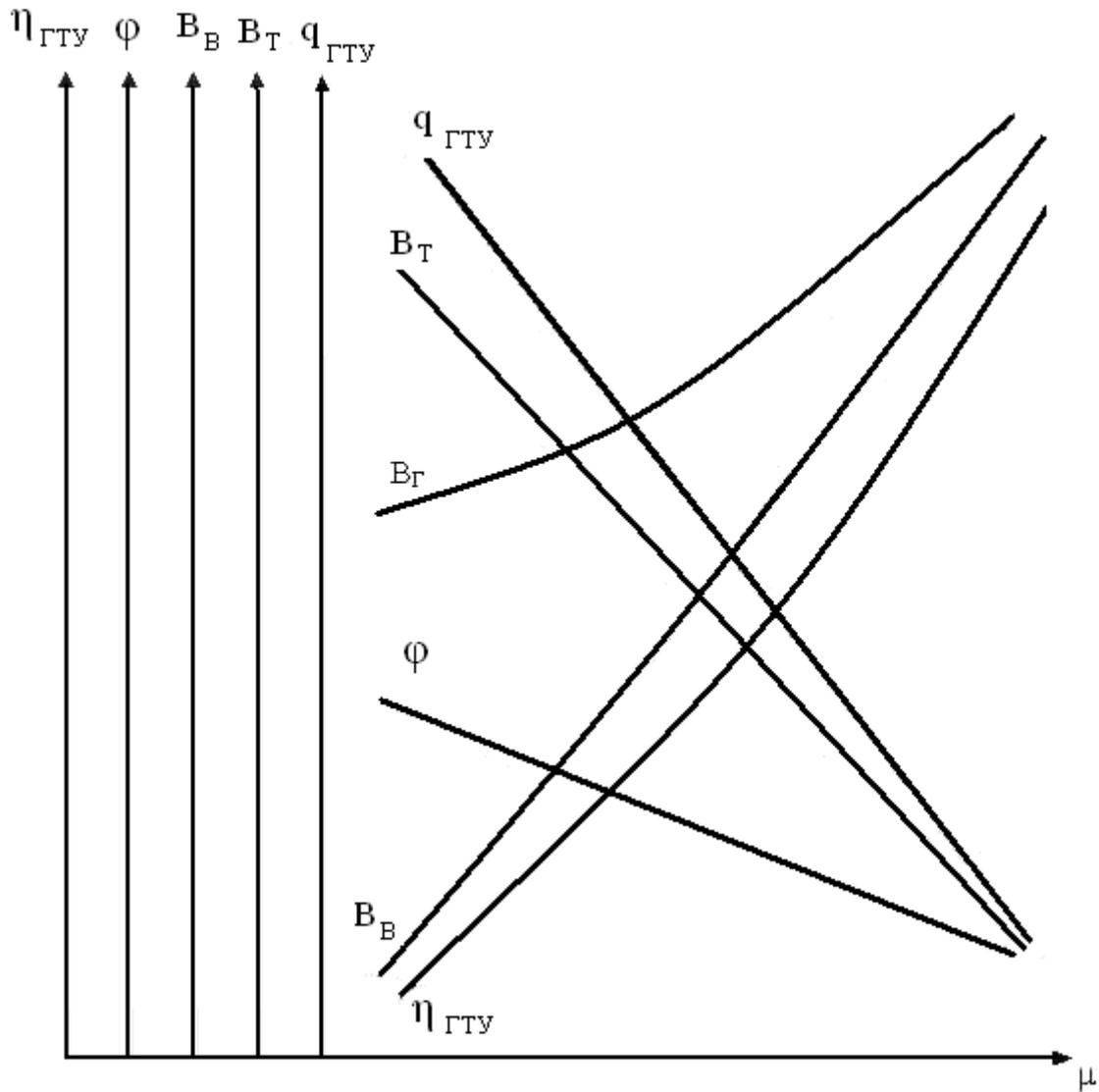


Рис. 5.7. Влияние степени регенерации на основные показатели работы ГТУ

5.2. Тепловой расчет камеры сгорания ГТУ

Целью теплового расчета камеры сгорания ГТУ является определение расхода топлива в ГТУ, суммарного коэффициента избытка воздуха в камере сгорания и её основных размеров.

Исходными данными для этого служат найденные при термодинамическом расчете ГТУ расход воздуха M_B , температура t_B ($t_B = t_4$) для безрегенеративных ГТУ и $t_B = t_{4P}$ для ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов и давление воздуха P_2 на входе в камеру сгорания, а также состав и теплота сгорания топлива Q_H^P .

Тепловой расчёт камеры сгорания ГТУ можно вести в следующей последовательности.

1. Молекулярная масса топливного газа, кг/моль:

$$\begin{aligned} \mu_T = & r_{CH_4} \cdot \mu_{CH_4} + r_{C_2H_6} \cdot \mu_{C_2H_6} + \dots \\ & \dots + r_{C_mH_n} \cdot \mu_{C_mH_n} + r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2}, \end{aligned} \quad (5.28)$$

где $r_{C_mH_n}$ и т. д. – объемные доли компонентов топливного газа;
 $\mu_{C_mH_n}$ и т. д. – молекулярные массы компонентов газа, кг/моль.

2. Плотность топливного газа, кг/м³:

$$\rho_T = \mu_T / 22,4. \quad (5.29)$$

3. По составу топлива рассчитывается теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг:

$$L_0 = \frac{0,0476 \cdot \rho_B}{\rho_T} \cdot \left[0,5 \cdot (CO + H_2) + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_mH_n + 1,5 \cdot H_2S - O_2 \right], \quad (5.30)$$

где CO, H₂ – содержание отдельных газов в топливе, % по объёму;
 ρ_B – плотность воздуха при нормальных условиях (н.у.), 1,293 кг/м³.

4. Количество продуктов сгорания топлива:

объём углекислого газа, м³/кг:

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot \left[CO + \sum m C_mH_n + H_2S + CO_2 \right], \quad (5.31)$$

теоретический объём азота, м³/кг:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot L_0 / \rho_B + 0,01 \cdot N_2^P / \rho_T, \quad (5.32)$$

объём водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left(H_2 + \sum \frac{n}{2} C_mH_n + H_2S \right) / \rho_T + 0,016 \cdot \frac{L_0}{\rho_B}, \quad (5.33)$$

полный объём «чистых» продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха, равном единице, м³/кг:

$$V_{чПС} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}. \quad (5.34)$$

5. Общий коэффициент избытка воздуха в камере определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания для 1 кг топлива:

$$Q_H^P + h_T + h_B = h_{ПС}, \quad (5.35)$$

где h_T – энтальпия поступающего топлива, $h_T = C_T t_T$; C_T и t_T – соответственно массовая теплоёмкость и температура топливного газа;
 h_B – энтальпия поступающего в камеру сгорания воздуха, $h_B = \alpha C_B t_B L_0$;
 α – общий коэффициент избытка воздуха, C_B и t_B – соответственно массовая теплоёмкость и температура воздуха; $h_{ПС}$ – энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания при температуре t_1 .

Энтальпия продуктов сгорания:

$$h_{ПС} = (\alpha - 1) \cdot L_0 \cdot h_{B1} + (1 + L_0) \cdot h_{чПС}, \quad (5.36)$$

где h_{B1} – энтальпия воздуха при температуре t_1 , $h_{B1} = C_{B1} t_1$; $h_{чПС}$ – энтальпия «чистых» продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и температуре t_1 :

$$h_{\text{чпс}} = \left(\frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{чпс}}} \cdot C'_{P_{\text{CO}_2}} + \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{чпс}}} \cdot C'_{P_{\text{N}_2}} + \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{чпс}}} \cdot C'_{P_{\text{H}_2\text{O}}} \right) \cdot t_1. \quad (5.37)$$

Объёмные теплоёмкости C_p' при температуре t_1 находят по таблицам. Тогда общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_H^P \cdot \eta_{\text{КС}} + h_T + L_0 \cdot h_{\text{B1}} - (1 + L_0) \cdot h_{\text{чпс}}}{L_0 \cdot (h_{\text{B1}} - h_B)}. \quad (5.38)$$

6. Расход топлива:

$$M_T = M_B / \alpha \cdot L_0. \quad (5.39)$$

7. Расход первичного воздуха:

$$M_{\text{B1}} = \alpha_1 \cdot M_T \cdot L_0. \quad (5.40)$$

Значения α_1 выбирают в зависимости от вида сжигаемого топлива и конструкции камеры сгорания ($\alpha_1 = 1, 2 \dots 1, 6$).

8. Объём пламенной (жаровой) трубы камеры:

$$V_{\text{пт}} = \frac{M_T \cdot Q_H^P \cdot \eta_{\text{КС}}}{q_P \cdot P_2}. \quad (5.41)$$

Значение объёмной теплонапряженности q_P выбирают в зависимости от конструкции камеры сгорания.

9. По прототипу для данной конструкции камер сгорания выбирают отношение длины пламенной трубы к её диаметру:

$$\lambda_{\text{пт}} = L_{\text{пт}} / d_{\text{пт}},$$

для цилиндрических камер $\lambda_{\text{пт}} = 2, 5 \dots 3$.

10. Диаметр пламенной трубы, м:

$$d_{\text{пт}} = \sqrt{4 \cdot V_{\text{пт}} / (\pi \cdot \lambda_{\text{пт}})}, \quad (5.42)$$

отсюда длина трубы:

$$L_{\text{пт}} = \lambda_{\text{пт}} \alpha_{\text{пт}}.$$

11. Расход вторичного (охлаждающего) воздуха, кг/с:

$$M_{\text{B2}} = M_B - M_{\text{B1}} = M_B \cdot \left(1 - \frac{\alpha_1}{\alpha} \right). \quad (5.43)$$

12. Площадь кольцевого канала для прохода вторичного воздуха, м²:

$$F_K = M_{\text{B2}} / (\omega_B \cdot \rho_B), \quad (5.44)$$

где ρ_B – плотность воздуха при температуре t_B и давлении P_B на входе в камеру, кг/м³; ω_B – скорость потока вторичного воздуха в кольцевом пространстве между пламенной трубой и кожухом. В предварительных расчетах можно принять $\omega_B = 30 \dots 40$ м/с.

13. Внутренний диаметр кожуха камеры:

$$d_{\text{БК}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi} + (d_{\text{пт}} + 2\delta_{\text{пт}})^2}, \quad (5.45)$$

здесь $\delta_{\text{пт}}$ – толщина стенки пламенной трубы, м.

14. Наружные размеры кожуха камеры устанавливают по прототипу или же на основании конструктивных соображений.

Кроме теплового, часто производится гидравлический расчет камеры сгорания для определения потерь давления.

5.3. Тепловой расчет регенератора ГТУ

Введение в схему ГТУ регенератора в сильной степени повышает её экономичность. Вместе с тем, наличие регенератора усложняет ГТУ, увеличивает её вес и габариты. Поэтому при проектировании регенераторов большое внимание уделяется простоте и компактности конструкции. В ряде газотурбинных установок требования большой компактности установки и малых её габаритов приводят даже к необходимости отказа от применения регенератора. С другой стороны, весьма важно, чтобы гидравлические сопротивления регенератора были бы по возможности минимальными, так как выгоды от применения регенерации в значительной степени снижаются из-за дополнительных сопротивлений, вызванных введением регенератора.

В ГТУ находят применение трубчатые, пластинчатые и вращающиеся регенераторы.

Наибольшее распространение получили трубчатые регенераторы, поверхность нагрева в которых образована большим числом трубок. Так как воздух в регенераторе находится под более высоким давлением, чем отработавшие газы, то по условиям прочности обычно воздух пропускается внутри трубок, а газы омывают трубки снаружи. При этом напряжения в корпусе получаются невысокими.

Движение нагреваемого воздуха и охлаждаемого газа может происходить по различным схемам (рис. 5.8): прямотока, противотока и перекрестного тока (одноходового, двухходового и т. д.).

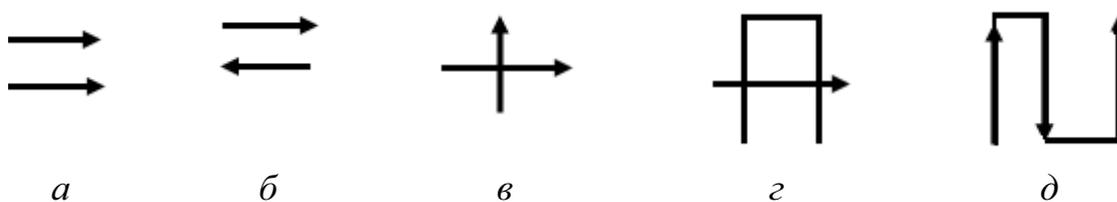


Рис.5.8. Схема движения воздуха и газа в регенераторе:

а – прямоток, б – противоток; в – одноходовой перекрестный ток; г – двухходовой перекрестный ток; д – трехходовой перекрестный ток

Целью теплового расчета регенератора является определение величины его поверхности нагрева. При этом используются два основных уравнения. Уравнение теплопередачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{CP}, \quad (5.46)$$

и уравнение теплового баланса

$$Q = M_B \cdot C_{p_B} \cdot (t_{4p} - t_4) = M_G \cdot C_{p_G} \cdot (t_2 - t_{2p}) \cdot \eta_P, \quad (5.47)$$

где Q – количество теплоты, передаваемое от газа воздуху, кВт; K – коэффициент теплопередачи, кВт/(м² · град); F – поверхность теплообмена, м²; Δt_{cp} – средний температурный напор между газом и воздухом, °С; M_B – массовый расход воздуха, кг/с; M_G – массовый расход газа, кг/с; C_{p_B} – средняя изобарная массовая теплоемкость воздуха в интервале температур от t_4 до t_{4p} , кДж/(кг · град); C_{p_G} – средняя изобарная массовая теплоемкость газа в интервале температур от t_2 до t_{2p} , кДж/(кг · град); t_4 и t_{4p} – температуры воздуха перед регенератором и после него, °С; t_2 и t_{2p} – температура газа перед регенератором и после него, °С; η_P – КПД регенератора, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнений (5.46) и (5.47) находим:

$$F = M_B \cdot \frac{C_{p_B} \cdot (t_{4p} - t_4)}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (5.48)$$

Имея в виду, что степень регенерации:

$$\mu = (t_{4p} - t_4) / (t_2 - t_4),$$

выражение (5.48) для определения поверхности нагрева получит следующий вид:

$$F = M_B \cdot \mu \cdot \frac{C_{p_B} \cdot (t_2 - t_4)}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (5.49)$$

В последнем уравнении неизвестными величинами являются коэффициент теплопередачи K и средний температурный напор Δt_{cp} , определив которые легко вычислить поверхность нагрева. Остановимся на определении величин Δt_{cp} и K . Так как температуры газа и воздуха меняются вдоль поверхности нагрева (рис. 5.9), то средний температурный напор вычисляется по следующим формулам:

для прямотока:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_2 - t_4) - (t_{2p} - t_{4p})}{\ln \frac{(t_2 - t_4)}{(t_{2p} - t_{4p})}}, \quad (5.50)$$

для противотока:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_2 - t_4) - (t_{2p} - t_{4p})}{\ln \frac{(t_2 - t_{4p})}{(t_{2p} - t_4)}}. \quad (5.51)$$

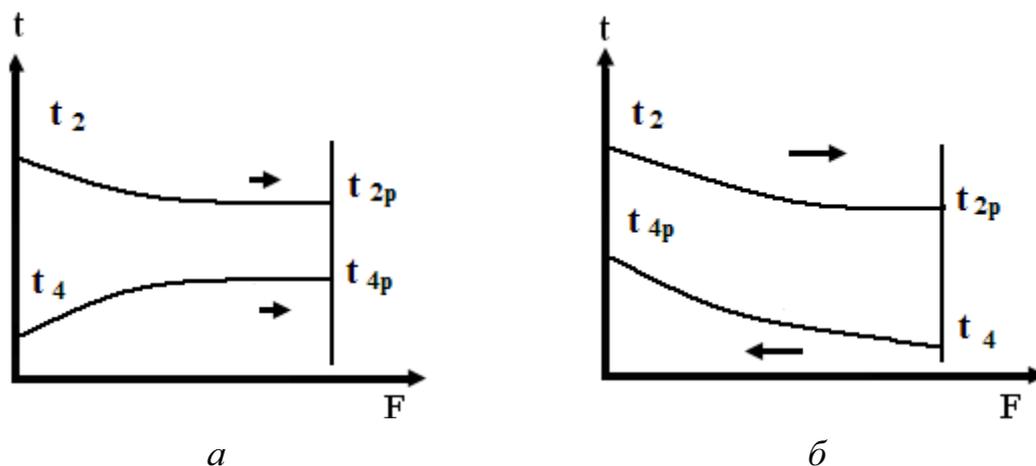


Рис. 5.9. Характер изменения температур газа и воздуха вдоль поверхности нагрева регенератора: а) прямоток; б) противоток

Для перекрестного тока средний температурный напор вычисляется так:

$$\Delta t_{CP} = \Psi \cdot \Delta t_{CP}, \quad (5.51, a)$$

$\begin{matrix} \rightarrow & & \rightarrow \\ \uparrow & & \leftarrow \end{matrix}$

где ψ – поправочный коэффициент находится по графикам на рис. 5.10 в зависимости от степени регенерации μ и параметра.

$$P = (t_2 - t_{2p}) / (t_{4p} - t_4). \quad (5.51, б)$$

Заметим, что обычно в регенераторах ГТУ параметр $P \ll 1$. Коэффициент теплопередачи может быть приближенно вычислен по следующей формуле:

$$K = (\alpha_G \cdot \alpha_B) / (\alpha_G + \alpha_B), \quad (5.52)$$

где α_G и α_B – коэффициенты теплопередачи соответственно от газа к стенке и от стенки к воздуху, Вт/(м² · град).

Коэффициент теплоотдачи α_B от воздуха к стенке определяется по формуле:

$$\alpha_B = 0,021 \cdot \frac{\lambda_B}{d_1} \cdot \left(\frac{\omega_B \cdot d_1}{\nu_B} \right)^{0,8}, \quad (5.53)$$

где λ_B – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · град); ν_B – кинематическая вязкость воздуха, м²/с; d_1 – внутренний диаметр трубок регенератора, м; ω_B – средняя скорость воздуха в трубках, м/с.

Коэффициенты λ_B и ν_B в формуле (5.53) берутся по средней температуре воздуха. Коэффициент теплоотдачи α_G от газа к стенке при продольном обтекании трубок (т. е. в случае прямотока и противотока) может быть вычислен по последней формуле, если соответствующие па-

параметры (λ , ν , ω) определять для газа и вместо d_1 подставить эквивалентный диаметр межтрубного пространства d_3 , т. е.:

$$d_3 = \left(\frac{4}{\pi} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 - 1 \right) \cdot d_2, \quad (5.53, a)$$

где d_3 – наружный диаметр трубок, м;

$$\varepsilon_1 = \frac{S_1}{d_2}; \quad \varepsilon_2 = \frac{S_2}{d_2}, \quad (5.53, б)$$

где S_1 – шаг трубок по ширине пучка, м; S_2 – шаг трубок по глубине пучка, м.

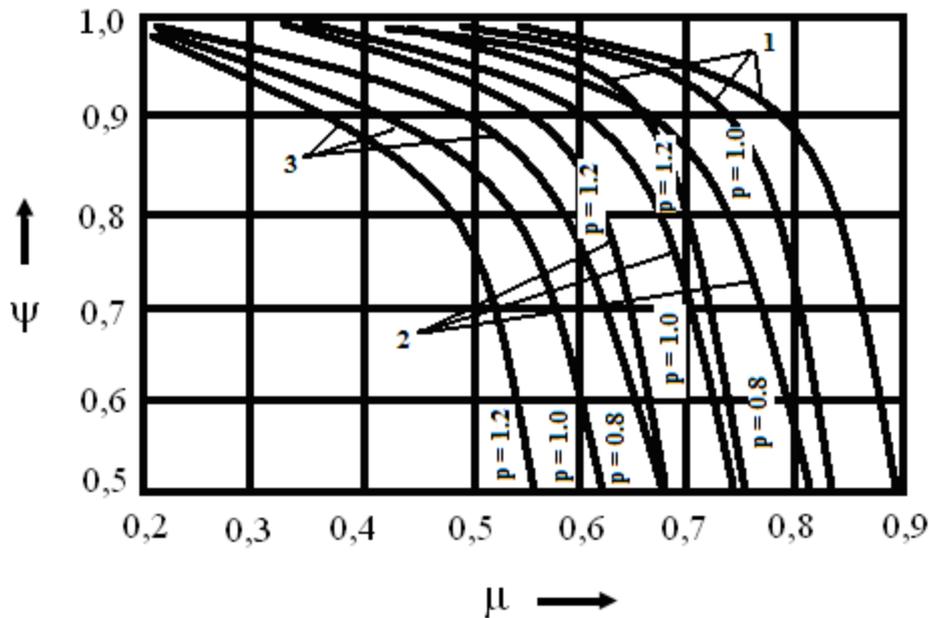


Рис. 5.10. График для определения поправочного коэффициента ψ :

- 1 – для одноходового перекрестного тока;
- 2 – для двухходового перекрестного тока;
- 3 – для трехходового перекрестного тока

Коэффициент теплоотдачи α_r от газа к стенке при поперечном обтекании трубок определяется по формуле:

$$\alpha_r = 0,27 \cdot C_z \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_2}{\nu_r} \right)^{0,6} \cdot \frac{\lambda_r}{d_2}, \quad (5.54)$$

при

$$\frac{S_1 - d_2}{S_2 - d_2} < 0,7,$$

и по формуле

$$\alpha_r = 0,295 \cdot C_z \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_2}{\nu_r} \right)^{0,6} \cdot \frac{\lambda_r}{d_2} \cdot \left(\frac{S_1 - d_2}{S_2 - d_2} \right)^{0,25}, \quad (5.55)$$

при

$$\frac{S_1 - d_2}{S_2 - d_2} > 0,7, \quad (5.55, a)$$

где S_1 – поперечный шаг; S_2 – диагональный шаг; C_Z – поправочный коэффициент, учитывающий число рядов Z в трубном пучке, величина которого находится из графика на рис. 5.9.

Коэффициенты ν_T и λ_T в формулах (5.54) и (5.55) берутся для средней температуры газа.

После определения температурного напора и коэффициента теплопередачи нетрудно вычислить поверхность нагрева F по уравнению (5.49).

Число трубок n регенератора можно определить из уравнения сплошности:

$$M_B = n \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \omega_B \cdot \rho_B. \quad (5.55, б)$$

Откуда

$$n = \frac{4M_B}{\pi d_1^2 \cdot \omega_B \cdot \rho_B}, \quad (5.56)$$

где ρ_B – плотность воздуха для средней его температуры, кг/м^3 .

Длина трубок определяется из выражения:

$$L = \frac{F}{\pi d n}, \quad (5.57)$$

где d – средний диаметр трубок, м.

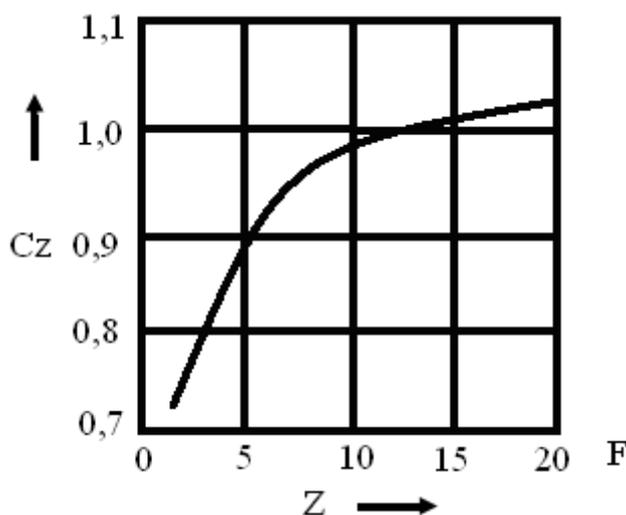


Рис. 5.11. График для определения поправочного коэффициента для шахматных пучков труб

6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГТУ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ НА КОМПРЕССОРНЫХ И ТЕПЛОВЫХ СТАНЦИЯХ

На компрессорных станциях (КС) газопроводов турбоприводной газоперекачивающий агрегат (ГПА) состоит из центробежного нагнетателя и соосно расположенной с ним газотурбинной установки (ГТУ). Валы роторов нагнетателя и силовой турбины ГТУ соединяются между собой либо через промежуточный вал с помощью соединительных зубчатых муфт, либо через повышающий редуктор, как правило, одноступенчатый с шевронной передачей.

Из рассмотренного принципа действия газотурбинных установок следует, что работа установок возможна лишь при функционировании ТВД и осевого компрессора ОК. У неработающего агрегата эти элементы бездействуют. Следовательно, пуск газотурбинных установок в работу должен осуществляться специальным устройством, приводящим в действие ТВД и ОК.

Таким устройством на ГТУ является турбодетандер (ТД) или пневмодвигатель – расширительная газовая турбина, приводимая в действие упругой энергией пускового газа. Вал турбодетандера находится в зацеплении с валом турбины высокого давления ТВД через зубчатый редуктор с расцепным устройством.

При подаче пускового газа в турбодетандер последний приводит во вращение вал ТВД и осевой компрессор. Компрессор нагнетает воздух в камеру сгорания, куда одновременно подается топливный газ, в камере сгорания включается запальная горелка, затем основная рабочая горелка – образуются продукты сгорания и поступают на ТВД и ТНД. Газотурбинная установка приходит в действие. С набором турбиной высокого давления определенной частоты вращения и мощности, достаточной для обеспечения требуемой скорости вращения вала осевого компрессора, расцепное устройство автоматически отсоединяет вал ТД от вала ТВД. После этого в течение некоторого времени турбины «раскручиваются» и набирают мощность, затем выходят на рабочий режим.

Турбодетандеры являются достаточно высокооборотными машинами. Поэтому во избежание поломок в элементах ГТУ (в результате

«прихвата» опорных шеек валов в подшипниковых узлах, задевания лопаточного аппарата осевых компрессоров и турбин о статоры агрегатов и т. п.) пуску ГТУ от турбодетандера предшествует проворачивание валов установки валоповоротными устройствами, находящимися на каждом валу ГТУ.

Каждое валоповоротное устройство состоит из электродвигателя и понижающего червячного редуктора со специальным расцепным устройством.

Валоповоротные устройства включаются перед пуском ГТУ, выводят массивные роторы установки из состояния покоя и тем самым облегчают последующий запуск турбодетандера. При работающих валоповоротных устройствах проверяется возможность включения турбодетандера и, если этому нет препятствующих моментов в виде «прихватов», задеваний и т. д., производят пуск турбодетандера ТД и ГТУ в целом. При вхождении ТД в работу и увеличении частоты вращения роторов ГТУ расцепные устройства валоповоротных механизмов автоматически отключают валы электродвигателей от валов турбин, затем прекращается электропитание двигателей.

Важную роль играют валоповоротные устройства и при остановке ГТУ. После прекращения подачи топлива и выключения камеры сгорания валоповоротное устройство включается и плавно снижает скорость вращения с учетом изменения температуры материала роторов.

В качестве пускового и топливного газа ГТУ на КС используется транспортируемый станциями газ после его соответствующей подготовки. Топливный газ, как отмечалось выше, сжигается в камерах сгорания газотурбинных установок, пусковой после совершения им работы в турбодетандерах выбрасывается в атмосферу. При этом каждый пуск одного агрегата сопровождается сбросом в атмосферу до 10 тонн газа, что отрицательно сказывается на окружающей среде и приводит к дополнительным потерям транспортируемого газа – ценного топлива и химического сырья.

Газотурбинные установки, используемые в газовой промышленности, различаются не только тепловыми схемами, но и конструктивным исполнением, зависящим от первоначального назначения ГТУ. В этом плане различают три вида установок: стационарные газотурбинные установки; ГТУ на базе авиационных двигателей; ГТУ на базе судовых двигателей.

Стационарные газотурбинные установки производятся специально для газовой промышленности. Основными создателями этого вида ГТУ являются Уральский турбомоторный завод (г. Екатеринбург) и Невский машиностроительный завод (г. Санкт-Петербург). К настоящему време-

ни выпущены следующие типоразмеры ГТУ подобного вида: ГТ–700–4, ГГ–700–5, ГТК–5, ГТ–750–6, ГТ–6–750, ГТН–6, ГТН–9–750, ГТК–10, ГТК–16, ГТН–16, ГТК–25, ГТН–25.

Маркировка стационарных ГТУ содержит аббревиатуру их названия и некоторые технические характеристики установок: ГТ – газовая турбина; ГТК – газовая турбина для привода компрессора; ГТН – газовая турбина для привода нагнетателя; трехзначная цифра – температура продуктов сгорания перед ТВД в градусах Цельсия; одно- или двузначная цифра – мощность установки в мегаваттах.

Развитие стационарного турбостроения осуществлялось по пути увеличения единичной мощности ГТУ и снижения удельной металлоемкости установок на один киловатт их мощности.

Особенностями первых поколений ГТУ являлись достаточно большие габариты и масса, потребность в больших капитальных помещениях, как правило, с двумя уровнями установки оборудования (ГТУ мощностью до 6 МВт включительно). Последние по времени создания типоразмеры ГТУ (ГТН–16, ГТИ–25) не имеют многих из перечисленных недостатков своих предшественниц.

Все стационарные установки, за исключением ГТ–700–4 и ГТК–25, двухвальные (ГТ–700–4 – одновальная, ГТК–25 – трехвальная). Камеры сгорания стационарных ГТУ индивидуальные, находятся вне корпусов турбин и представляют собой либо одну камеру цилиндрической формы, установленную вертикально или горизонтально, либо несколько секционных камер малого объема, равномерно расположенных по периметру ТВД (ГТН–16 и ГТН–25).

Газотурбинные установки на базе авиационных двигателей являются продуктом конвертирования отработавших свой нормативный срок авиационных турбин. Перед установкой авиационных двигателей на ГПА они переводятся с жидкого топлива на газовое.

Для транспорта газа используются главным образом двигатели авиалайнеров Ту 114 и Ту 154 – НК–12МВ и НК–8–2У с маркировкой после конвертации НК–12СТ и НК–16СТ – мощностью соответственно 6,3 МВт и 16 МВт. Первый из приведенных двигателей входит в состав газоперекачивающего агрегата ГПА–Ц–6,3, второй – агрегата ГПА–Ц–16, цифры, в обозначении которых указывают на мощность двигателей в мегаваттах.

Отличительными особенностями ГТУ с авиационными двигателями является наличие у них встроенных в корпуса турбин камер сгорания кольцевой формы и большее количество валов по сравнению со стационарными установками (два у ГПА–Ц–6,3 и три у ГПА–Ц–16). Кроме того, подобные ГПА заметно более компактны и менее массивны, чем стационарные агрегаты.

Специфика первоначального назначения авиационных двигателей, используемых для привода нагнетателей в газовой промышленности, накладывает на оснащенные ими ГПА ряд особенностей. Они, в частности, состоят в лучшем оснащении подобных агрегатов контрольно-измерительными приборами и средствами автоматики.

Газотурбинные установки на базе судовых двигателей в настоящее время представлены в основном одним типоразмером – ГПУ–10 (газоперекачивающая установка мощностью 10 МВт). ГПУ–10 присущи все особенности и достоинства агрегатов с авиационными двигателями – трехвальная турбоустановка, малый вес и габариты, блочная поставка на площадку КС и т. д.

Рассмотренные разновидности турбоприводных ГПА могут быть дополнены группой импортных агрегатов, которую составляют: ГТК–10И, ГТК–25И, Каберра–182.

Маркировка импортных ГПА выполняется так же, как и отечественных – по входящей в агрегат газотурбинной установке, и расшифровывается аналогично. Для отличия импортного оборудования от отечественного к маркировке первого добавляется буква «И», что означает «импортное».

Зарубежные машины в целом более совершенны, чем отечественные стационарные, и имеют многие преимущества, свойственные ГПА с конвертированными двигателями.

Основные технические характеристики ГПА с приводом от газовых турбин приведены в табл. 6.1.

На тепловых электростанциях газотурбинные установки используют в качестве приводов электрогенераторов.

В качестве примера рассмотрим вариант использования в качестве привода электрогенератора газотурбинную установку ГТУ–12ПГ–2.

Двухвальная установка простого открытого цикла создана на базе газотурбинного двигателя ПС–90ГП–1 (производство Пермского моторостроительного комплекса). Температура корпусов в ГТУ снижена за счет подачи дополнительного атмосферного воздуха под кожух установки. Расход воздуха – $10...12 \text{ м}^3/\text{с}$.

Запуск ГТУ производится автоматически по заданному алгоритму. В комплексе работ по обеспечению взрывобезопасности электро-механический привод ВНА компрессора заменен гидравлическим. В качестве рабочего тела для запуска используется гидрожидкость.

Впервые в истории отечественного машиностроения для запуска газотурбинной установки использован гидропривод. Запуск осуществляется гидромотором, который устанавливается на нижней коробке приводов двигателя.

Таблица 6.1

Технические характеристики ГПА с турбоприводом

Тип ГПА	Центробежный нагнетатель						
	Тип ЦБН	Подача, млн м ³ /сут	Давление нагнетания, Р _н , МПа	Давление на выходе Р _{вх} при числе последовательно работающих нагнетателей, Мпа			Частота вращения ротора, мин ⁻¹
				1	2	3	
ГТ-700-4	280-11-2	13,0	5,50	4,56	3,88	3,53	7700
ГТК-5	260-13-2	14,0	5,50	4,42	3,68	3,14	5550
ГТ-750-6	370-14-1	19,5	5,50	4,42	3,68	3,14	5300
ГТ-6-750	H-300-1,23	19,0	5,50	4,32	3,53	3,04	6150
ГТН-6	H-300-1,23	19,0	5,50	4,32	3,53	3,04	6150
ГПА-Ц-6,3	ГПА-Ц-6,3	13,0	5,50	3,79	–	–	8200
ГТК-10-2	520-12-1	29,3	5,50	4,32	3,53	3,04	4800
ГТК-10-4	370-18-1	37,0	7,46	6,08	4,97	4,32	4800
ГТК-16	H-16-76	51,0	7,35	5,89	4,71	–	4600
ГТН-25	650-22-2	47,0	7,46	5,00	–	–	3700
ГТН-10И	PCL-802/24	17,2	7,36	4,88	–	–	6200
ГТН-25И	PCL-1002/40	45,0	7,36	4,88	–	–	4600
Каберра-182	RF 2BV-30	21,8	7,46	5,00	–	–	5000
ГТ-700-4	4,0	16	3100	2600	3100	0,650	0,9
ГТК-5	4,4	26	5500	3800	5750	0,400	0,8
ГТ-750-6	6,0	27	5300	3800	5600	0,386	0,9
ГТ-6-750	6,3	24	6150	4600	6400	0,454	1,0
ГТН-6	6,3	24	6150	4600	6400	0,454	1,0
ГПА-Ц-6,3	6,3	21	8200	6150	8500	0,497	2,2
ГТК-10-2	10,0	28	4800	3300	5000	0,372	1,5
ГТК-10-4	10,0	29	4800	3300	5000	0,360	1,5
ГТК-16	16,0	25	4600	3500	4875	0,416	2,0
ГТН-25	24,0	29	3700	3000	3900	0,347	2,0
ГТН-10И	9,69*	26	6500	3250	6820	0,416	1,4
ГТН-25И	24,4	27	4970	2800	4900	0,386	1,5
Каберра-182	12,9	28	5000	3000	5500	0,379	3,5

Двигатель имеет модульную конструкцию. Модули газогенератора (ГГ) и силовой турбины (СТ) соединяются друг с другом по наружным фланцам на силовых корпусах. Собранный двигатель на подmotorной раме монтируется на силовой раме энергоблока.

На корпусе компрессора турбины газогенератора и СТ предусмотрены специальные смотровые лючки для визуально-оптического контроля газоздушного тракта двигателя. Жаровые трубы камеры сгорания также доступны для осмотра.

Из проточной части за воздушным компрессором ГТД предусмотрены отборы подогретого сжатого воздуха в противообледенительную систему двигателя и в систему подогрева циклового воздуха ВОУ.

В системе регулирования подачи топлива к ГТУ последовательно установлены два отсечных быстродействующих газовых клапана типа GSOV25 фирмы Woodward. Стопорный клапан открывается при достижении условий зажигания и закрывается при всех видах останова. При исчезновении электропитания ГТУ и/или потере управляющего сигнала оба отсечных клапана прекращают подачу топливного газа.

САУ ГТУ – обеспечивает контроль и управление двигателем на всех режимах работы.

В газотурбинном двигателе применен осевой 13-ступенчатый компрессор. В его составе – регулируемый входной направляющий аппарат (НА) и поворотные направляющие лопатки на 1-й и 2-й ступенях, а также клапаны перепуска воздуха из-за промежуточных ступеней и последней ступени компрессора. Детали проточной части компрессора имеют эрозионно-стойкое покрытие.

Камера сгорания – трубчатокольцевая, с двенадцатью жаровыми трубами и общим газосборником. Осевая двухступенчатая турбина газогенератора имеет усиленный корпус. При ее изготовлении использованы коррозионно-стойкие и жаропрочные материалы.

В двигателе предусмотрен корпус промывки с коллекторами и форсунками системы промывки газоздушного тракта. Дополнительно он оснащен датчиками измерения параметров воздуха на входе в компрессор и датчиком противообледенительной системы.

Силовая турбина – осевая, двухступенчатая, имеющая с ротором газогенератора только газодинамическую связь. Охлаждение корпусов турбины осуществляется путем продувки внутренних каналов воздухом, отбираемым от промежуточной ступени компрессора.

Корпус свободной турбины стыкуется с выходным устройством с помощью двух поясов упругих пластин, которые перекрывают щели между кожухами опоры свободной турбины и выходным устройством ГТУ.

Кожух ГТУ представляет собой каркасно-панельную конструкцию, устанавливаемую на единую раму силового блока. В качестве шумотеп-

лоизолирующего наполнителя панелей используются маты из стеклоткани с негорючим наполнителем.

Конструкция кожуха обеспечивает доступ обслуживающего персонала к двигателю и боковую выкатку двигателя наружу. Крыша двигательной части кожуха – съёмная.

В составе энергоблока применен синхронный двухполюсный турбогенератор ТС–12–2РУХЛЗ с безщеточной диодной цифровой системой возбуждения, со встроенными трансформаторами тока и напряжения. В процессе реализации проекта генератор был несколько доработан: улучшена работа лабиринтных уплотнений, отрегулирована работа масляного клина в подшипниках скольжения. Система смазки – циркуляционная, под давлением.

Турбогенератор имеет воздушную систему охлаждения по разомкнутому циклу с возможностью рециркуляции. Режим рециркуляции обеспечивается электроприводными регулирующими клапанами. Вентиляторы охлаждающего воздуха установлены на валу ротора. В качестве охлаждающего тела подается атмосферный воздух, подготовленный в блоке воздухоочистки на базе циклонных элементов.

В составе энергоблока применен одноступенчатый редуктор на 6 500...3 000 об/мин. Зубчатые колеса шевронного типа выполнены из легированной стали, рабочая поверхность зуба закалена и зацементирована. Корпус – сварной, маслонепроницаемый, с подшипниками скольжения. Система смазки зубчатых колёс и подшипников – принудительная, циркуляционная.

Контроль вибрационного состояния двигателя, редуктора и генератора осуществляет система виброконтроля на базе технических средств серии 3500 фирмы Bently Nevada. Датчики вибрации поставляются в составе ГТУ, редуктора и генератора. Один электронный блок системы контроля вибрации поставляется на два или три энергоблока и размещается в одном из шкафов САУ.

В составе ГТУ–12ПГ–2 применены две гидравлически не связанные между собой системы маслообеспечения: газотурбинного двигателя и объединенная система редуктора и турбогенератора.

Обе маслосистемы – принудительные, циркуляционные, используют масло МС–8П и ТП–22, соответственно. Все элементы, за исключением АВОМ, расположены рядом с энергоблоком. При работе ГТД подача и откачка масла от опорно-уплотнительных узлов осуществляется маслососами, имеющими привод от коробки приводов двигателя.

Система маслообеспечения редуктора и генератора включает в себя блок маслоснабжения (БМС); аппарат воздушного охлаждения масла, установленный на линии подачи масла к опорам редуктора и генератора и др. Рабочий объем БМС – 3 700 литров, он обеспечивает работу оборудования в течение 3 200 часов без дозаправки.

Заправка маслобаков производится от стационарной системы. Тонкость фильтрации составляет 10 мкм. Для визуального контроля уровня масла на маслобаке установлен указатель уровня с градуированной шкалой. Маслобак разделен на два отсека – для грязного и очищенного масла. Маслобак по требованию заказчика выполнен плоским, так как находится выше нулевой отметки, но ниже опор, а также двустенным для обеспечения требований пожаробезопасности.

Очистка воздуха в ВОУ имеет две ступени: в блочных мультициклонных фильтрах и тонкая очистка в тканевых фильтрах.

Воздухоочистительное устройство оснащено байпасными клапанами, которые открываются при предельном значении перепада давления в ступенях очистки. Необходимость в техобслуживании определяется по перепаду давления циклонной ступени очистки. ВОУ рассчитано на совместную работу с системой подогрева циклового воздуха, которая предотвращает обледенение элементов воздухоочистительного устройства.

Горячий воздух для системы подогрева подается от 13-й ступени компрессора ГТУ. Система включается и выключается автоматически, по сигналу САУ энергоблока или дистанционно – с пульта управления энергоблоком.

Внутри корпуса воздухоочистительного устройства со стороны всасывания размещен шумоглушитель. Для работы ВОУ не требуется затрат электроэнергии.

Выхлоп ГТУ – вертикальный, осевой. В состав системы входят: выхлопная труба высотой 20 м, шумоглушитель выхлопа, компенсаторы тепловых деформаций, выхлопной газоход. Шумоглушение осуществляется с помощью кассет, установленных в шахматном порядке.

Газоход, соединяющий выхлопное устройство силового блока с шумоглушителем и выхлопной трубой, выполнен трехслойным (сталь–звуко теплоизоляция–мат–сталь). В качестве изоляционного материала используется базальтовое стекловолокно.

Для осмотра внутренних поверхностей выхлопного тракта и проведения монтажных и ремонтных работ системы выхлопа предусмотрен люк, а для периодических замеров содержания вредных выбросов в выхлопных газах – штуцеры для ввода зонда.

Система поддерживает требуемый температурный режим под кожухом силового блока и осуществляет его вентиляцию.

Регулирование расхода воздуха на охлаждение и вентиляцию ГТУ обеспечивается частотным регулированием скорости вращения электродвигателей вентиляторов по командам САУ.

Применение звуко теплоизоляции снижает уровень шума и предотвращает образование конденсата на воздуховодах. Система работает по командам САУ энергоблока. Электротехническое оборудование в составе имеет взрывозащищенное исполнение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 23290–78. Установки газотурбинные стационарные. Термины и определения.
2. ГОСТ 4.433–86. Установки газотурбинные стационарные. Номенклатура показателей.
3. Козаченко А.Н., Никишин В.И., Поршаков Б.П. Энергетика трубопроводного транспорта газов: учебное пособие. – М.: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001. – 400 с.
4. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки: учебник для вузов. – М.: Недра, 1992. – 238 с.
5. Поршаков Б.П., Апостолов А.А., Козаченко А.Н., Никишин В.И. Газотурбинные установки на газопроводах. – М.: ФГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2004. – 216 с.
6. Пономарев П.С. Вопросы рациональной эксплуатации газотурбинных установок: учебное пособие. – Уфа: ГОУ ВПО УГНТУ, 2003. – 88 с.
7. Белоконь Н.И., Поршаков Б.П. Газотурбинные установки на компрессорных станциях магистральных газопроводов. – М.: Недра, 1969. – 112 с.
8. ГОСТ 17140–84. Установки газотурбинные стационарные для привода нагнетателей природного газа. Основные параметры.
9. ГОСТ 21199–82. Установки газотурбинные. Общие технические требования.
10. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки: учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1979. – 254 с.
11. Лофевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 266 с.
12. Нигматуллин И.Н. и др. Тепловые двигатели: учеб. пособие для вузов / под ред. И.Н. Нигматуллина. – М.: Высш. школа, 1974. – 375 с.
13. Паровые и газовые турбины: учебник для вузов / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов и др.; под. ред. А.Д. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 352 с.
14. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях / В.А. Динков, А.И. Гриценко, Ю.Н. Васильев, П.М. Мужилевский. – М.: Недра, 1981. – 296 с.
15. Поршаков В.П., Халатин В.И. Газотурбинные установки на магистральных газопроводах. – М.: Недра, 1974. – 160 с.
16. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки для транспорта газа и бурения скважин. – М.: Недра, 182 с.
17. Яблоник Р.М. Газотурбинные установки. – М.: Машгиз, 1959. – 408 с.
18. СТО Газпром. «Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов». – М.: ВНИИГАЗ, 2006. – 192 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. СХЕМЫ И РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ПРОСТЕЙШИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК, ИХ ЭКСПЛУАТАЦИЯ НА ГАЗОПРОВОДАХ	5
1.2.1. Одновальные газотурбинные установки.....	12
1.2.2. Многовальные газотурбинные установки.....	13
1.2.3. Комбинированные газотурбинные установки.....	14
1.3.1. Компрессор газотурбинной установки.....	17
1.3.2. Газовая турбина	28
1.3.3. Камера сгорания	36
2. ТОПЛИВО И РАЦИОНАЛЬНОЕ ЕГО СЖИГАНИЕ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГТУ	45
2.2.1. Состав жидкого и твердого топлива.....	46
2.2.2. Теплотехническая оценка элементов, входящих в топливо	47
2.2.3. Состав газообразного топлива	49
2.3.1. Теплота сгорания	49
2.3.2. Летучие вещества и кокс.....	51
2.5.1 Количество воздуха для горения	53
2.5.2. Состав и количество продуктов сгорания.....	56
2.5.3. Энтальпия газообразных продуктов сгорания	58
2.5.4. Определение температуры сгорания	59
2.5.5. Выбросы загрязняющих веществ с продуктами сгорания и методы их снижения	60
2.6.1. Требования, предъявляемые к камерам сгорания.....	64
2.6.2. Основные показатели работы камер сгорания	64
3. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК.....	67
4. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	78
5. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	113
5.1.1. Порядок термодинамического расчета ГТУ	114
5.1.2. Влияние температуры воздуха перед компрессором на основные показатели работы ГТУ	117
5.1.3. Влияние температуры рабочего газа перед турбиной на основные показатели работы ГТУ	118
5.1.4. Влияние степени регенерации на основные показатели работы ГТУ	120
6. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГТУ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ НА КОМПРЕССОРНЫХ И ТЕПЛОВЫХ СТАНЦИЯХ.....	129

Учебное издание

Рудаченко Александр Валентинович
Чухарева Наталья Вячеславовна
Байкин Сергей Сергеевич

ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Учебное пособие

Научный редактор
докт. техн. наук, проф. *П.Я. Крауиньш*

Редактор	<i>Р.Д. Игнатова</i>
Верстка	<i>В.П. Аршинова</i>
Дизайн обложки	<i>О.Ю. Аршинова О.А. Дмитриев</i>

Подписано к печати 29.07.08. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл. печ. л. 8,08. Уч.-изд. л. 7,3.
Заказ 78*. Тираж *00 экз.



Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2000



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.