

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Р. Ш. ЛАТЫПОВ

**ВОПРОСЫ
РАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

УФА 2000

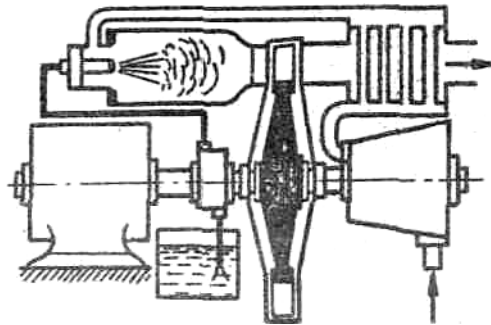
**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Р. Ш. ЛАТЫПОВ

**ВОПРОСЫ
РАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

Учебное пособие



УФА 2000

УДК 621.438

Латыпов Р.Ш.

ВОПРОСЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК:
Учебное пособие. УФА: УГНТУ, 2000. - 100 С. – ISBN 5-230-190xx-x.

Излагаются некоторые вопросы эксплуатации ГТУ: сведения о топливе, методы расчета процессов горения и конструкции камер сгорания ГТУ, описания схем, анализ циклов; подробно изложены способы повышения экономичности газотурбинных установок. Материал иллюстрирован примерами и рисунками.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 09.08 и может быть использовано при самостоятельном изучении теоретического материала.

Ил. 54. Библиогр.: 13 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета УГНТУ.

РЕЦЕНЗЕНТЫ: Государственное предприятие по транспорту и поставке газа "Баштраногаз"; С.Х. Смаков - главный инженер компрессорной станции "Москово".

Редактор издательства: П.С. Пономарев
<http://www.gtu.narod.ru>

ISBN 5-230-190xx-x
© УГНТУ, 2000

ВВЕДЕНИЕ

Машины, преобразующие какой-либо вид энергии в механическую работу, называются двигателями. Машины, преобразующие теплоту в механическую работу, называются тепловыми двигателями.

Способы превращения теплоты в механическую работу разнообразны. Наиболее распространены следующие типы тепловых двигателей:

1) паровые машины; 2) паровые турбины; 3) двигатели внутреннего сгорания; 4) газовые турбины; 5) реактивные двигатели (турбореактивные и ракетные).

Из этого многообразия тепловых двигателей в предлагаемом учебном пособии рассматриваются газотурбинные установки (ГТУ), поскольку в последние годы они получают все более широкое применение в различных отраслях промышленности, а на компрессорных станциях магистральных газопроводов являются основными двигателями для привода газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Количество ГПА с газотурбинным приводом, по данным Поршакова Б.П., на начало 1988 года составило 3190 единиц от их общего количества 5240, а суммарная мощность достигла 28800 мвт, т.е., 80 % от общей установленной мощности ГПА,

Тепловую энергию для тепловых двигателей в настоящее время получают путем сжигания органического топлива в камерах сгорания. Сведения об органическом топливе в вопросы горения топлива, расчеты процессов горения и основы сжигания топлива в камерах сгорания ГТУ изложены в первом разделе.

Второй раздел посвящен анализу схем и идеальных циклов, а также методов увеличения внутреннего к.п.д. Реального цикла простейшей ГТУ.

В третьем разделе рассмотрены способы повышения экономичности ГТУ. Здесь приведены схемы и циклы газотурбинных установок с регенерацией, ступенчатым сжатием и ступенчатым сгоранием, комбинированных установок.

Разделы, посвященные методам термодинамического анализа и оптимизации ГТУ, вторичным энергетическим ресурсам и способам охраны окружающей среды при эксплуатации ГТУ, изложены во второй части учебного пособия.

I. 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.

1.1 Классификация органического топлива

Органическое топливо по происхождению подразделяют на природное (естественное) и искусственное, а по агрегатному состоянию при обычных условиях - на твердое, жидкое и газообразное. К примеру: жидким природным топливом является нефть, а искусственным - продукты ее переработки: мазут, дизельное топливо, бензин и т.д.

Кроме того, топливо по назначению и способу использования подразделяется на энергетическое и технологическое.

К энергетическим относятся те виды топлива, которые являются главным образом источником тепловой энергии.

К технологическим относятся те виды топлива, которые являются не только источником тепловой энергии, но и используются как компонент технологического процесса

1.2 Состав топлива

Свойства топлива как горючего материала определяются его составом.

Любое топливо состоит из горючей и негорючей частей. Горючую часть образуют углерод (C), водород (H) и сера горючая (летучая) S_A .

К негорючей части относятся кислород (O), азот (N); минеральные вещества (A) и влага (W). Перечисленные элементы C , H , $S_{\text{л}}$, 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 , $S_{\text{л}}$, O , N). Так и определением содержания в топливе отдельных химических соединений (CH_4 , CO_2 , H_2S и др.). Первый метод применяют для твердого и жидкого топлива, второй для газообразного топлива.

1.2.1 Состав жидкого и твердого топлива

Жидкое и твердое топливо принято характеризовать так называемым ЭЛЕМЕНТАРНЫМ составом, определявший в лабораториях. 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, значительны удобства при проведении практических расчетов материального и теплового баланса горения, а также при определении расчетным путем тепловой ценности топлива.

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

$$C^P + H^P + S_{\text{л}}^P + O^P + N^P + A^P + W^P = 100 \quad (1.1)$$

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

$$C^C + H^C + S_{\text{л}}^C + O^C + N^C + A^C = 100 \quad (1.2)$$

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

записываться:

$$C^F + H^F + S_{\text{д}}^F + O^F + N^F = 100 \quad (1.3)$$

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

1.2.2 Теплотехническая оценка элементов, входящих в топливо

Углерод является основным горючим элементом топлива. Его содержание на горючую массу 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 четкое 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_0), 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) $S_{л} = S_0 + S_K$. Сульфатная же сера не горит, и в элементарном составе топлива включается в золу. Содержание серы в топливах колеблется от 0 до нескольких %. При полном сгорании 1 кг серы летучей выделяется 9000 кДж тепла.

При горении серосодержащего топлива в промышленные 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 навивать 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 в по своему значению невелика.

Например, для дизельного топлива не более 0,02 %, для топочных мазутов не более 0,30 %. 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 сернистой 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, снижает полезное тепловыделение 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.

1.2.3 Состав газообразного топлива

Газообразное топливо представляет собой простую механическую смесь горючих и негорючих газов. В горючую часть могут входить окись углерода (CO), водород (H_2), метан (CH_4), тяжелые углеводорода (C_mH_n), и иногда сероводород (H_2S).

В негорючую часть могут входить кислород (O_2), азот (N_2) и двуокись углерода (CO_2). 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:

$$CH_4 + H_2 + CO + H_2S + C_mH_n + O_2 + N_2 + CO_2 = 100 \quad (1.4)$$

где: CH_4 , H_2 и т.д. – содержание соответствующих газов в % по объему, взятому при нормальных физических условиях (0 °C и 101325 Па).

1.3 Теплотехнические характеристики топлива

1.3.1 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 условий. Различают высшую ($Q_{\text{в}}$) и низшую ($Q_{\text{н}}$) теплоту сгорания. В газообразных продуктах сгорания любого топлива содержатся водяные пары, образующиеся в результате сгорания водорода и испарения влаги топлива. Если продукту сгорания охладить до конденсации водяных паров, в них содержащихся, то освободится тепло, затраченное на парообразование влаги.

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

Под низшей 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 выбрасываются 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.

Однако 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)

$$Q_H^P = 339,5C^P + 1256H^P - 25,8(9H^P + W^P) - 109(O^P - S_A^P) \quad (1.5)$$

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,

$$Q_H^C = 127CO + 108H_2 + 358CH_4 + 234H_2S + 590C_2H_4 + + 638C_2H_4 + 915C_3H_8 + 1190C_4H_{10} + 1465C_5H_{12} \quad (1.6)$$

здесь CO и H и т.д. - содержание компонентов газа, % по объему.

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 служит безразмерный коэффициент $\mathfrak{E}$, называемый тепловым эквивалентом данного топлива. Его величина определяется:

$$\mathfrak{E} = \frac{Q_H^P}{29350} \quad (1.7)$$

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

1.3.2 Летучие вещества и кокс

Другими важным теплотехническими характеристиками топлива является 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°C . 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 некоторые другие соединения.

Выход летучих принято относить к горючей массе топлива (λ^{Γ}). Чем геологически моложе топливо, тем меньше его степень углефикации (насыщение углеродом), тем больше выход летучих веществ. Так, λ^{Γ} 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 сыпучим - неспекающимся, слабоспекающимся и спекающимся. Свойства кокса, естественно, в значительной мере влияют на организацию сжигания топлива, а также на использования топлива для его коксования, газификации и т.д.

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

1.4 Горение топлива

Горение – 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.

1.4.1 Реакция горения

Для выполнения расчётов процессов горения топлива 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:



$$S + O_2 = SO_2 + 9000; \quad (1.12)$$

$$C_m H_n + \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot O_2 = m \cdot CO_2 + \frac{n}{2} \cdot H_2O + Q_{XP}; \quad (1.13)$$

Здесь в числителе (1.11) приведён тепловой эффект с учетом тепла конденсации водяных паров, а в знаменателе – без учёта тепла. Q_{yx} - тепловой эффект реакций соответствующего компонента.

Горение топлива может быть полным и неполным. При полном горении все горючие элементы топлива окисляются полностью. При этом выделяется максимальное количества 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 полной горении, т.е. имеет место потеря тепла от химической неполноты горения.

Например, при полном сгорании углерода по реакции (1.8) выделяется 33600 кДж/кг теплоты, при полном сгорании углерода до CO по уравнению (1.9) выделяется 9900 кДж/кг теплоты.

В топках печей и в котлов, камерах ГТУ, ДВС существенное значение при неполном горении имеет образование окиси углерода CO. Содержание остальных горючих газов (CH_4 , H_2 , и др.) в продуктах сгорания незначительно и их часто не учитывают.

1.5 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.

1.5.1 Количество воздуха для горения

Теоретическое количество воздуха

В качестве окислителя при сжигании топлива в топках печей

и котлов, камерах ГТУ и ДВС применяют кислород атмосферного воздуха. Различают количество воздуха, теоретического необходимого для полного горения, и количество воздуха, действительно расходуемое на процесс.

Под теоретически необходимым 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 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, кг воздуха/кг топлива.

$$L_0 = \frac{G_0}{0,232} \quad (1.14)$$

где: 0,232 - массовая доля кислорода в атмосферном воздухе.

Объемное же количество теоретически необходимого воздуха, м³ воздуха/кг топлива.

$$V_0 = \frac{L_0}{1,293} \quad (1.15)$$

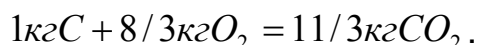
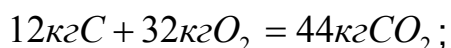
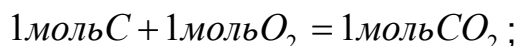
здесь 1,293 - плотность воздуха при НФУ, кг/м³.

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

$$G_0 = G_{OC} + G_{OH} + G_{OS} - G_{OT} \quad (1.16)$$

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

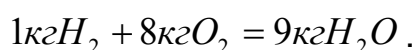
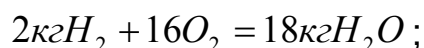
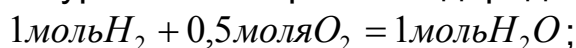
Из уравнения горения углерода (1.8) можно написать:



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

$$G_{oc} = \frac{2,67 \cdot C^P}{100}, \text{ кг.}$$

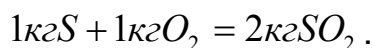
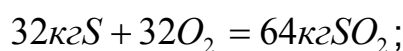
Из уравнения горения водорода (1.11)



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

$$G_{он} = \frac{8 \cdot H^P}{100}, \text{ кг.}$$

Из уравнения горения серы (1.12)



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:

$$G_{os} = \frac{S^P}{100}, \text{ кг.}$$

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

$$G_0 = \frac{2,67 \cdot C^P}{100} + \frac{8 \cdot H^P}{100} + \frac{S^P}{100} - \frac{O^P}{100}$$

Подставляя полученное выражение в (1.14) и (1.15), получим формулы для вычисления по элементарному составу количества теоретически необходимого воздуха для горения:

$$L_0 = 0,115C^P + 0,345H^P + 0,043(S_A^P - O^P) \quad (1.17)$$

$$V_0 = 0,089C^P + 0,266H^P + 0,033(S_A^P - O^P) \quad (1.18)$$

При сжигании газообразного топлива количество теоретически необходимого воздуха выражают обычно в м³ на м³ при НФУ, определяют его по стехиометрическим реакциям (1.10), (1.11) и (1.13).

В окончательном виде формула для расчета принимает вид:

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right] \quad (1.19)$$

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 теоретическому необходимому, т.е.:

$$\alpha = \frac{L_{\partial}}{L_0} = \frac{V_{\partial}}{V_0} \quad (1.20)$$

откуда:

$$L_{\partial} = \alpha \cdot L_0; \quad V_{\partial} = \alpha \cdot V_0 \quad (1.21)$$

С увеличением α возрастают потери тепла с газообразными продуктами сгорания топлива, удаляемыми в атмосферу из топливо сжигающих 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

$\alpha = 1,2...2,0$ и более, в ГТУ $\alpha = 4...8$.

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 $\Delta\alpha_{пр}$, 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 $\Delta\alpha_{пр}$.

1.5.2 Состав и количество продуктов сгорания

В топках печей, котлов, камерах ГТУ, ДВС практически всегда имеют место неполное сгорание топлива. Это может быть следствием, например, недостатка воздуха ($\alpha < 1$), подаваемого для горения, несовершенным перемешиванием топлива с воздухом даже при его избытка ($\alpha > 1$), 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 $CO, H_2, CH_4, C_m H_n$. Тогда состав продуктов неполного горения запишется:

$$CO_2 + H_2O + SO_2 + CO + H_2 + CH_4 + C_m H_n + O_2 + N_2 = 100 \quad (1.22)$$

где: $CO, H_2, CH_4, C_m H_n$ 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:

$$CO_2 + H_2O + SO_2 + CO + O_2 + N_2 = 100 \quad (1.23)$$

Состав продуктов полного горения запишется в виде:

$$CO_2 + H_2O + SO_2 + O_2 + N_2 = 100 \quad (1.24)$$

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:

$$M_r = 1 + \alpha \cdot L_0 \quad (1.25)$$

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

$$V_r = V_{сг} + V_{H_2O} \quad (1.26)$$

здесь:

$$V_{сг} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad (1.27)$$

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 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 кали, а O_2 - раствором пирогаллола и едкого кали.

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

$$RO_2 = CO_2 + SO_2 \quad (1.28)$$

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

$$CO = \frac{21 - \beta \cdot RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0,605 + \beta} \quad (1.29)$$

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

$$\beta = 2,37 \cdot \frac{H^P - \left(O^P / 8\right)}{C^P + 0,375 \cdot S^P} \quad (1.30)$$

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

$$N_2 = 100 - (RO_2 + O_2 + CO) \quad (1.31)$$

Коэффициент избытка воздуха при неполном сгорания топлива с учетом образования только CO находят по формул:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,67 \cdot (O_2 - 0,5 \cdot CO) / N_2} \quad (1.32)$$

Полный объем газообразных продуктов полного сгорания 1 кг жидкого и твердого топлива (m^3/kg) или 1 m^3 газообразного топлива (m^3/m^3) принято записывать в вида:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + \Delta V_B \quad (1.33)$$

Составляющие уравнения (1.33) для твердого в жидкого топлива в m^3/kg рассчитываются по следующим формулам, полученным аналогично уравнению (1.18) из стехиометрических реакций горения:

объем трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S_A^P) \quad (1.34)$$

теоретический объем азота:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_0 + 0,008 \cdot N^P \quad (1.35)$$

объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_0 \quad (1.36)$$

объем избыточного воздуха:

$$\Delta V_B = (\alpha - 1) \cdot V_0 \quad (1.37)$$

В формулах (1.34)...(1.36) содержания отдельных элементов топлива приведены в % по массе. Составляющие уравнения (1.33) для газообразного топлива в м³/м³ рассчитываются по формулам:

объем трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO + \sum m \cdot C_m H_n + H_2S + CO_2] \quad (1.38)$$

теоретический объем азота:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2^P \quad (1.39)$$

объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left(H_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + H_2S \right) + 0,0161 \cdot V_0 \quad (1.40)$$

объем избыточного воздуха по формуле (1.37).

В формулах (1.38)...(1.40) содержания отдельных газов приведены в % по объему.

1.5.3 Энтальпия газообразных продуктов сгорания

Энтальпию газов принято, рассчитывать на единицу сжигаемого топлива. Она может быть определена по формуле (кДж/кг или кДж/м³):

$$h = G_\Gamma \cdot C_\Gamma \cdot t_\Gamma = V_\Gamma \cdot C'_\Gamma \cdot t_\Gamma \quad (1.41)$$

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 разов 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:

$$h_\Gamma = (V_{RO_2} \cdot C'_{CO_2} + V_{N_2}^0 \cdot C'_{N_2} + V_{H_2O} \cdot C'_{H_2O} + \Delta V_B \cdot C'_B) \cdot t_\Gamma \quad (1.42)$$

1.5.4 Определение температуры сгорания

Различают калориметрическую, теоретическую и действительную температура 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:

$$Q_H^P + h_T + h_B = V_{\Gamma} \cdot C'_{\Gamma} \cdot t_K = h_{\Gamma}^K \quad (1.43)$$

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 (1.43):
$$t_K = \frac{Q_H^P + h_T + h_B}{V_{\Gamma} \cdot C'_{\Gamma}} \quad (1.44)$$

или в развернутом виде:

$$t_K = \frac{Q_H^P + h_T + h_B}{V_{RO_2} \cdot C'_{pmCO_2} + V_{N_2} \cdot C'_{pmN_2} + V_{H_2O} \cdot C'_{pmH_2O} + \Delta V_B \cdot C'_{pmB}} \quad (1.45)$$

При расчетах калориметрическую температуру сгорания находят методом последовательного приближения, так как входящие в формулу (1.45) средние теплоемкости является функцией искомой калориметрической температуры. Очень просто определяется калориметрическая температура по ht - диаграмме продуктов сгорания топлива (см. п. 1.5.5).

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 камера сгорания а этом случае можно записать так:

$$Q_H^P \frac{100 - q_{хим} - q_{физ}}{100} + h_T + h_B = V_{\Gamma} \cdot C'_{\Gamma} \cdot t_T \quad (1.46)$$

Если ввести понятие коэффициента тепловыделения:

$$\eta' = \frac{100 - q_{хим} - q_{физ}}{100} + \frac{h_T + h_B}{Q_H^P} \quad (1.47)$$

то теоретическую температуру можно определить по формуле:

$$t_T = \frac{Q_H^P \cdot \eta'}{V_T \cdot C_T} \quad (1.48)$$

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.

1.5.5 Диаграмма ht - продуктов сгорания топлива

При проектировании и эксплуатации топливосжигающих установок (ГТУ, котельные агрегаты, печи, ДВС и т.д.) приходится выполнять много расчетов, связанных с процессом горения топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха, температуру подогрева воздуха и топлива и т.д. Эти весьма трудоемкие расчеты значительно упрощаются при пользовании ht - диаграммой продуктов сгорания для типичных топлив.

Пример ht - диаграммы для Ставропольского природного газа приведен на рис. 1.1. По оси ординат отложены значения энтальпии продуктов сгорания, отнесенные к единице количества топлива (в нашем случае кДж/м^3), а по оси абсцисс - температура газов. На диаграмме нанесено семейство кривых различных коэффициентов избытка воздуха при полном сгорании топлива. Кроме того, даны кривые калориметрических температур сгорания при различных коэффициентах избытка воздуха и температурах подогрева воздуха.

Помимо указанных кривых, на диаграмма часто приводятся данные о расходе воздуха, необходимого для полного сгорания единицы топлива, в об объемах продуктов сгорания, получаемых при сгорании единицы топлива, а также с содержанием CO_2 , O_2 , H_2O в продуктах сгорания при различных коэффициентах избытка воздуха. Ниже приведены некоторые примеры решения различных задач с помощью диаграммы ht продуктов сгорания.

ПРИМЕР 1: Определение калориметрической температуры сгорания. Для этого находят точку пересечения кривых температуры подогрева воздуха и постоянных коэффициентов избытка воздуха, а затем по оси абсцисс находят значение t_K . Пусть температура подогрева воздуха $t_B - 230^\circ\text{C}$ и $\alpha = 1$ (условно для активной зоны горения в камере сгорания ГТУ). Находим точку пересечения А,

соответствующую $t_B = 850^\circ\text{C}$ и $\alpha = 1$. Точке А соответствует калориметрическая температура (проводим изотеру АС) 2150°C .

ПРИМЕР 2: Определение коэффициента общего избытка воздуха, подаваемого в камеру сгорания ГТУ. Для охлаждения газов до допустимой температуры перед турбиной $t_3 = 700^\circ\text{C}$ (т. Д) необходимо подавать значительное количество воздуха. Пусть продукты сгорания в активной зоне горения камера сгорания ГТУ имеют температуру 2150°C (т. А) и смешиваются без потерь теплоты с воздухом температурой 250°C , Точка В, соответствующая состоянию продуктов сгорания после смешения, определяется следующим образом. Из точки А, соответствующей начальному состоянию продуктов сгорания проводим линию $t_B = 250^\circ\text{C}$ до пересечения с изотермой $t_T = 700^\circ\text{C}$ (ДВ). В точке В $\alpha = 5,5$.

ПРИМЕР 3: Определение теплоперепада в турбине. Пусть на входе в турбину газы имеют $\alpha = 5,5$ и $t_3 = 700^\circ\text{C}$ (т. В), а на выходе из турбины $t_4 = 400^\circ\text{C}$.

Процесс в турбине происходит при постоянном значении коэффициента избытка воздуха. Поэтому состояние газов на выходе из турбины определяется на пересечении линий $\alpha = 5,5$ и $t_4 = 400^\circ\text{C}$ (т. Е). Тогда теплоперепад в турбине будет равен:

$$h_T = h_B - h_E = 52800 - 28800 = 24000 \text{ кДж/м}^3$$

ПРИМЕР 4: Определение количества теплоты, переданного воздуху в регенераторе. Допустим, что продукты сгорания состава, соответствующего коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 5,5$, охлаждаются в регенераторе ГТУ от температуры 400°C (т. Е) до 230°C (т. F). Кривая EF соответствует этому процессу; газы при этом отдадут теплоту (так как процесс изобарный).

$$Q_P = \Delta h = h_E - h_F = 28800 - 16000 = 12800 \text{ кДж/м}^3$$

1.6 Основы сжатия топлива в камерах сгорания ГТУ

В камере сгорания ГТУ осуществляется нагрев рабочего тела до заданной температуры за счет сжигания топлива в потоке сжатого воздуха.

1.6.1 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 в недорогих 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.

1.6.2 Основные показатели работы камер сгорания

1. Тепловая мощность камеры, кВт

Тепловая мощность Q_{KC} выражается количеством тепла, которое выделяется в единицу времени при полном сгорании топлива:

$$Q_{KC} = B \cdot Q_H^P \quad (1.49)$$

где: B - расход сжигаемого топлива, кг/с;

Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

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

$$q = \frac{Q_{KC}}{V_K} = \frac{B \cdot Q_H^P}{V_K} \quad (1.50)$$

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.:

$$q_P = \frac{B \cdot Q_H^P}{V_K \cdot P_B} \quad (1.51)$$

где: P_B - давление на входе в камеру, МПа.

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

3. Тепловой к.п.д., камеры сгорания, учитывающий все тепловые потери:

$$\eta_{KC}^T = \frac{1 - (Q_{H.C.} + Q_{OXL})}{(B \cdot Q_H^P)} \quad (1.52)$$

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_{OXL} – 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 к.п.д. при работе на расчетном режиме: $\eta_{KC}^T = 0,97...0,99$

4. Полные потери давления в камере сгорания складывается из следующих составляющих:

а) гидравлических потерь, которые возникают без подвода теплота в камере в результате потерь на трения при прохождении газового потока и местных сопротивлений от воздухо-направляющих 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 заражать в долях ада процентах по отношению к давлению полного торможения воздуха на входе в камеру:

$$V_{KC} = \frac{\Delta P^*}{P_B^*} \cdot 100 = \frac{P_B^* - P_\Gamma^*}{P_B^*} \cdot 100 \quad (1.53)$$

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

Давление полного торможения воздуха я газа:

$$P_B^* = P_B + \frac{\rho_B \omega_B^2}{2 \cdot 10^6}; \quad P_\Gamma^* = P_\Gamma + \frac{\rho_\Gamma \omega_\Gamma^2}{2 \cdot 10^6} \quad (1.54)$$

где: P_B, P_Γ - статическое давление воздуха на входе и газа на выходе, МПа; ρ_B, ρ_Γ - плотность воздуха и газа, кг/м³; ω_B, ω_Γ - средние скорости воздуха во входном сечении и газа в выходном сечения камеры, м/с.

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

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

$$\eta_{KC} = \eta_{KC}^T \cdot \eta_{KC}^a \quad (1.55)$$

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

5. Общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{G_B}{(B \cdot L_0)} \quad (1.56)$$

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 элементарному составу топлива.

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

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

$$G_{B1} = \alpha_1 \cdot B \cdot L_0 \quad (1.57)$$

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

1.6.3 Особенности конструкции и основные типы камер сгорания ГТУ

Интересно хотя бы вкратце проанализировать соображения, которыми обычно руководствуются при выборе конфигурации и основных размеров традиционных камер сгорания. Такого рода данные позволяет понять, как определяются конструктивные основные характеристики, обеспечивающие работу камеры сгорания.

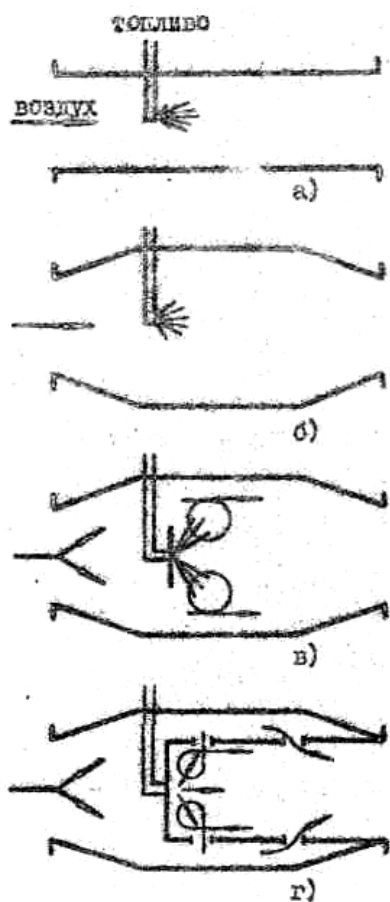


Рис. 1.2 Стадии развития схемы традиционной камеры сгорания газотурбинного двигателя.

На рис. 1.2(а) показана схема простейшей камеры сгорания - прямой цилиндрический канал, соединяющий компрессор с турбиной. К сожалению, такое простое устройство непригодно из-за недопустимо больших потерь давления. Потери давления пропорциональна квадрату скорости воздушного потока. Поскольку скорость воздуха на выходе из компрессора близка к 150 м/с, потери давления при этом могут достигать четвертой части общего повышения давления в компрессоре. Для снижения потерь давления до приемлемого уровня используют, как показано на рис. 1.2(б) диффузор, с помощью которого скорость воздуха уменьшают приблизительно в 5 раз.

Однако этого недостаточно, так как для предотвращения срыва пламени и поддержания устойчивого процесса горения необходимо с

помощью обратных токов создать зону малых скоростей. На рис. 1,2(в) показано, как этого можно достичь посредством простой пластины. Такое устройство имеет, однако, один недостаток, который заключается в том, что необходимое для получения заданной величины повышения температуры отношение топливо-воздух существенно превышает предел воспламеняемости смесей углеводородов с воздухом. 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 $\alpha = 1,6$. Указанный недостаток может быть устранен, если простой стабилизатор заменить, как показано на рис. 1.2(г), перфорированной жаровой трубой. 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.

Существующие камеры сгорания можно разделить на следующие основные типы: а) индивидуальные; б) секционные (много-трубчатые); 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 пламенной трубе. 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 и 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. У встроенных камер корпус опирается непосредственно на общий корпус турбокомпрессора или конструктивно с ним совмещен.

Существуют две разновидности индивидуальных камер сгорания:

цилиндрические и угловые. В цилиндрической камере сгорания (рис. 1.3) 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 пространства, вторичный воздух попадает в объем А, где он смешивается с продуктами сгорания, понижая тем самым их температуру до заданного значения.

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.

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 связаны между собой пламяпередающими патрубками.

Секция многотрубчатой камеры сгорания (рис. 1.4) состоит из пламенной трубы и кожуха 8. Пламенная труба включает в себя головку, состоящую из лопаточного завихрителя 3, тарелки 2 и конуса 4, и корпус, состоящий из цилиндрической части 5 и двух конических участков, соединенных между собой конусным кольцом 6.

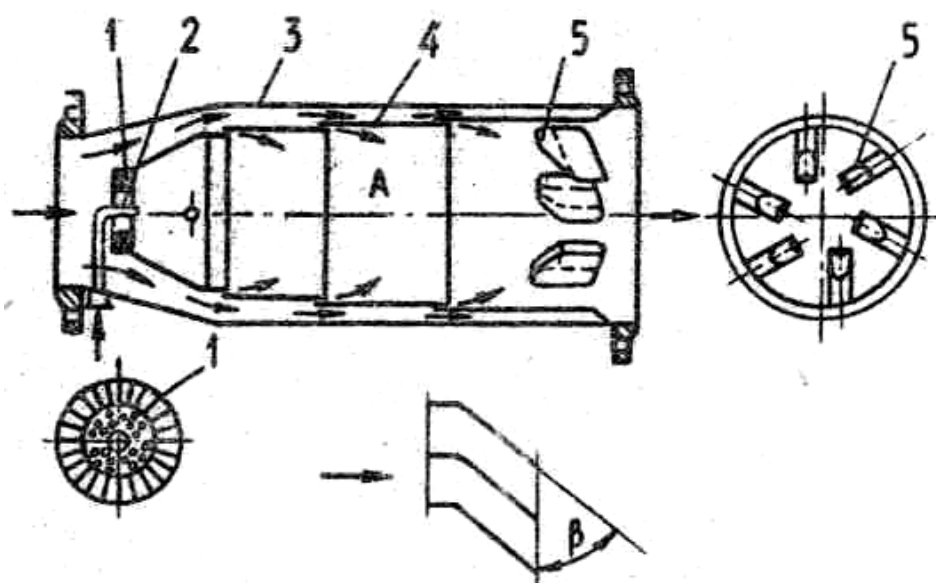


Рис. 1.3 Схема цилиндрической камеры сгорания

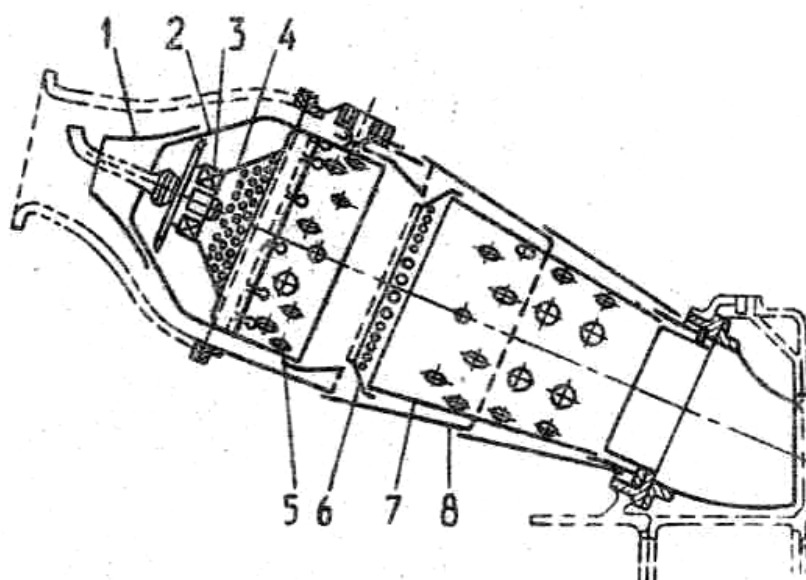


Рис. 1.4 Секция многотрубчатой камеры сгорания

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. 1.5) зона горения I имеет форму кольцевой полости обычно шириной 150-200 мм, которая образует цилиндрами 1 и 2. Два других соосно расположенных цилиндра (9 и 8) составляют кожух камеры. Первичный воздух через воздухопроводящее 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

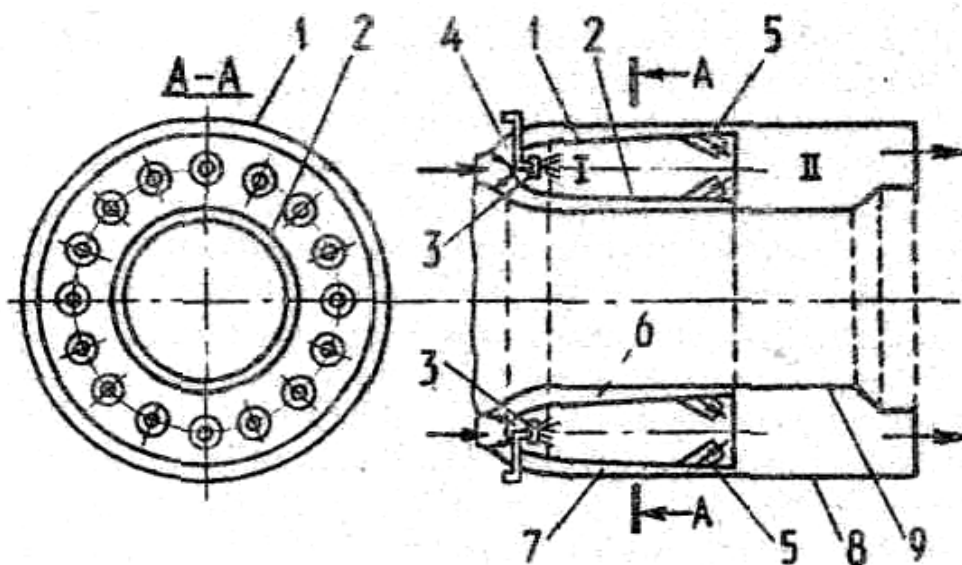


Рис. 1.5 Схема кольцевой камеры сгорания

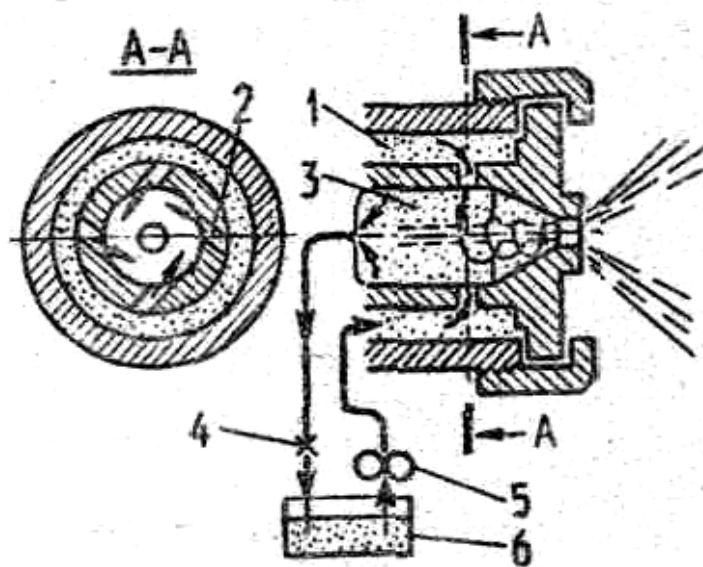


Рис. 1.6 Центробежная форсунка с перепуском топлива

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

Для работы на жидком топливе в камерах сгорания обычно применяют центробежные форсунки (рис. 1.6). 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.

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.

II. СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ПРОСТЕЙШИХ ГТУ

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

Принципиальная схема простой газотурбинной установки показана на рис. 2.1. Компрессор 1 засасывает воздух из атмосферы,

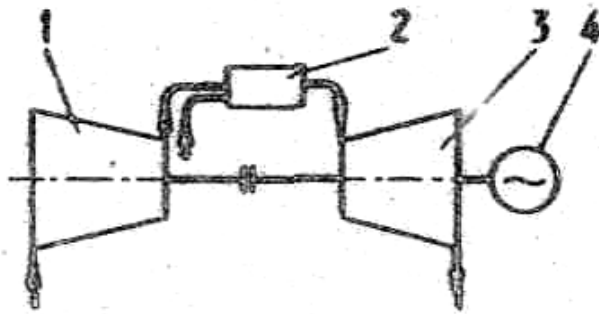


Рис. 2.1 Принципиальная схема ГТУ:
1 – компрессор; 2 - камера сгорания;
3 - газовая турбина; 4 – электрогенератор.

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.

Так как газовая турбина может работать только при наличии сжатого воздуха, получаемого только от компрессора, приводимого во вращение турбиной, очевидно, что пуск ГТУ должен осуществляться

от постороннего источника энергии (пускового мотора), с помощью которого компрессор вращается до тех пор, пока из камеры сгорания не начнет поступать газ определённых параметров и в количестве, достаточном для начала работы газовой турбины.

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

Турбина. На рис. 2.2 показана схема простой одноступенчатой турбины. Основными частями её являются; корпус (цилиндр) турбины 1, в котором укреплены направляющие лопатки 2, рабочие лопатка 3, установленные по всей окружности на ободе 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. На рис. 2.3 сверху изображена схема такой турбинной ступени и внизу дано сечение направляющих и рабочих лопаток цилиндрической поверхности а-а, 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. 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. 2.3 показано стрелкой ω). Таким образом, часть кинетической энергии газа преобразуется на рабочих лопатках в механическую

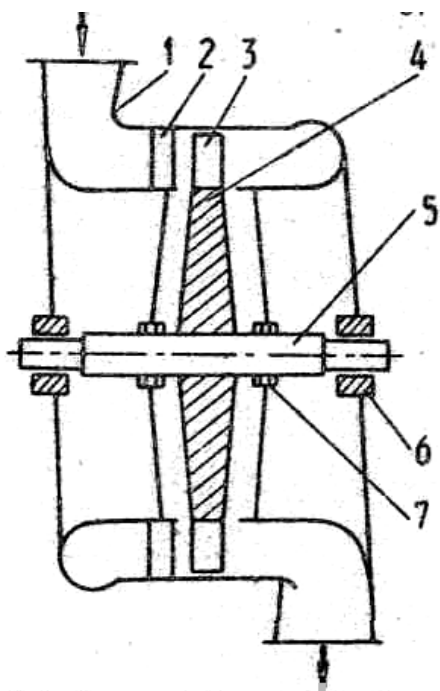


Рис. 2.2 Схема одноступенчатой турбины

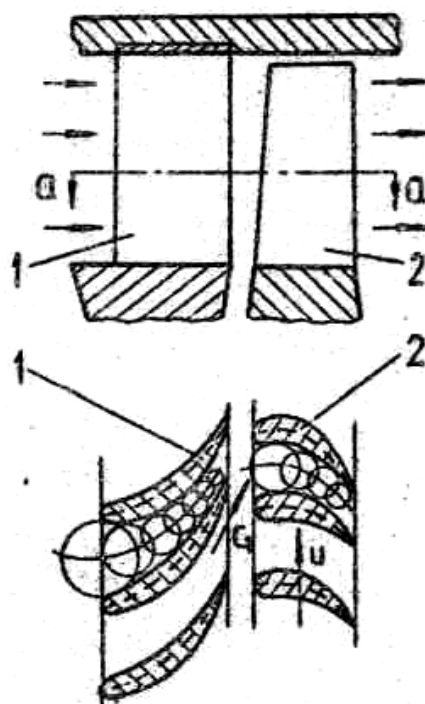


Рис. 2.3 Схема турбинной ступени

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 и на рабочих лопатках. В зависимости от типа ступени отношение скоростей $\frac{U}{c_1}$ выбирается обычно в интервале: 0,4...0,9.

При высокой начальной температуре газа и большой степени понижения давления в ступени¹ скорость c_1 истечения газа из сопел также получается большой. В этом случае, чтобы выдержать необходимое отношение $\frac{U}{c_1}$, требуется иметь большую окружную скорость рабочего колеса. Величина последней может

¹ Степенью понижения давления в ступени называется отношение давления перед ступенью к давлению за ней.

оказаться недопустимей по соображениям прочности рабочих лопаток или диска турбины. В таких случаях турбины выполняются многоступенчатыми.

Схема многоступенчатой турбины показана на рис. 2.4.

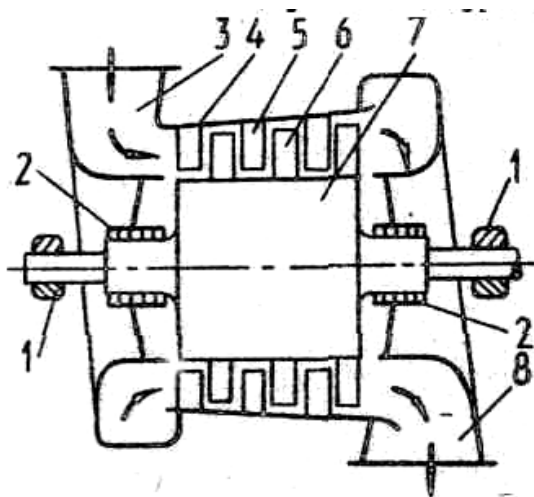


Рис. 2.4. Схема многоступенчатой турбины:

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

Турбина состоит из ряда последовательно расположенных отдельных ступеней, в которых происходит постепенное расширение газа. Падение давления, приходящееся на каждую ступень, а, следовательно, и 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 .

Компрессор. Схема многоступенчатого осевого компрессора изображена на рис. 2.5. 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 воздух последовательно проходит через следующие элементы компрессора, показанные на рис. 2.5: входной патрубок 1, входной направляющий аппарат 4, группу ступеней 5, 6, спрямляющий аппарат 8, диффузор 9 и выходной патрубок 10. Рассмотрим назначение этих элементов.

Входной патрубок предназначен для равномерного подвода воздуха из атмосферы к входному направляющему аппарату, который должен придать необходимое направление потоку перед входом в первую ступень. В ступенях воздух сжимается за счет передачи

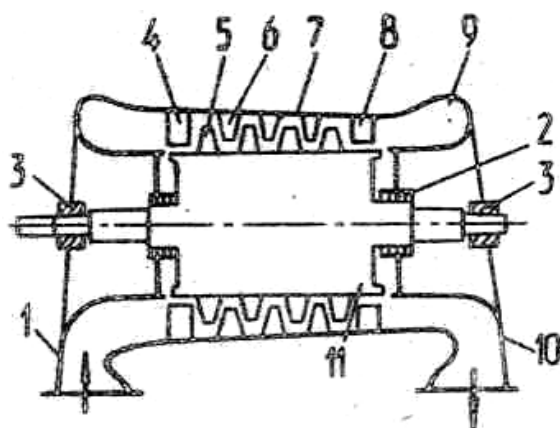


Рис. 2.5 Схема многоступенчатого осевого компрессора:

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

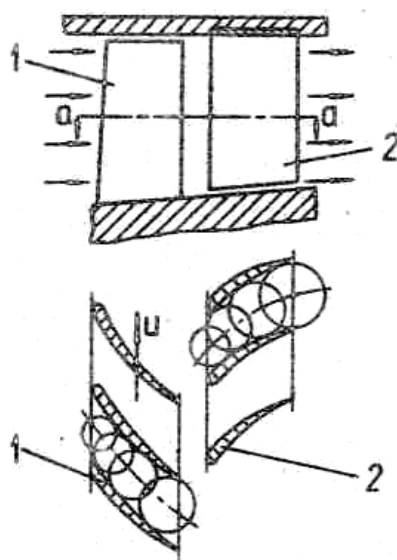


Рис. 2.6 Схема ступени осевого компрессора

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. В диффузоре продолжается сжатие газа за счет понижения его кинетической энергии. Выходной патрубок предназначен для подачи воздуха от диффузора к перепускному трубопроводу.

Лопатки компрессора 1 (рис. 2.6) образуют ряд расширяющихся каналов (диффузоров). При вращении ротора воздух входит в межлопаточные каналы с большой относительной скоростью (скорость движения воздуха, наблюдаемая с движущихся лопаток). При движении воздуха по этим каналам его давление повышается в результате уменьшения относительной скорости. В расширяющихся каналах, образованных неподвижными направляющими лопатками 2, происходит дальнейшее повышение давления воздуха, сопровождающееся соответствующим уменьшением его кинетической энергии. Таким образом, преобразование энергии в ступени компрессора происходит по сравнению с турбиной

ступенью в обратном направлении.

Камера сгорания. Назначение камеры сгорания заключается в повышении температуры рабочего тела за счет сгорания топлива в среде сжатого воздуха. Схема камеры сгорания показана на рис. 2.7.

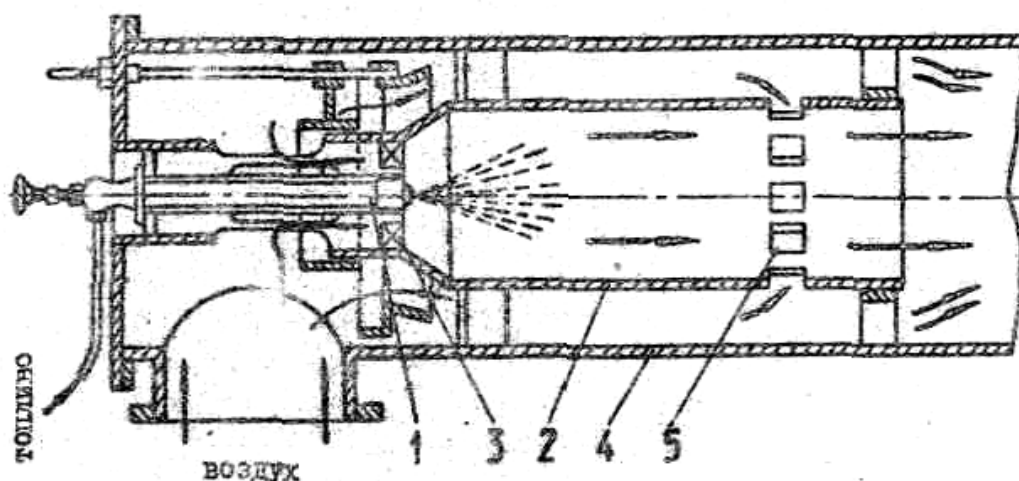


Рис. 2.7 Камера сгорания

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 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 трубкой 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 получают сильно разбавленными воздухом и охлажденными.

2.2 Простая газотурбинная установка прерывистого горения

Схема установка прерывистого горения (со сгоранием при постоянном объеме) такая же, что и для установки с изобарным подводом теплоты, и показана на рис. 2.1. Эта ГТУ отличается от установки непрерывного горения устройством камеры сгорания (рис. 2.8).

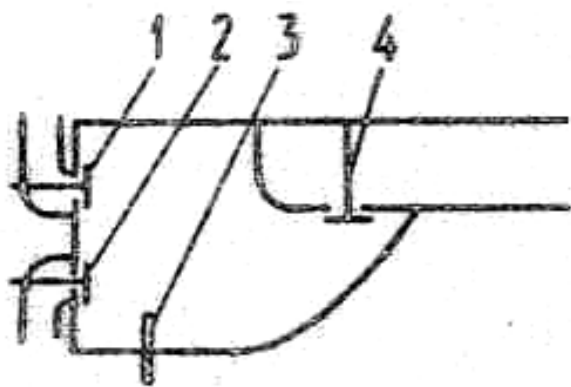


Рис. 2.8 Камера прерывистого горения:

- 1-воздушный клапан;
- 2-топливный клапан;
- 3-свеча зажигания;
- 4-сопловой (газовый) клапан.

Камера сгорания ГТУ прерывистого горения 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.

Процесс изменения с течением времени давления в камере за весь цикл показан на рис. 2.9.

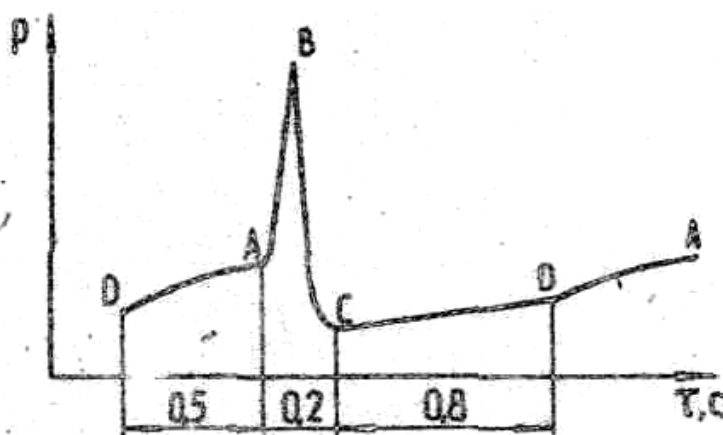


Рис. 2.3 Изменение давления в зависимости от времени в камере сгорания

Здесь АВ – вспышка; ВС – расширение; СД – продувка и ДА – зарядка. По данным Хольцварта весь цикл совершается приблизительно за 1,5 с. В этих опытах давление в начале вспышки (т. А) было равно $(3...4) \cdot 10^5$ Па, а в конце вспышки (т. В) оно возрастало приблизительно до $15 \cdot 10^5$ Па.

2.3. Показатели эффективности циклов ГТУ

Циклом теплового двигателя называют 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. В анализе эффективности циклов двигателей решают две задачи:

1) определяют, от каких факторов зависит к.п.д. обратимого термодинамического цикла и какими должны быть процессы цикла, чтобы его к.п.д. 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 к.п.д. цикла.

Основным показателем, достаточным для суждения о термодинамической эффективности обратимого цикла, служит термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (2.1)$$

где: $l_{\text{ц}}$ - полезная работа цикла;

q_1 - подведенная за цикл теплота;

q_2 - отведенная за цикл теплота.

Степень совершенства необратимых действительных циклов характеризуется величиной индикаторного к.п.д. цикла (двигателя):

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = 1 - \frac{q_{2\partial}}{q_1} \quad (2.2)$$

где: l_i - полезная внутренняя работа действительного цикла ГТУ;

$q_{2\partial}$ - отведенная теплота в действительном цикле.

Необратимость процессов действительного цикла уменьшает его полезную работу ($l_i > l_{\text{ц}}$) поэтому индикаторный к.п.д. всегда меньше термического к.п.д. (при сравнимых условиях).

Индикаторный к.п.д. 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.

2.4 Обратимые термодинамические циклы газотурбинных двигателей

Термодинамические циклы представляют упрощенную тепловую схему и облегчают теоретическое исследование различных тепловых 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 замена отработавших газов свежим зарядом.

5. Теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры, т.е. принимается, что рабочим телом является идеальный газ.

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

Имеются два основных типа ГТУ: с подводом теплоты при постоянной давлении и с подводом теплоты при постоянном объеме.

ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении

Схема установки приведена на рис. 2.1. На рис. 2.10 изображен термодинамический цикл ГТУ на PV- и TS-диаграммах. Ра-

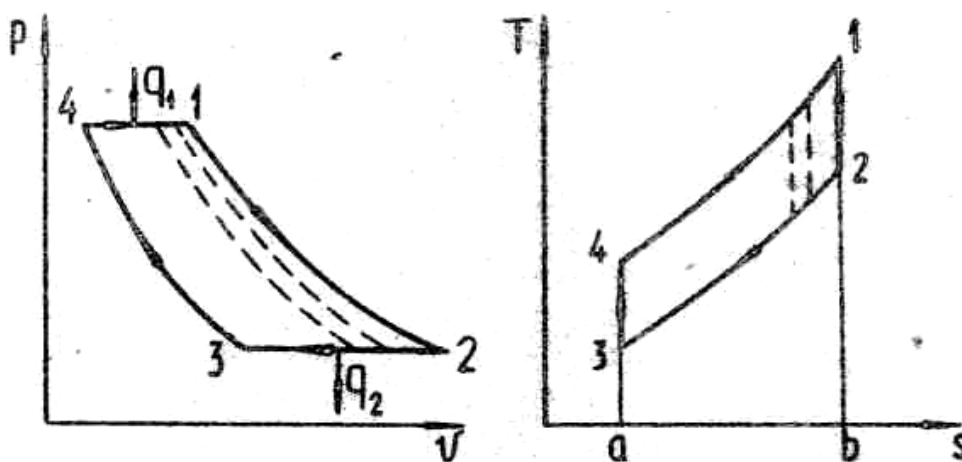


Рис. 2.10 Термодинамический цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении на PV- и TS-диаграммах

бочее тело вначале сжимается в компрессоре по адиабате 3-4, затем к нему подводятся 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 к.п.д. (2.1).

Для установления характера и степени влияния параметров цикла на термический к.п.д. преобразуем уравнение (2.1), подставив в него значения:

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

где: C_p - теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении.

Тогда получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} \quad (2.3)$$

Используя известные из термодинамики уравнения связи параметров в различных процессах, выразим все температуры в характерных точках через температуру T_3 :

$$\text{для процесса 3-4:} \quad T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{K-1}{K}} = T_3 \cdot \pi^m \quad (\text{а})$$

где: $m = (K-1)/K$;

$$\text{для процесса 4-1:} \quad T_1 = T_4 \cdot \frac{V_1}{V_4} = T_3 \cdot \pi^m \cdot \frac{V_1}{V_4} \quad (\text{б})$$

$$\text{для процесса 2-1:} \quad T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{-m} = T_1 / \pi^m = T_3 \cdot \frac{V_1}{V_4} \quad (\text{в})$$

Подставив полученные значения температур (а), (б) и (в) в выражение (2.3), получим:

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

Произведя сокращения, окончательно получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^m} \quad (2.4)$$

Формула (2.4) показывает, что термический к.п.д. рассматриваемого цикла зависит от работы компрессора и от природы рабочего тела (показателя адиабаты К). Чем выше К и чем больше сжимается воздух компрессором, тем выше η_t (рис. 2.11).

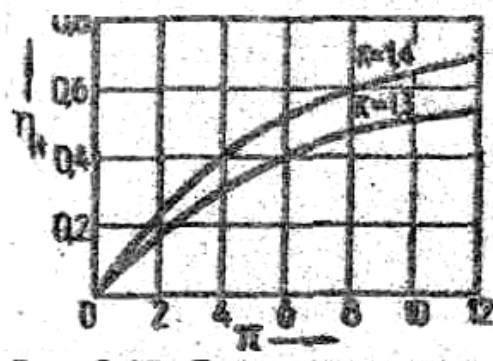


Рис. 2.11 Зависимость термического к.п.д. цикла ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении от степени повышения давления и показателя адиабаты

Термический к.п.д. цикла можно определить по TS-диаграмме в виде отношения площади 34123 внутри цикла к площади под процессом 4-1 (рис.2.10). 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. 2.10. степень повышения давления и показатель адиабаты при этом не изменяются. Это свидетельствует о том, что изменение нагрузки на термический к.п.д. цикла не влияет.

ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме

На рис. 2.12 изображен термодинамический цикл ГТУ, показанной на рис. 2.1 (с учетом рис. 2.8) на PV- и TS-диаграммах. Данный цикл отличается от предыдущего цикла ГТУ только характером подвода теплоты.

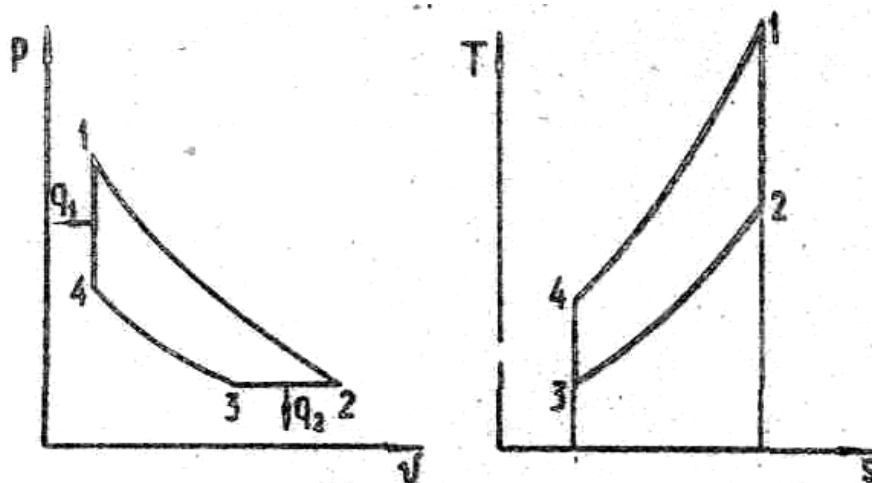


Рис. 2.12 Термодинамический цикл ГТУ с изохорным подводом теплоты на PV- и TS-диаграммах

Рассуждая аналогично, получаем выражение для термического к.п.д. рассматриваемого цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^m} \cdot \frac{K \cdot \left[\left(\frac{T_1}{T_4} \right)^{\frac{1}{K}} - 1 \right]}{\frac{T_1}{T_4} - 1} \quad (2.5)$$

Из формулы (2.5) следует, что с увеличением степени повышения давления и в отношения абсолютных температур конца и начала подвода теплоты термический к.п.д. цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты увеличивается.

Зависимость $\eta_t = f\left(\pi, \frac{T_1}{T_4}\right)$ при $K = \text{const}$ ($K = 1,4$) показана на рис. 2.13.

Термический к.п.д. цикла можно определить, если воспользоваться изображением цикла на TS-диаграмме, в виде отношения площади 34123 (внутри цикла) к площади под процессом 4-1 (рис. 2.12).

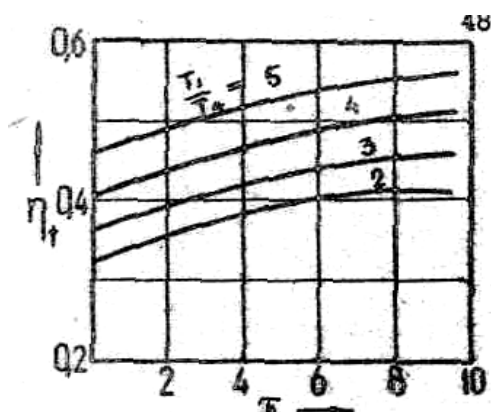


Рис. 2.13 Зависимость термического к.п.д. цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты от степени повышения давления и отношения абсолютных температур конца и начала подвода теплоты при $K=1,4$

2.5 Сравнительный анализ термодинамических циклов ГТУ

При анализе и сопоставлении различных термодинамических циклов наибольший интерес представляют их экономичность и значение термического к.п.д. 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 к.п.д. 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 к.п.д. 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 проводятся 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. 2.14). Отсюда следует, что $q_{1p} = \text{пл. } 1_p c a 4 = q_{1V} = \text{пл. } 1_V b a 4$. Отведенная теплота в циклах разная:

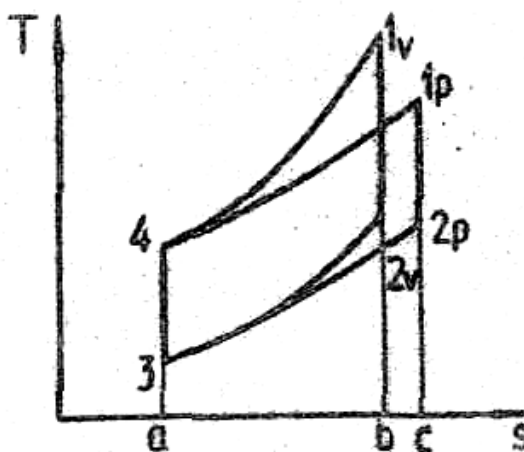


Рис. 2.14 Сравнение циклов ГТУ с изобарным а изохорным подводом теплоты при одинаковых π и q_1

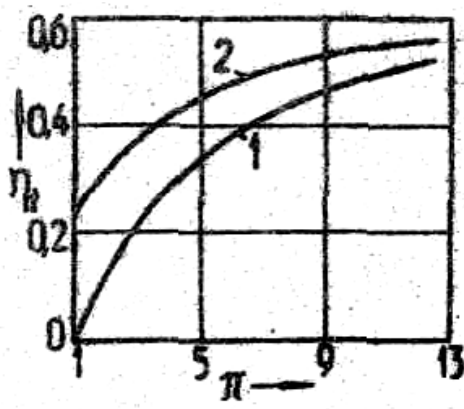
$$q_{2v} = \text{пл. } 2vba3 < q_{2p} = \text{пл. } 2pca3$$

В силу этого при выбранных условиях термически к.п.д. цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты выше термического к.п.д. цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты.

Аналогично можно провести сравнение циклов и при других начальных условиях. Сравнение формул (2.4) и (2.5) для циклов с подводом теплоты при постоянной давлении и постоянном объеме при одинаковых значениях степени повышения давления и показателя адиабаты показывает, что термический к.п.д. цикла с горением при $V = \text{const}$ выше, чем при $P = \text{const}$, так как всегда:

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

На рис. 2.15 показано изменение термического к.п.д. циклов ГТУ в зависимости от степени повышения давления при одинаковых



показателей адиабаты и степени повышения температуры в цикла. Из сравнения ясно, что термический к.п.д. ГТУ с подводом теплоты при постоянной объеме существенно выше, чем к.п.д. ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении, причем это различие усиливается в области малых значений степени повышения давления.

Рис. 2.15. Термический к.п.д. в зависимости от степени повышения давления ($K = 1,38$, $\tau = 3,731$):

- 1 - к.п.д. цикла ГТУ с подводом теплоты при $P = \text{const}$;
- 2 - тоже при $V = \text{const}$.

Однако термодинамические преимущества цикла ГТУ с изохорным подводом теплоты в значительной степени снижаются за счёт уменьшения к.п.д. турбины η_T^i . 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 к.п.д. турбины, влияние которого на экономичность ГТУ весьма велико. Поэтому нельзя ожидать заметной разницы внутренних к.п.д. 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.

2.6 Реальный цикл ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении

Рассмотренные термодинамические циклы ГТУ являются обратимыми, т.е. в них не учитывается какие-либо потери в процессах сжатия и расширения рабочего тела, а процессе подвода теплоты, топлива и т.д. В реальных условиях процессы во всех элементах ГТУ оказываются далекими от обратимых, и поэтому определение показателей ГТУ (в частности, к.п.д.) на базе обратимых эталонных циклов не представляет практического интереса и может быть оправдано лишь с точки зрения методологии – получения сравнительных результатов.

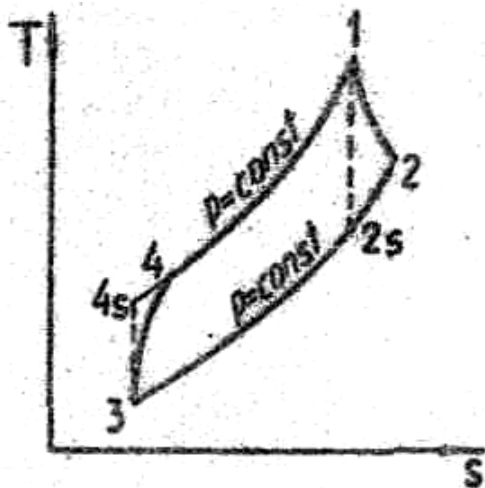


Рис. 2.16 Цикл простейшей ГТУ с учетом потерь в турбине и компрессоре

Рассмотрим цикл ГТУ в TS-диаграмме, показанный на рис. 2.16 без учета потерь давления в воздушном и газовом траках. Их влияние на экономичность ГТУ рассмотрено, например, в [13]. Установлено, что эффективность ГТУ особенно сильно падает в области малых значений степени повышения давления ($\pi < 3$). Реальный цикл 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 компрессор; 4-1 - подвод теплоты в камере сгорания. Штриховые линии 1-2S и 3-4S соответствуют изотропным процессам расширения, в турбине и сжатия в компрессоре.

Потери энергии уменьшают, получали 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 к.п.д. турбины η_T^i :

$$L_{T,\partial} = \eta_T^i \cdot L_T \quad (2.6)$$

Потери же энергии в компрессоре увеличивает 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.

Значит работа, потребляемая реальным компрессором, равна отношению работы, потребляемой идеальным компрессором L_K , к внутреннему адиабатному к.п.д. компрессора:

$$L_{K,\partial} = \frac{L_K}{\eta_K^i} \quad (2.7)$$

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

$$L_i = \eta_T^i \cdot L_T - \frac{L_K}{\eta_K^i} \quad (2.8)$$

Выражение для внутреннего к.п.д. простейшей ГТУ (без вывода) будет иметь следующий вид:

$$\eta_i = \frac{\eta_T^i \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right) - \frac{1}{\eta_K^i \cdot \tau} \cdot (\pi^m - 1)}{1 - \frac{1}{\tau} - \frac{1}{\eta_T^i \cdot (\pi^m - 1)}} \cdot \eta_{KC}^T \quad (2.9)$$

Отсюда видно, что к.п.д. 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 к.п.д. турбины η_T^i , компрессора η_K^i и камеры сгорания $\eta_{КС}^T$. Сопоставляя η_i реального цикла с термическим к.п.д. (2.4) идеального цикла, можно определять степень необратимости действительного цикла. Рассмотрим подробнее влияние этих величин на внутренний к.п.д. ГТУ.

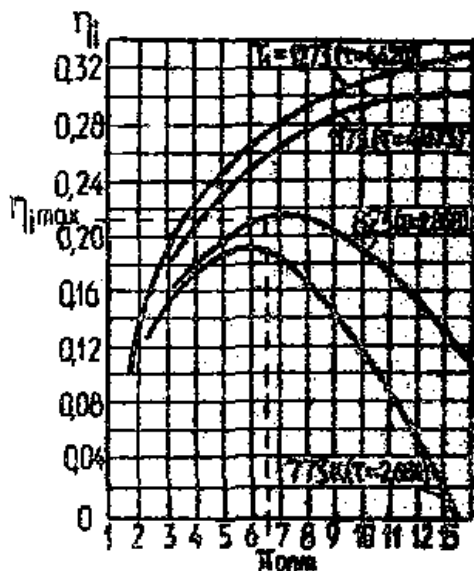


Рис. 2.17 Внутренний к.п.д. простейшей ГТУ в зависимости от степени повышения давления при различных τ

На рис. 2.17 представлены кривые изменения η_i в зависимости от π для различных τ при $\eta_T^i = 0,87$; $\eta_K^i = 0,88$; $\eta_{КС}^T = 0,97$ и изменённой $T_3 = 288$ К.

В отличие от к.п.д. идеального цикла, который непрерывно повышается с увеличением π , к.п.д. реального цикла имеет максимум при вполне определённой оптимальной степени повышения давления $\pi = \pi_{\text{опт}}$, 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°C оптимальная степень повышения давления $\pi_{\text{опт}}$ возрастает от 6 до 11. Следует заметить, что кривые $\eta_i = f(\pi)$ мере увеличения t_1 становятся более пологими.

Увеличение начальной температуры газа перед турбиной является весьма сильным средством повышения экономичности ГТУ. Как легко увидеть из рис. 2.17, повышение температуры t_1 на 50°C увеличивает абсолютное значение η_i приблизительно на 2 %. Поэтому ясно, насколько важно стремиться выполнять ГТУ с высокой температурой газов перед турбиной. Однако 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 к.п.д. ГТУ, поскольку η_i возрастает с увеличением $\tau = T_1/T_3$ (рис. 2.17).

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 к.п.д. ГТУ оказывается более высоким, чем летом.

Потери энергии в турбине и компрессоре, характеризующиеся к.п.д. 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 (2.8).

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

2.7 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, учитывается внутренним (адиабатическим) к.п.д. компрессора η_K^i ; 2) внутренние потери в газовой турбине, учитываются относительным внутренним к.п.д. турбины η_T^i ; 3) потери тепла в камере сгорания, учитываются с помощью теплового к.п.д. камеры сгорания $\eta_{КС}^T$; 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 к.п.д. установки

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_{KC}} \quad (2.10)$$

где: L_i – полезная внутренняя работа ГТУ, кДж/кг;
 q_{KC} – действительное количество теплоты, затрачиваемое в камере сгорания на нагрев 1 кг воздуха от температуры i_{4P} до i_1 , кДж/кг.

Кроме того, и показателей, 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 /3.13/.

Внешние потери в ГТУ не оказывают непосредственного влияние 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 к.п.д. установки:

$$\eta_{вн} = \frac{L_e}{L_i} \quad (2.11)$$

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 к.п.д. установки, который равен отношению эффективной работы к действительному количеству теплоты, затраченному на нагрев 1 кг воздуха к камере сгорания:

$$\eta_e = \frac{L_e}{q_{KC}} = \frac{L_i}{q_{KC}} \cdot \frac{L_e}{L_i} = \eta_i \cdot \eta_{M,y} \quad (2.12)$$

III. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГТУ

Существует ряд способов повышения экономичности ГТУ:

- 1) за счет применения регенерации тепла отработавших в турбине газов;
- 2) путем ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением;
- 3) путем применения ступенчатого расширения с промежуточным подогревом рабочего газа;
- 4) путем создания сложных и многовальных установок, что дает возможность повысить экономичность ГТУ особенно при работе на частичных нагрузках;
- 5) путем создания комбинированных установок работающих по парогазовому циклу в с поршневыми камерами сгорания;

Рассмотрим все перечисленные способы повышения экономичности ГТУ в последующих параграфах.

3.1 Схема и цикл ГТУ с регенерацией теплоты

Основная идея - снижение расхода топлива за счёт сокращения потерь теплоты с уходящими газами.

Основные потери в газотурбинной установке - это потери теплоты с уходящими газами, которые составляют 60...70 %, а иногда и более процентов от подводимой с топливом энергии. 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. 3.1.

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 удаляющаяся в атмосферу. В регенераторе температура воздуха повышается на 180...250°С, так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере

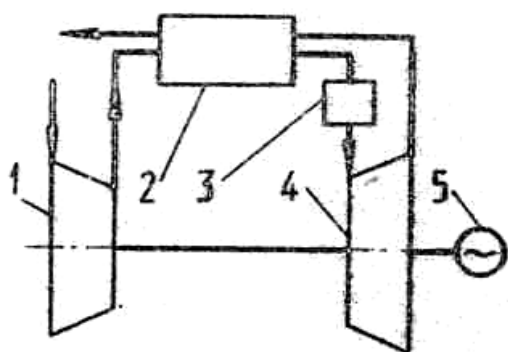


Рис. 3.1 Схема ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов: 1-компрессор; 2-регенератор; 3-камера сгорания; 4-турбина; 5-нагрузка

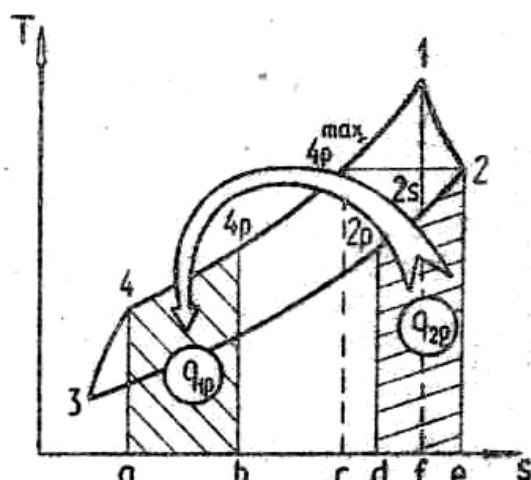


Рис. 3.2 Цикл ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов

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. 3.2). 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 уходящими в атмосферу газами (условное замыкание цикла).

Заштрихованная площадь $a44_p b$ изображает на TS-диаграмме количество теплоты q_{1p} , полученное 1 кг воздуха в регенераторе, а площадь $d2p2e$ - количество теплоты q_{2p} , отданное отработавшими газами 1 кг воздуха. Они будут, очевидно, равны при условии отсутствия потерь тепла в окружающую среду: $q_{1p} = q_{2p}$.

Количество теплоты, подводимое камере сгорания за счет топлива, изображается

площадью $v_{4P} 1f$, и оно меньше площади a_{41f} , изображающей 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 $a_{44P}^{\max}$, 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:

$$\begin{aligned} q_{1P} &= Cp \cdot (T_{4P} - T_4) \\ q_{1P}^{\max} &= Cp \cdot (T_{4P}^{\max} - T_4) = Cp \cdot (T_2 - T_4) \end{aligned}$$

тогда степень регенерации:

$$\mu = \frac{(T_{4P} - T_4)}{(T_2 - T_4)} \quad (3.1)$$

Оценим влияние степени регенерации на внутренний к.п.д. ГТУ. Выражение внутреннего к.п.д. ГТУ при наличии регенерации сложное:

$$\eta_{iP} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right) \cdot \left[\frac{1}{(\eta_K^i \cdot \tau)}\right] \cdot (\pi^m - 1)}{(1 - \mu) \cdot \left\{ \left[1 - \eta_T^i \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right)\right] - \frac{1}{\tau} \cdot \left[1 + \left(\frac{1}{\eta_K^i}\right) \cdot (\pi^m - 1)\right] \right\}} \cdot \eta_{KC}^T \quad (3.2)$$

к.п.д. зависит от степени повышения температуры в цикле ($\tau = T_1/T_3$), степени повышения давления в компрессоре ($\pi = P_1/P_2$), внутренних к.п.д. компрессора (η_K^i) и турбины (η_T^i), теплового к.п.д. камеры сгорания (η_{KC}^T), а также степени регенерации (μ). Величина внутреннего относительного к.п.д. 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. 3.3, где показана зависимость $\eta_{iP} = f(\pi)$ для различных значений μ при конкретных постоянных значениях остальных величин: $t_1 = 850^\circ\text{C}$; $t_3 = 15^\circ\text{C}$; $\eta_T^i = 0,87$; $\eta_K^i = 0,88$; $\eta_{KC}^T = 0,97$.

Из графика видно, что: 1) кривые пересекаются в одной точке А, соответствующей такому значению степени повышения давления π , при котором $T_4 = T_2$. В этом случае регенерация становится невозможной; 2) при повышении степени регенерации μ оптимальная степень повышения давления $\pi_{\text{опт}}$ снижается. Это облегчает проектирование компрессора; 3) при значениях $\mu = 0,4 \dots 0,5$ влияние регенерации на к.п.д. ГТУ становится малоэффективным.

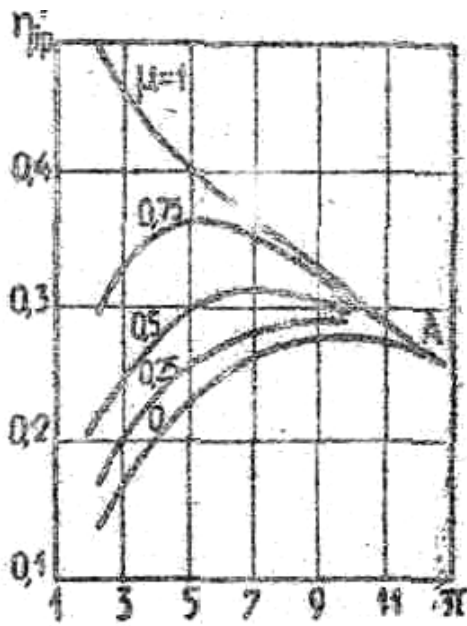


Рис. 3.3 Изменение внутреннего к.п.д. ГТУ в зависимости от степени повышения давления при различных значениях степени регенерации

При $\mu > 0,5$ с увеличением степени регенерации экономичность ГТУ соответственно возрастает за счет уменьшения затраты топлива в камере сгорания.

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

$$F = M_B \cdot \frac{C_p}{K} \cdot \frac{\mu}{1 - \mu} \quad (3.3)$$

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, 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.

к.п.д. ГТУ с регенерацией теплоты в настоящее время составляет примерно 25...29 % в то время как без регенерации 20...23 %. Повышение к.п.д. 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.

3.2 ГТУ со ступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением и со ступенчатым расширением и промежуточным подводом теплоты

Основная идея – уменьшение затрачиваемой работы на сжатие воздуха в компрессоре и увеличение 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. 3.4). Но для этого необходимо интенсивно и непрерывно подводить теплоту q от воздуха на протяжении всего процесса сжатия, что конструктивно, т.е. практически, невозможно осуществить.

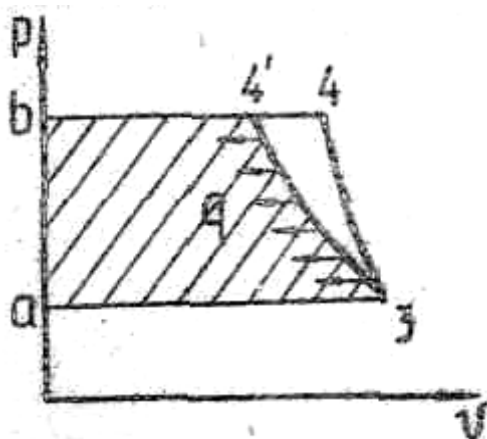


Рис 3.4 Процессы изотермического (3-4') и адиабатного (3-4) сжатия

На практике процесс сжатия в компрессоре приближается к адиабатическому (процесс 3-4), поскольку процесс осуществляется очень быстро. На рис. 3.4 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 работу, применяется ступенчатое сжатие

с охлаждением воздуха после каждой ступени в промежуточных холодильниках (рис. 3.5).

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

На рис. 3.5 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. 3.6.

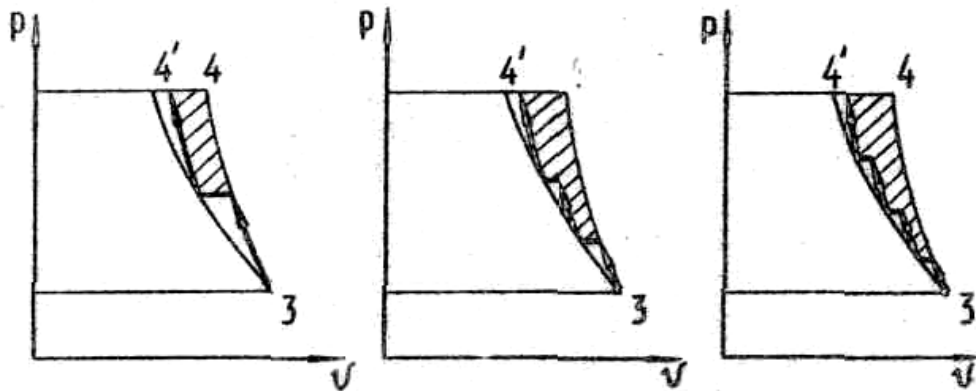


Рис. 3.5 Процессы ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением

а, б, в - соответственно двухступенчатое, трехступенчатое и четырехступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением после каждой ступени

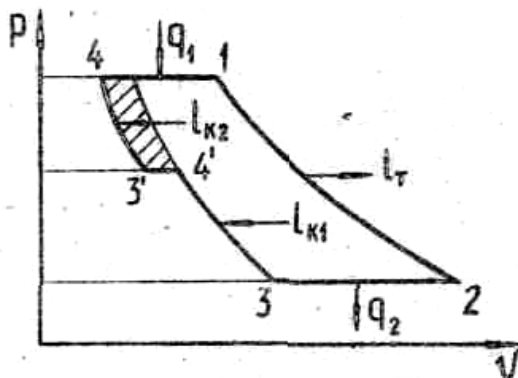


Рис. 3.6 Цикл ГТУ со ступенчатым сжатием с промежуточным охлаждением

Конструктивно ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением можно осуществить в двухкомпрессорном двигателе (рис. 3.7). Воздух 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). Однако, 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 в камеру сгорания надо подводить большее количество топлива для достижения максимальной температуры цикла T_1 .

На рис. 3.7 представлена схема и на рис. 3.8 - цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха и регенерацией в TS-диаграмме.

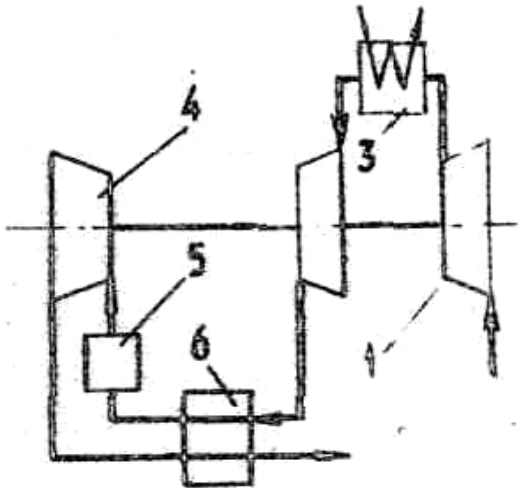


Рис. 3.7 Цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением и регенерацией:

1 - КНД; 2 - КВД; 3 - холодильник; 4 - газовая турбина; 5 - камера сгорания; 6 - регенератор

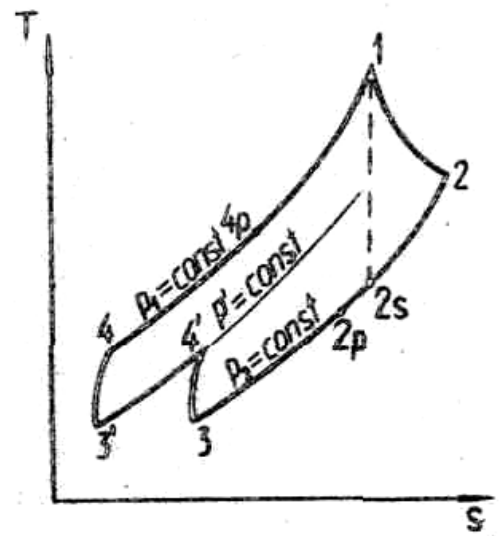


Рис. 3.8 Цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением и регенерацией в TS-диаграмме

На диаграммах (рис. 3.6 и 3.8) показаны следующие процессы: 3-4' - сжатие воздуха в КНД; 4'-3' - изобарное охлаждение воздуха в холодильнике; 3'-4 - сжатие воздуха в КВД; 4-4p - изобарный нагрев воздуха в регенераторе; 4p-1 - изобарный подвод теплоты в камере сгорания; 1-2 - расширение рабочего газа в газовой турбине; 2-2p - изобарное охлаждение отработавших газов в регенераторе; 2p-3 - изобарный отвод теплоты с уходящими газами в атмосферу (условный замыкающий цикл процесс).

Внутренний к.п.д. ГТУ с промежуточным охлаждением

$$\eta_{ioox} = \frac{L_i}{q_{KC}} = \frac{L_T \cdot \eta_T^i - (L_{K1}/\eta_{K1} + L_{K2}/\eta_{K2})}{q_{KC}} \quad (3.4)$$

где: L_i - полезная внутренняя работа ГТУ, равная разности между работой турбины 4 и работой компрессоров 1 и 2 (рис. 3.7);

q_{KC} - 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 4.

С выводом и анализом выражения для внутреннего к.п.д. рассматриваемой установки можно ознакомиться в специальной литературе, например в [8, 13]. Отметим лишь, что к.п.д. немного выше, чем к.п.д. 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. 3.9).

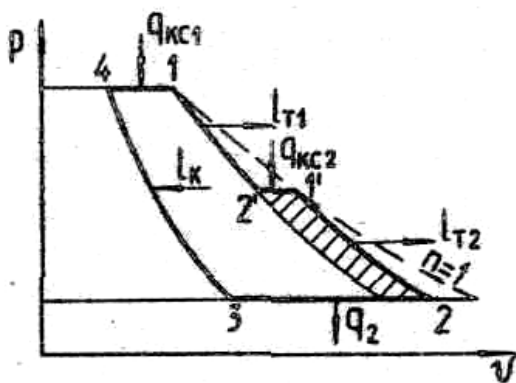


Рис. 3.9 Цикл ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа

Схема ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа представлена на рис. 3.10.

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

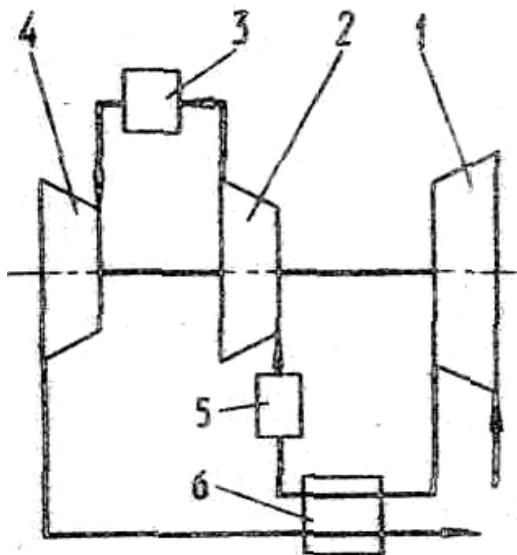


Рис. 3.10 Схема ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа:

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

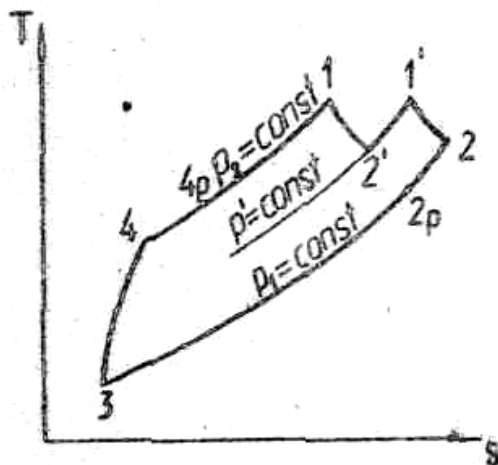


Рис. 3.11 Цикл ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа

рабочий газ отводится в КСНД 3, в которой за счет дополнительного сжигания топлива его температура повышается до t_1 . В виду 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 проходят через регенератор 6, где отдает часть своей теплоты воздуху.

Цикл ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом и регенерацией изображен на рис. 3.11. 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 среда (условный, замыкающий цикл процесс).

Внутренний к.п.д. ГТУ с двухступенчатым расширением и промежуточным подогревом рабочего газа

Выражение внутреннего к.п.д. данного типа ГТУ через характеристики цикла и его анализ читатель найдет, например, в / 8, 13 /. Отметим, что только при больших ($\pi > 5$) степенях повышения давления имеет место увеличение внутреннего к.п.д. 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.

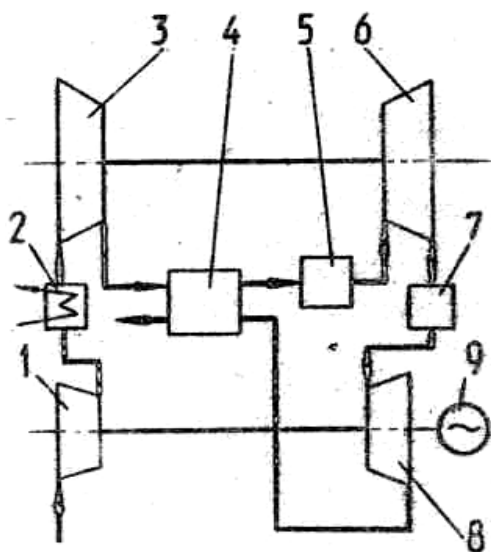


Рис. 3.12. Принципиальная схема ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением и двухступенчатым расширением с промежуточным подводом теплоты:

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

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. 3.12.

Такие двигатели, как правило, выполняются двух- или трехвальными.

Цикл в PV- и TS-диаграммах приведен на рис. 3.13. 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 - подгорев воздуха в регенераторе 4;

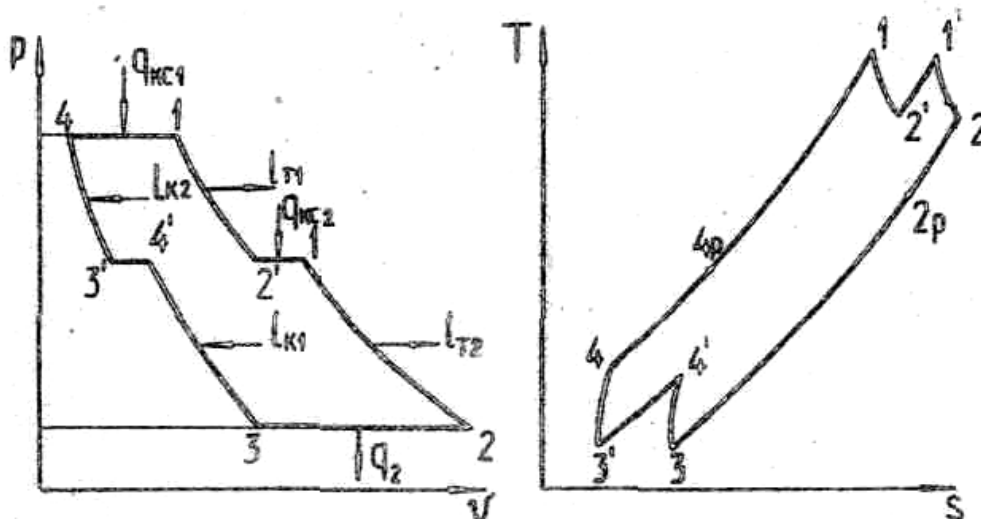


Рис. 3.13 Цикл ГТУ с регенерацией теплоты промежуточным охлаждением при сжатии и промежуточным подогревом при расширении в PV- и TS-диаграммах

4p-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; 2-2p - отвод теплоты в регенераторе 4; 2p-3 - отвод теплоты в окружающую среду (условно замыкающий цикл процесс),

Преимущество ГТУ, работающей по рассмотренной схеме (рис. 3.12), по сравнению с простой заключается, во-первых, в значительном увеличении удельной работы и, во-вторых, в повышении к.п.д. двигателя до 32...36 %.

3.3 Замкнутые ГТУ

Основная идея - повышение 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. 3.14. Отработавший в турбине 3 газ после регенератора 6 не удаляется

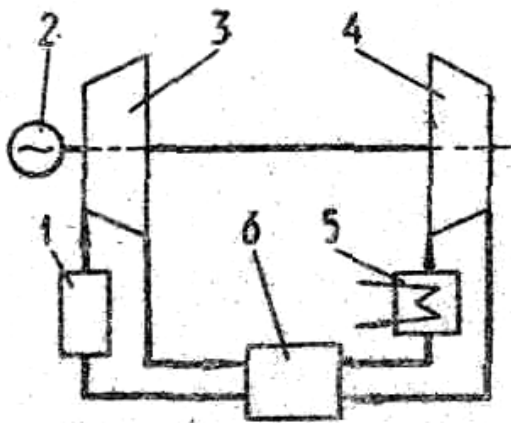


Рис. 3.14 Принципиальная схема замкнутой ГТУ:

1-нагреватель (Воздушный котёл);
 3-нагрузка; 3-турбина; 4-компрессор;
 5-оладитель; 6-регенератор

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. 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. 3.14 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. 3.14 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 к.п.д. установки различных режимах нагрузки в широком диапазоне остаются 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. Однако 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 (громоздкий "воздушный" котел).

3.4. Многовальные ГТУ

Основная идея - 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 и 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 соответствующего 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. 3.15. Здесь N_3 - нагрузка, в процентном отношении;

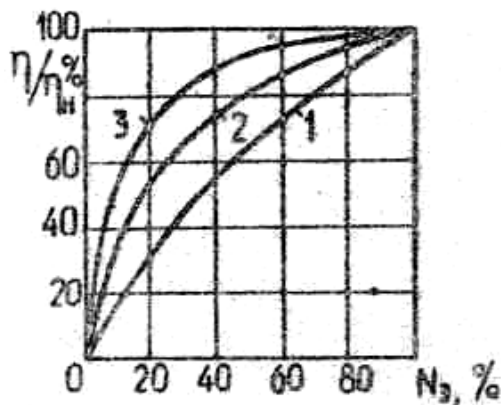


Рис. 3.15. Изменение относительного к.п.д. ГТУ в зависимости от нагрузки:

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

η - к.п.д. соответствующий различным значениям частичной нагрузки, т.е. при данной нагрузке;

η_n - к.п.д. при полной нагрузке; η/η_n - относительный к.п.д. Из графика видно, что слабее всего снижается к.п.д. 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 к.п.д. 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. Если нагрузка 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 к.п.д. ГТУ. Значительно в меньшей степени к.п.д. 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. 3.16). В такой установке турбина разделена на 2 ча-
сти.

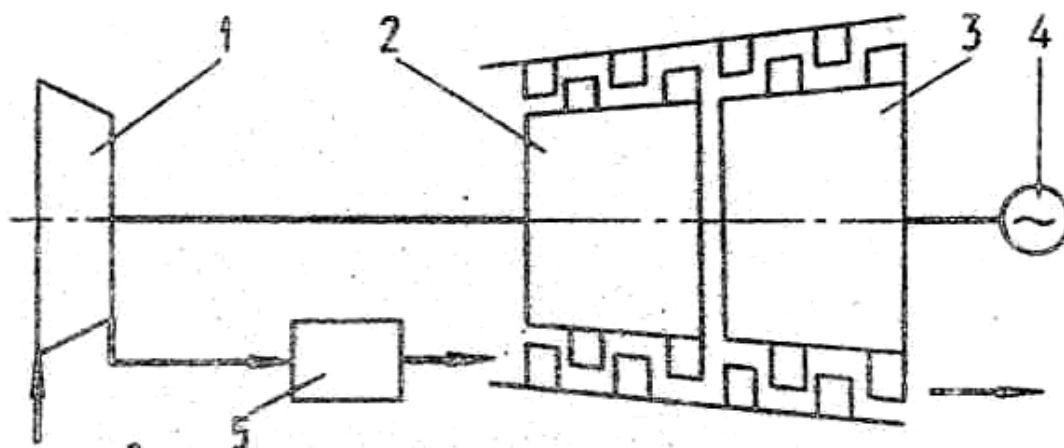


Рис. 3.16. Схема простой двухвальной ГТУ открытого цикла:
1-компрессор; 2-ТВД; 3-ТНД (силовая); 4-нагрузка; 5-камера сгорания

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 к.п.д. цикла на более высоком уровне.

3.6. Комбинированные двигатели

Основная идея к.п.д. при комбинировании двигателей заключается в расширении диапазона минимальной и максимальной температур цикла.

На самом деле, для цикла справедливо:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (3.6)$$

Для известных тепловых двигателей достигнутый диапазон разбежки t_{min} и t_{max} следующий (рис. 3.17).

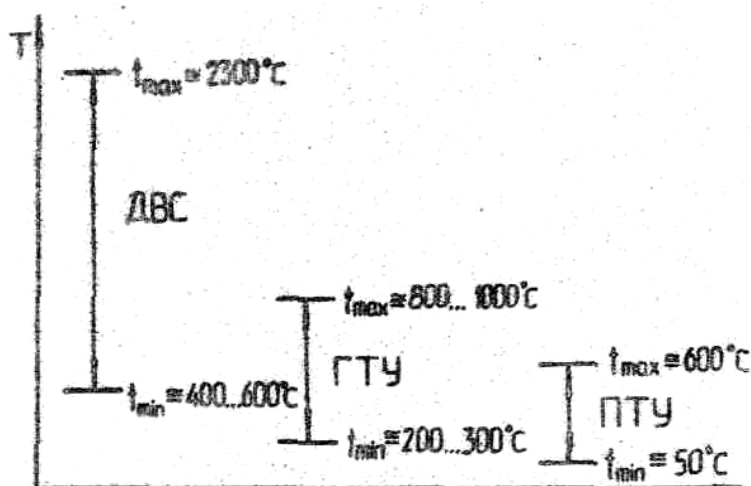


Рис. 3.17 Диапазон изменения минимальной и максимальной температур цикла для различных типов тепловых двигателей

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

Рассмотрим следующие виды комбинированных двигателей:

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

ГТУ с поршневыми камерами сгорания

Все большее распространение получают энергетические установки, в которых газовая турбина работает совместно со свободнопоршневым генератором газа (СПГГ). В этих установках удачно сочетаются положительные качества турбины (меньший вес и габариты, способность работать с большим числом оборотов и т.д.) с относительно высокой экономичностью ДВС.

Принципиальная схема ГТУ с СПГГ приведена на рис. 3.18

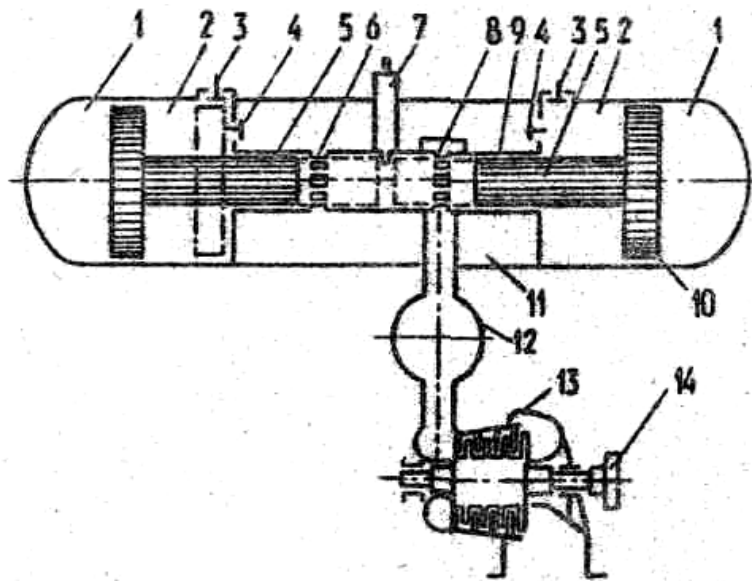


Рис. 3.18 ГТУ с поршневыми камерами сгорания:

1-буферная полость; 2-компрессорные полости; 3-впускной клапан; 4-перепускные клапаны; 5-поршень; 6-продувочные окна; 7-форсунка; 8-выпускные окна; 9-цилиндр («дизельный»); 10-поршни компрессоров; 11-продувочный ресивер; 12-уравнительный 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 продувки его, 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. Также, 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 уравнильной ресивер 12, а из него смесь газов с продувочным воздухом при температуре $450...600^{\circ}\text{C}$ направляется в турбину 13. взвиваемая 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.

К.п.д. 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°C), а низшей - температура газов, выпускаемых из турбины ($200...300^{\circ}\text{C}$).

В простой ГТУ, чтобы снизить температуру продуктов сгорания с 1800°C 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 пошли, 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)

Стремление повысить технико-экономические показатели энергетических установок путем рационального сочетания особенностей парового и газотурбинного циклов привело к созданию парогазовых установок (ПГУ). Упрощенная принципиальная схема ПГУ приведена на рис. 3.19.

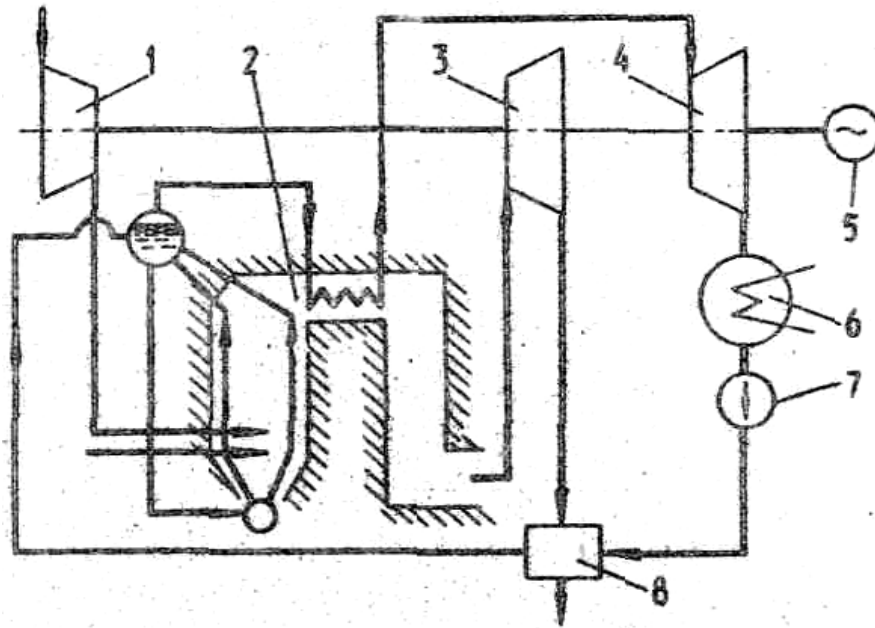


Рис. 3.19. Принципиальная схема ПГУ:

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

Установил, работает следующим образом.

Атмосферный воздух снимается в компрессоре 1 до давления 0,6...0,7 МПа и направляется в парогенератор (паровой котел) 2. Тут же подается топливо, которое сгорает при температуре 1800°C. На выхода из парогенератора температура продуктов сгорания снижается до 700°C за счет передачи теплоты на нагрев воды и производство пара.

Полученный перегретый пар с давлением 13 МПа и температурой 560°C поступает в паровую турбину 4, где расширяясь до глубокого вакуума, совершает работу, и далее конденсируется в конденсатора 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°C, и затем удаляются в атмосферу.

Цикл комбинированной парогазовой установки (рис. 3.20) 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 $L_{цг}$, равная площади $1-2-3-4-5$. В цикле газотурбинной установки при его раздельном осуществлении количество подведённой теплоты равно площади $b-8-9-10-11-6-e$, а полезная работа $L_{цп}$ - площади $6-7-8-9-10-11$.

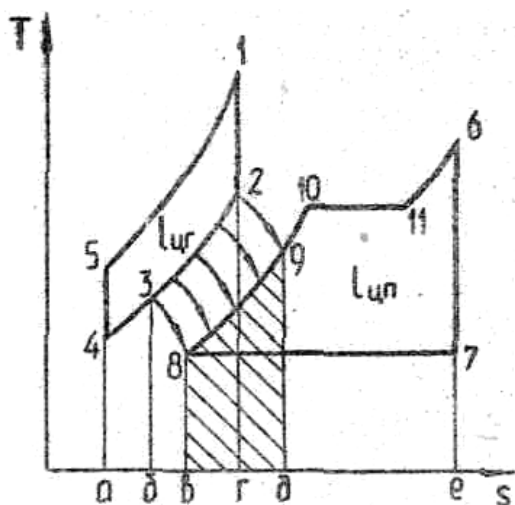


Рис. 3.20 Цикл парогазовой установки

Теплота отработавших в турбине газов, равная площади $a-4-2-g$, при раздельном осуществлении обоих циклов выбрасывается в атмосферу. В парогазовом цикле теплота, выделяющаяся при охлаждении газов по линии 2-3 и равная площади $b-3-2-g$, 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 $L_{цг} + L_{цп}$ одинакова при совместном и раздельном их осуществлении.

ПТУ имеют довольно высокий к.п.д. 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 ($700...800^{\circ}\text{C}$), чем, в современных парогазовых установках ($400...550^{\circ}\text{C}$), т.е. средняя температура подвода тепла в парогазовом цикле выше, чем в паровом. 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 к.п.д. парогазовой установки будет выше, чем к.п.д. 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.

IV. Теплотехнический расчёты ГТУ

4.1 Термодинамический расчет ГТУ

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 Клапейрона.

В действительности рабочими телами ГТУ являются многокомпонентными реальными газы (влажный воздух, продукты сгорания). Однако 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 к.п.д. компрессора (процесса сжатия) η_K и турбины (процесса расширения) η_T , теплового к.п.д. камеры сгорания (учитывает потери на внешнее охлаждение по тракту компрессор – регенератор – камеры сгорания – турбина) $\eta_{КС}$.

Относительные адиабатические к.п.д. компрессоров и газовых турбин определены как отношение удельных работ в реальных политропных процессах и удельным работ соответствующих адиабатных процессов:

$$\eta_K = \frac{L_K}{L_{K\partial}}; \quad \eta_T = \frac{L_{T\partial}}{L_T} \quad (4.1)$$

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 к.п.д. - η_{MT} и $\eta_{МК}$.

К числу важнейших характеристик цикла и показателей работы ГТУ относятся также: эффективный к.п.д. 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 $+16^\circ\text{C}$);
- 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 вариантные 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. 4.1

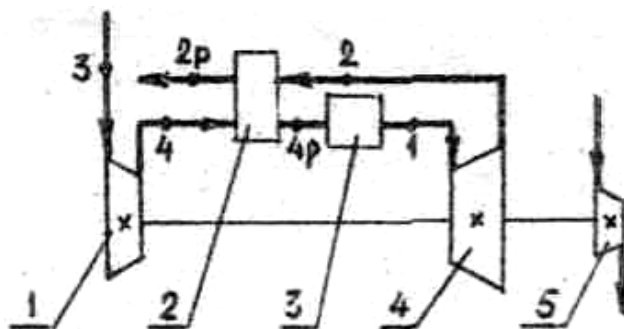


Рис. 4.1 Схема ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов:
1 - компрессор; 2 - регенератор; 3 - камера сгорания; 4 - турбина; 5 – нагнетатель

4.1.1 Порядок термодинамического расчета ГТУ

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

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

$$T_{4S} = T_3 \cdot \pi^{m_c} \quad (4.2)$$

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

$$\Delta T_{KS} = T_{4S} - T_3 \quad (4.3)$$

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

$$\Delta T_K = \Delta T_{KS} / \eta_K \quad (4.4)$$

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

$$T_4 = T_3 + \Delta T_K \quad (4.5)$$

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

$$H_K = C_{pв} \cdot \Delta T_K \quad (4.6)$$

где: $C_{pв}$ – удельная массовая теплоёмкость воздуха, кДж/(кг • град)

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

$$T_{2S} = T_1 / \pi^{m_T} \quad (4.7)$$

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

$$\Delta T_{TS} = T_1 - T_{2S} \quad (4.8)$$

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

$$\Delta T_T = \Delta T_{TS} \cdot \eta_T \quad (4.9)$$

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

$$T_2 = T_1 - \Delta T_T \quad (4.10)$$

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

$$H_T = C_{p_T} \cdot \Delta T_T \quad (4.11)$$

где: C_{p_T} – удельная массовая теплоёмкость воздуха, кДж/(кг • град)

12. Температура воздуха за регенератором, К:

$$T_{4P} = T_4 + \mu \cdot (T_2 - T_4) \cdot \frac{C_{p_T}}{C_{p_B}} \quad (4.12)$$

13. Температура рабочего газа за регенератором, К:

$$T_{2P} = T_2 - (T_{4P} - T_4) \cdot \frac{C_{p_B}}{C_{p_T} \cdot \eta_P} \quad (4.13)$$

где: η_P - к.п.д. регенератора

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

$$\alpha = \frac{Q_H^P \cdot \eta_{KC} + C_{p_T} \cdot t_T - C_{p_T} \cdot t_1}{V_0 \cdot \rho_B \cdot (C_{p_T} \cdot t_1 - C_{p_B} \cdot t_{4P})} \quad (4.14)$$

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

$$M_B = \frac{N_{ГТУ}}{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot V_0 \cdot \rho_B}\right) \cdot H_T \cdot \eta_{MT} - \frac{H_K}{\eta_{MK}}} \quad (4.15)$$

где: V_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, м³/кг; ρ_B – плотность воздуха, кг/м³.

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

$$M_T = M_B / (\alpha \cdot V_0 \cdot \rho_B) \quad (4.16)$$

17. Расход рабочего газа на турбину, кг/с:

$$M_{\Gamma} = M_B + M_T \quad (4.17)$$

18. Мощность, развиваемая турбиной установки, кВт:

$$N_T = M_{\Gamma} \cdot H_T \cdot \eta_{MT} \quad (4.18)$$

19. Мощность, потребляемая компрессором установки, кВт:

$$N_K = M_B \cdot H_K / \eta_{MK} \quad (4.19)$$

20. Мощность газотурбинной установки, кВт:

$$N_{ГТУ} = N_T - N_K \quad (4.20)$$

21. Эффективный к.п.д. установки:

$$\eta_{ГТУ} = N_{ГТУ} / (M_T \cdot Q_H^P) \quad (4.21)$$

22. Коэффициент полезной мощности:

$$\varphi = N_{ГТУ} / N_T \quad (4.22)$$

23. Удельный расход воздуха на установку, кг/(кВт • ч):

$$B_B = \frac{3600 \cdot M_B}{N_{ГТУ}} \quad (4.23)$$

24. Удельный расход рабочего газа на установку, кг/(кВт • ч):

$$B_{\Gamma} = \frac{3600 \cdot M_{\Gamma}}{N_{ГТУ}} \quad (4.24)$$

25. Удельный расход топливного газа на установку, кг/(кВт • ч):

$$B_T = \frac{3600 \cdot M_T}{N_{ГТУ}} \quad (4.25)$$

26. Удельный расход тепла в установке, кДж/(кВт • ч):

$$q_{ГТУ} = \frac{3600 \cdot M_T \cdot Q_H^P}{N_{ГТУ}} \quad (4.26)$$

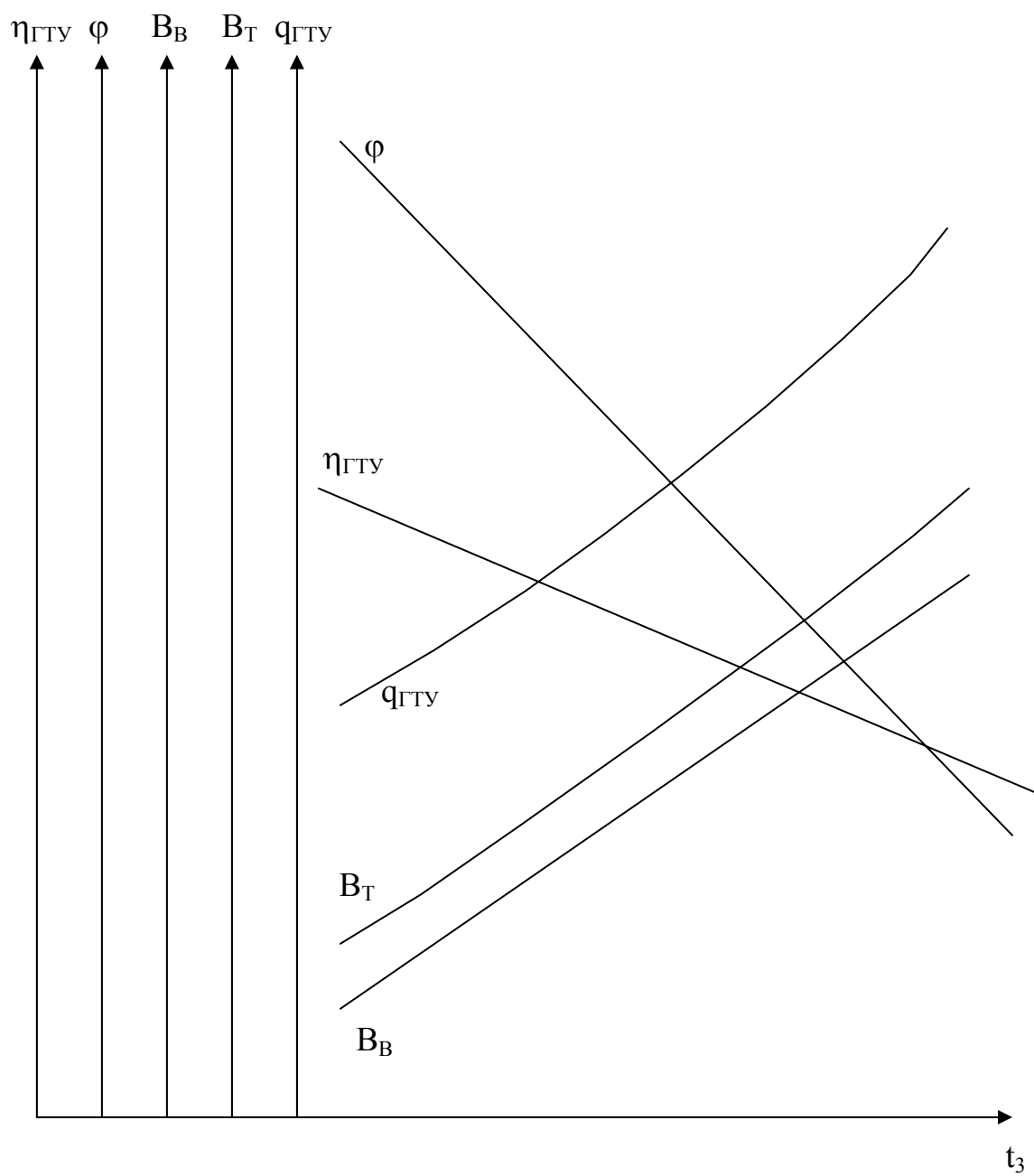


Рис. 4.2 Влияние температуры воздуха перед компрессором на основные показатели работу ГТУ

4.1.2. 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. 4.2. Из графиков видно, что с увеличением t_3 к.п.д. 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. 4.3).

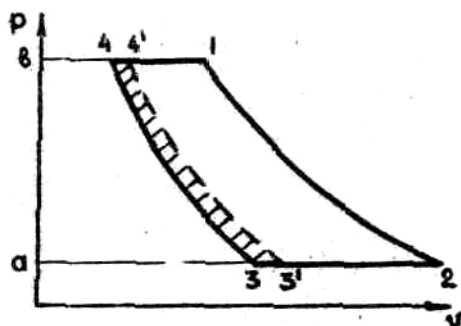


Рис. 4.3 Цикл ГТУ на PV-диаграмме

С ростом температуры t_3 точка 3 смещается вправо (колебаниями атмосферного давления можно пренебречь); предположим, температура стала другой t_3' (т. 3'). Тогда процесс сжатия в компрессоре изобразится линией 3'-4'. При этом работа сжатия в компрессоре увеличилась на величину заштрихованной площади и стала равной площади $a3'4'b$, а полезная работа цикла (мощность ГТУ) на такую же величину уменьшилась.

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.

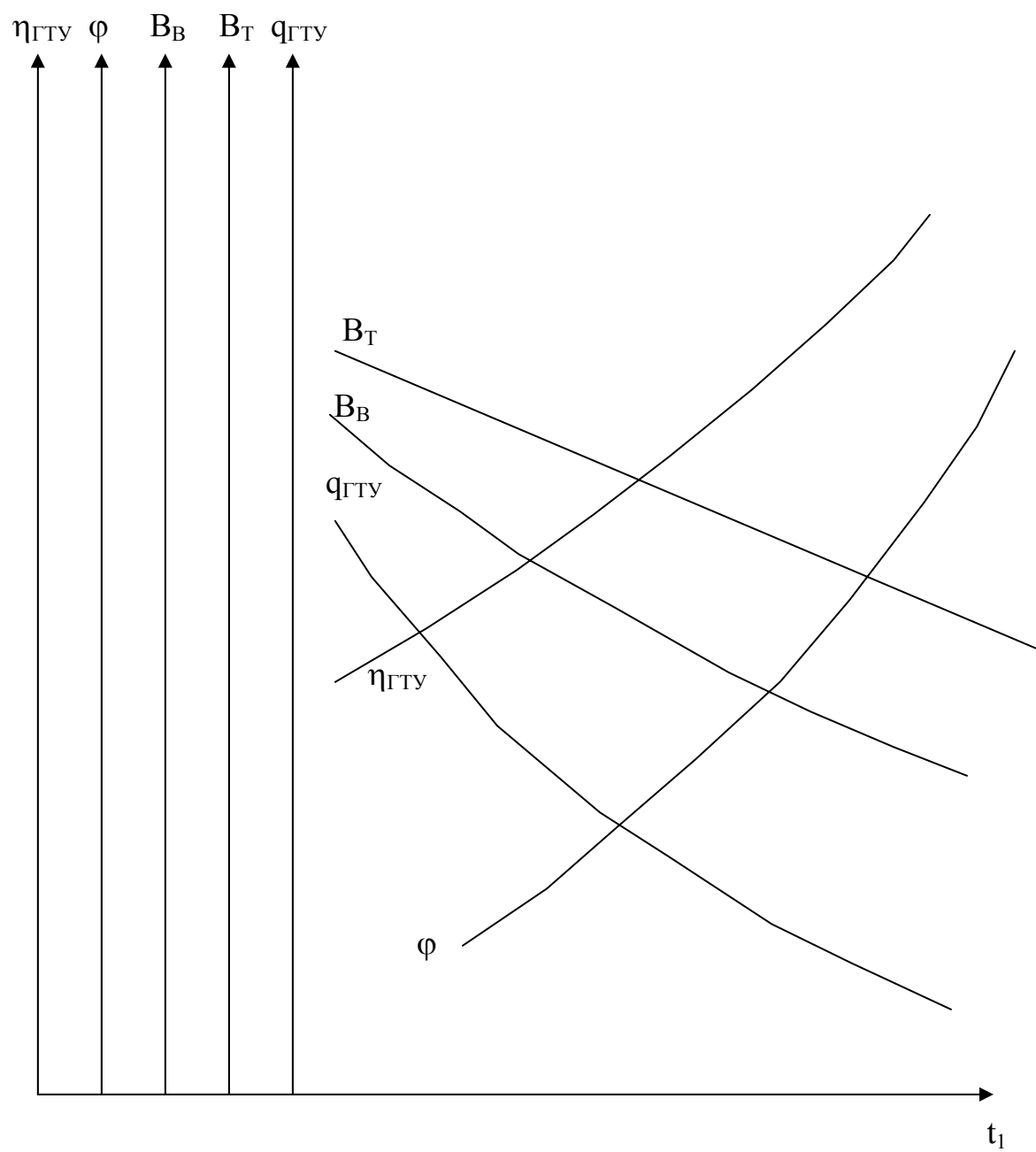


Рис. 4.4 Влияние температуры рабочего газа на основные показатели работу ГТУ

Уменьшение полезной мощности ГТУ вызывает, согласно формулам (4.21)...(4.26), соответствующий характер кривых, изображенных на рис. 4.2.

4.1.3 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. 4.4.

Характер кривых объясняется аналогичным образом. По мере роста t_1 точка 1 на рис. 4.5 смещается вправо (т.1') и процесс расширения в турбине будет изображаться кривой 1'-2'.

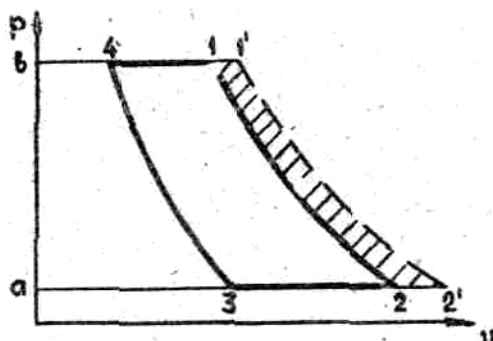


Рис. 4.5 Цикл ГТУ на PV-диаграмме

При этом работа, совершаемая турбиной (пл. а-2'-1'-в) и полезная работа цикла (пл. 3-4-1'-2') увеличивается 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 (4.22) для определения φ можно представить в виде:

$$\varphi = \frac{N_{ГТУ}}{N_T} = \frac{N_T - N_K}{N_T} = 1 - \frac{N_K}{N_T} \quad (4.27)$$

откуда следует, что увеличение N_T при увеличении t_1 приводит к увеличению φ

4.1.4 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 $4p^{\max}$ (рис. 4.6). Увеличение количества теплоты,

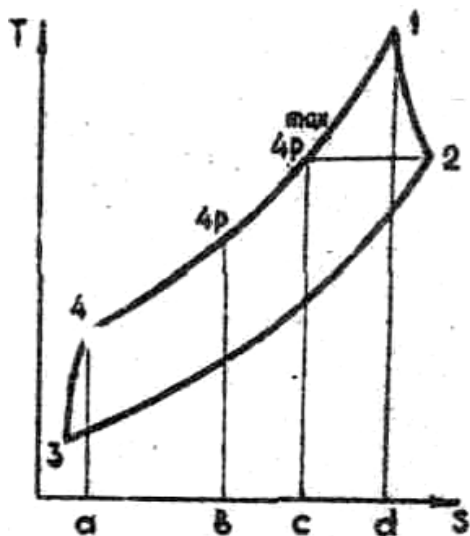


Рис. 4.6 Цикл ГТУ на TS-диаграмме

подведенной воздуху в регенераторе (пл. а 4 $4p$ в), с увеличением степени регенерации приводит к уменьшению количества теплоты, подведенной в камере сгорания за счет горения топлива (пл. в $4p$ 1 d), а значит и к уменьшению массового расхода топлива. Уменьшение расхода топлива определяет, согласно формулам (4.21), (4.25) и (4.26), характер кривых (рис. 4.7) $B_T = f(\mu)$, $\eta_{ГТУ} = f(\mu)$, и $q_{ГТУ} = f(\mu)$. Однако, с увеличением t_{4p} возрастает расход воздуха ("вторичного"),

подаваемого на охлаждение рабочего тела с температурой горения (порядка 1800...2000°C) до t_1 . Это приводит к увеличению B_T и B_T с ростом μ .

4.2 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 .

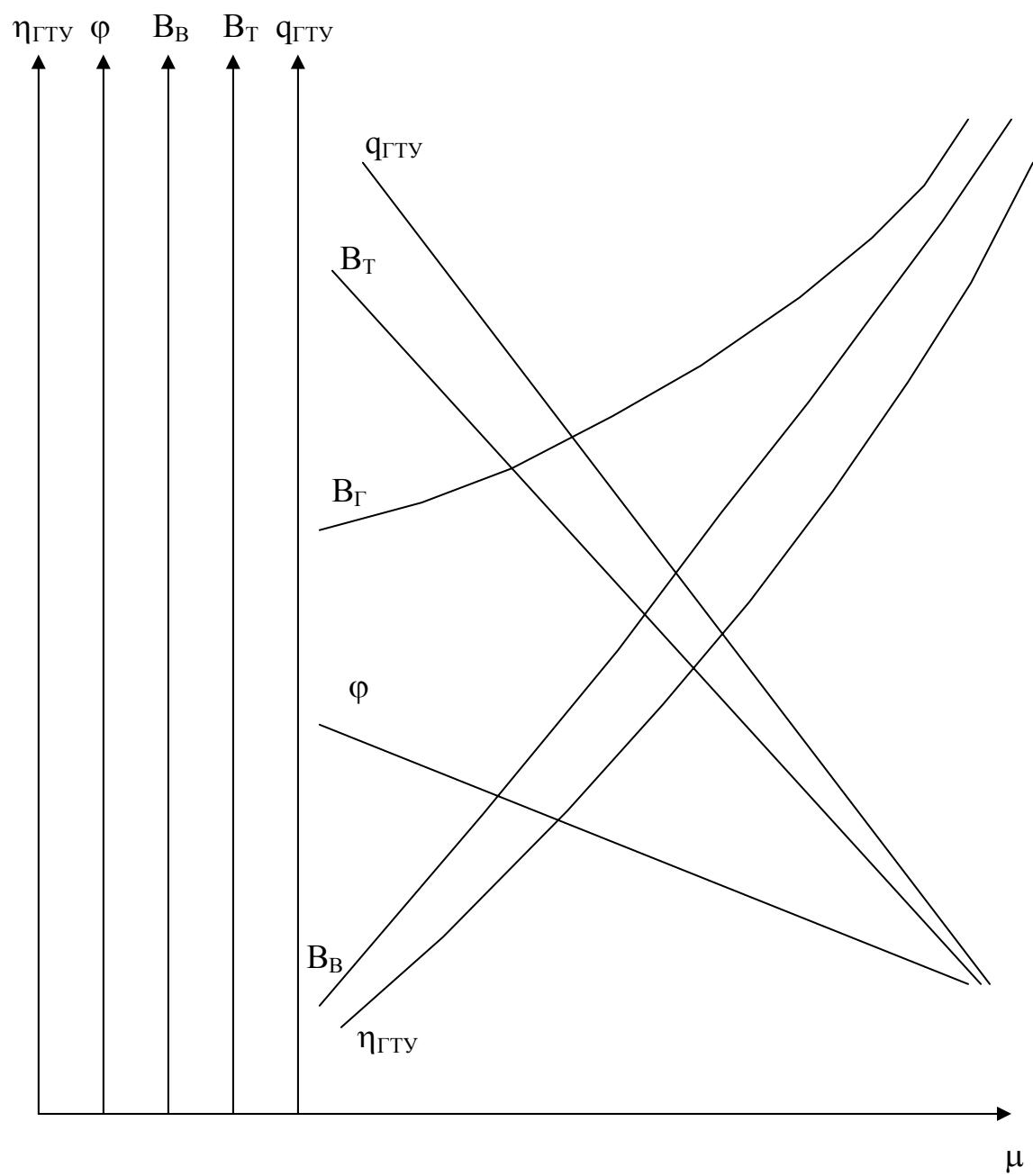


Рис. 4.7 Влияние степени регенерации на основные показатели работу ГТУ

Тепловой расчёт камеры сгорания ГТУ можно вести в следующей последовательности.

1. Молекулярная масса топливного газа, кг/моль:

$$\begin{aligned} \mu_T = & r_{CH_4} \cdot \mu_{CH_4} + r_{C_2H_6} \cdot \mu_{C_2H_6} + \dots \\ & \dots + r_{C_mH_n} \cdot \mu_{C_mH_n} + r_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} \end{aligned} \quad (4.28)$$

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:

$$\rho_T = \mu_T / 22,4 \quad (4.29)$$

3. По составу топлива рассчитывается теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг:

$$L_0 = \frac{0,0476 \cdot \rho_B}{\rho_T} \cdot \left[0,5 \cdot (CO + H_2) + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_mH_n + 1,5 \cdot H_2S - O_2 \right] \quad (4.30)$$

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:

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot \left[CO + \sum m C_mH_n + H_2S + CO_2 \right] \quad (4.31)$$

- теоретический объём азота, м³/кг:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot L_0 / \rho_B + 0,01 \cdot N_2^P / \rho_T \quad (4.32)$$

- объём водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left(H_2 + \sum \frac{n}{2} C_mH_n + H_2S \right) / \rho_T + 0,016 \cdot \frac{L_0}{\rho_B} \quad (4.33)$$

- полный объём «чистых» продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха, равном единице, м³/кг:

$$V_{чпс} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad (4.34)$$

5. Общий коэффициент избытка воздуха в камере определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания для 1 кг топлива:

$$Q_H^P + h_T + h_B = h_{ПС} \quad (4.35)$$

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 . Её можно представить в виде:

$$h_{ПС} = (\alpha - 1) \cdot L_0 \cdot h_{B1} + (1 + L_0) \cdot h_{чПС} \quad (4.36)$$

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 :

$$h_{чПС} = \left(\frac{V_{CO_2}}{V_{чПС}} \cdot C'_{PCO_2} + \frac{V_{N_2}}{V_{чПС}} \cdot C'_{PN_2} + \frac{V_{H_2O}}{V_{чПС}} \cdot C'_{PH_2O} \right) \cdot t_1 \quad (4.37)$$

Объёмные теплоёмкости C_p' при температуре t_1 находят по таблицам.

Тогда общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_H^P \cdot \eta_{KC} + h_T + L_0 \cdot h_{B1} - (1 + L_0) \cdot h_{чПС}}{L_0 \cdot (h_{B1} - h_B)} \quad (4.38)$$

6. Расход топлива:

$$M_T = M_B / \alpha \cdot L_0 \quad (4.39)$$

7. Расход первичного воздуха:

$$M_{B1} = \alpha_1 \cdot M_T \cdot L_0 \quad (4.40)$$

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:

$$V_{\text{ПТ}} = \frac{M_T \cdot Q_H^P \cdot \eta_{\text{КС}}}{q_P \cdot p_2} \quad (4.41)$$

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:

$$d_{\text{ПТ}} = \sqrt{4 \cdot V_{\text{ПТ}} / (\pi \cdot \lambda_{\text{ПТ}})} \quad (4.42)$$

отсюда длина трубы:

$$L_{\text{ПТ}} = \lambda_{\text{ПТ}} \alpha_{\text{ПТ}}$$

11. Расход вторичного (охлаждающего) воздуха, кг/с:

$$M_{B2} = M_B - M_{B1} = M_B \cdot \left(1 - \frac{\alpha_1}{\alpha}\right) \quad (4.43)$$

12. Площадь кольцевого канала для прохода вторичного воздуха, м²:

$$F_K = M_{B2} / (\omega_B \cdot \rho_B) \quad (4.44)$$

где: ρ_B – плотность воздуха при температуре t_B и давлении P_B на входе в камере, 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:

$$d_{BK} = \sqrt{\frac{4F}{\pi} + (d_{\text{ПТ}} + 2\delta_{\text{ПТ}})^2} \quad (4.45)$$

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.

4.3 Тепловой расчет регенератора ГТУ

Введение в схему ГТУ регенератора с 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. 4.8): прямотока, противотока и перекрестного тока (одноходового, двухходового и т.д.).



Рис. 1.8 Схема движения воздуха и газа в регенератора:
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:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{CP} \quad (4.46)$$

и уравнение теплового баланса

$$Q = M_B \cdot Cp_B \cdot (t_{4p} - t_4) = M_G \cdot Cp_G \cdot (t_2 - t_{2p}) \cdot \eta_P \quad (4.47)$$

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;

Cp_B - средняя изобарная массовая теплоемкость воздуха в интервале температур от t₄ до t_{4p}, кДж/(кг • град);

Cp_G - средняя изобарная массовая теплоемкость газа в интервале температур от t₂ до t_{2p}, кДж/(кг • град);

t₄ и t_{4p} - температуры воздуха перед регенератором и после него, °С;

t₂ и t_{2p} - температура газа перед регенератором и после него, °С;

η_P - к.п.д. регенератора, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Из уравнений (4.46) и (4.47) находим:

$$F = M_B \cdot \frac{Cp_B \cdot (t_{4p} - t_4)}{K \cdot \Delta t_{CP}} \quad (4.48)$$

Имея, в виду, что степень регенерации:

$$\mu = (t_{4p} - t_4) / (t_2 - t_4)$$

выражение (4.48) для определения поверхности нагрева получит следующий вид:

$$F = M_B \cdot \mu \cdot \frac{Cp_B \cdot (t_2 - t_4)}{K \cdot \Delta t_{CP}} \quad (4.49)$$

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. 4.9), то средний температурный напор вычисляется по следующим формулам:

для прямотока:

$$\Delta t_{CP} = \frac{(t_2 - t_4) - (t_{2p} - t_{4p})}{\ln \frac{(t_2 - t_4)}{(t_{2p} - t_{4p})}} \quad (4.50)$$

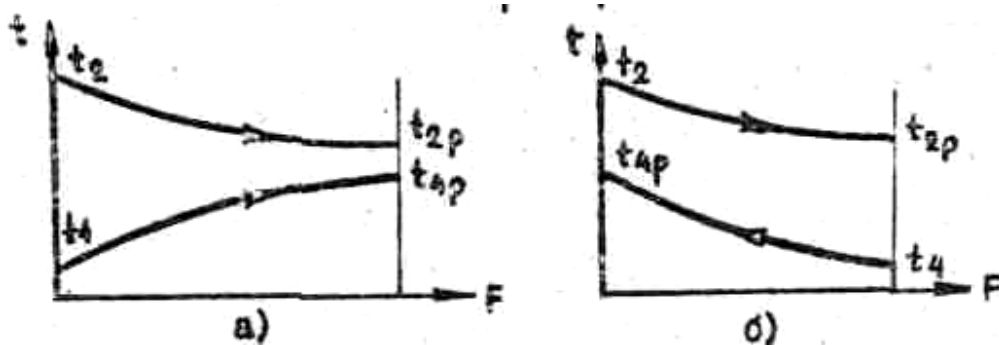


Рис. 1.9 Характер изменения температур газа и воздуха вдоль поверхности нагрева регенератора;
а) прямоток; б) противоток.

для противотока:

$$\Delta t_{CP} = \frac{(t_2 - t_4) - (t_{2p} - t_{4p})}{\ln \frac{(t_2 - t_{4p})}{(t_{2p} - t_4)}} \quad (4.51)$$

Для перекрестного тока средний температурный напор вычисляется так:

$$\Delta t_{CP} = \Psi \cdot \Delta t_{CP}$$

где: ψ - поправочный коэффициент, находится по графикам на рис. 4.10 в зависимости от степени регенерации μ и параметра

$$P = (t_2 - t_{2p}) / (t_{4p} - t_4)$$

Заметим, что обычно в регенераторах ГТУ параметр $P \approx 1$. Коэффициент теплопередачи может быть приближенно вычислен по следующей формуле:

$$K = (\alpha_{\Gamma} \cdot \alpha_B) / (\alpha_{\Gamma} + \alpha_B) \quad (4.52)$$

где: α_{Γ} и α_B - коэффициенты теплопередачи соответственно от газа к стенке и от стенки к воздуху, Вт/(м² • град).

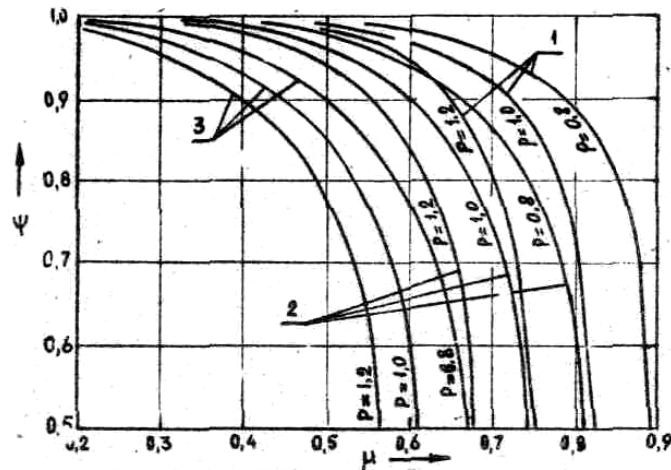


Рис. 4.10 График для определения поправочного коэффициента ψ : 1 - для одноходового перекрестного тока; 2 - для двухходового перекрестного тока; 3 - для трехходового перекрестного тока.

Коэффициент теплоотдачи α_B от воздуха к стенке определяется по формуле:

$$\alpha_B = 0,021 \cdot \frac{\lambda_B}{d_1} \cdot \left(\frac{\omega_B \cdot d_1}{\nu_B} \right)^{0,8} \quad (4.53)$$

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 (4.53) берутся по средней температуре воздуха.

Коэффициент теплоотдачи α_{Γ} от газа к стенке при продольном обтекании трубок (т.е. в случае прямотока и противотока) может быть вычислен по последней формуле, если соответствующие параметры (λ , ν , ω) определять для газа и вместо d_1 подставить

эквивалентный диаметр межтрубного пространства d_3 , т.е.:

$$d_3 = \left(\frac{4}{\pi} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 - 1 \right) \cdot d_2$$

где: d_3 - наружный диаметр трубок, м;

$$\varepsilon_1 = \frac{S_1}{d_2}; \quad \varepsilon_2 = \frac{S_2}{d_2};$$

S_1 - шаг трубок по ширине пучка, м;

S_2 - шаг трубок по глубине пучка, м.

Коэффициент теплоотдачи α_r от газа к стенке при поперечном обтекании трубок определяется по формуле:

$$\alpha_r = 0,27 \cdot C_z \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_2}{\nu_r} \right)^{0,6} \cdot \frac{\lambda_r}{d_2} \quad (4.54)$$

при:

$$\frac{S_1 - d_2}{S_2 - d_2} < 0,7$$

и по формуле:

$$\alpha_r = 0,295 \cdot C_z \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d_2}{\nu_r} \right)^{0,6} \cdot \frac{\lambda_r}{d_2} \cdot \left(\frac{S_1 - d_2}{S_2 - d_2} \right)^{0,25} \quad (4.54)$$

при:

$$\frac{S_1 - d_2}{S_2 - d_2} > 0,7$$

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. 4.9.

Коэффициенты ν_r и λ_r в формулах (4.54) и (4.55) берутся для средней температуры газа.

После определения температурного напора и коэффициента теплопередачи нетрудно вычислить поверхность нагрева F по уравнению (4.49).

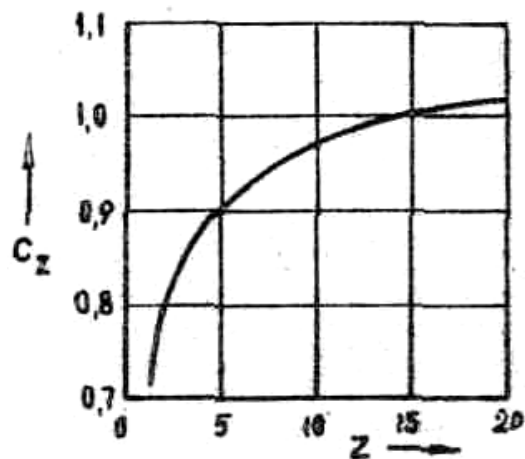


Рис. 4.11 График для определения поправочного коэффициента для шахматных пучков труб

Число трубок n регенератора можно определить из уравнения сплошности:

$$M_B = n \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \omega_B \cdot \rho_B$$

Откуда

$$n = \frac{4M_B}{\pi d_1^2 \cdot \omega_B \cdot \rho_B} \quad (4.56)$$

где: ρ_B - плотность воздуха для средней его температуры, кг/м^3 .

Длина трубок определяется из выражения:

$$L = \frac{F}{\pi d n} \quad (4.57)$$

где: d - средний диаметр трубок, м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белоконь Н.И., Поршаков Б.П. Газотурбинные установки на компрессорных станциях магистральных газопроводов. – М.: Недра, 1969.- 112 с.
2. ГОСТ 4.433-86. Установки газотурбинные стационарные. Номенклатура показателей.
3. ГОСТ 17140-84. Установка газотурбинные стационарные для привода нагнетателей природного газа. Основные параметры.
4. ГОСТ 21199-82. Установки газотурбинные. Общие технические требования.
5. ГОСТ 23290-78. Установки газотурбинные стационарные. Термины и определения.
6. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки: Учеб. пособие для вузов.- М.: Высш. школа, 1979.- 254 с.
7. Лофевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с англ.- М.: Мир, 1986.- 266 с.
8. Нигматуллин И.Н. и др. Тепловые двигатели / Под ред. И.Н.Нигматуллина: Учеб. пособие для вузов М.: Высш. школа, 1974.- 375 с.
9. 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.
10. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях / Динков В.А., Гриценко А.И., Васильев Ю.Н., Мужиливский П.М. - М.: Недра, 1981,- 296 с.
11. Поршаков В.П., Халатин В.И. Газотурбинные установки на магистральных газопроводах М.: Недра. 1974. - 160 с.
12. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки для транспорта газа и бурения скважин. - М.: Недра, 182 с.
13. Яблоник Р.М. Газотурбинные установки, - М.: Машгиз, 1959. - 408 с.