

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторной работы №4
«Экспериментальное получение и анализ характеристик
газовой турбины» по дисциплине «Общая теория
авиационных и ракетных двигателей» для студентов
специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование
авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения

Воронеж 2015

Составители: д-р техн. наук, проф. А.Ф. Ефимочкин
канд. техн. наук, А.В. Москвичев
М.М. Федотов

УДК 621.9.04

Методические указания к выполнению лабораторной работы №4 «Экспериментальное получение и анализ характеристик газовой турбины» по дисциплине «Общая теория авиационных и ракетных двигателей» специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения / ФГБОУ ВПО "Воронежский государственный технический университет"; сост. А.Ф. Ефимочкин, А.В. Москвичев, М.М. Федотов. Воронеж, 2015. 68 с.

В методических указаниях рассматривается устройство экспериментальной установки для исследования характеристик полноты сгорания основной камеры сгорания с целью получения экспериментальным путем характеристик полноты сгорания основной камеры сгорания и определения границ устойчивого горения топлива в камере сгорания..

Библиогр.: 2 назв. Ил. 27.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Д. Горохов
Ответственный за выпуск зав. кафедрой д-р техн. наук проф. В.С. Рачук

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета.

© ФГБОУ ВПО "Воронежский
государственный технический
университет", 2015

Лабораторная работа № 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОЛУЧЕНИЕ И АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Цель работы

1. Изучение устройства экспериментальной установки для испытаний модельной газовой турбины. После защиты знаний устройства экспериментальной установки студент получает допуск к защите лабораторной работы.
2. Отработка методики проведения испытаний газовой турбины.
3. Расчет на основе экспериментальных данных характеристик газовой турбины, их построение и анализ.

Задание

1. Изучить: устройство лабораторной установки; расположение основных органов управления режимами работы турбины; измерительную аппаратуру.
2. Произвести расчет характеристик газовой турбины в табличной форме на основе полученных экспериментальных данных, приведенных в табл. 4.1 "Руководства к лабораторным работам".
3. Определить обработанные экспериментальные данные, необходимые для построения характеристики газовой турбины.
4. Пересчитать нормальные данных эксперимента в критериальные параметры и построить графики зависимостей:

$$\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} = f(\pi_T^*); \quad \frac{L_T}{T_T^*} = f(\pi_T^*); \quad \eta_T^* = f(\pi_T^*) \quad \text{при} \quad \frac{n}{\sqrt{T_T^*}} = \text{const}$$

5. По характеристикам ГТ в графической форме определить важнейшие параметры $\pi_{т.р}^*$ и $\pi_{т.кр}^*$.

6. Проанализировать полученные результаты.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

НЕОБХОДИМЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ВОПРОСА

Методика изучения экспериментальной установки и подготовки студентов к допуску для защиты лабораторной установки

Изучение экспериментальной установки целесообразно проводить в следующей последовательности:

1. Найти и выделить объект исследования – газовую турбину;
2. Найти и выделить газогенератор для привода во вращение ротора газовой турбины;
3. Найти и выделить механизм загрузки для потребления мощности газовой турбины;
4. По рабочим формулам найти на схеме экспериментальной установки измерительные приборы и определить их предназначение.

Рабочие параметры и технология их поиска

Обратимся к простейшему определению газовой турбины:

Газовой турбиной называется лопаточная машина, преобразующая внутреннюю и кинетическую энергию сжатого и подогретого рабочего тела (газа) в механическую работу на выводном валу.

Из определения ГТ следует, что главным параметром эффективности является механическая работа L_T на ее выводном валу.

Формулу механической работы L_T газовой турбины на выводном валу легко получить из уравнения сохранения энергии через срабатываемый теплоперепад $\Delta T^*_{T} = T^*_r - T^*_{T}$:

$$L_T = C_p(T^*_r - T^*_{T}).$$

Механическая работа L_T на выводном валу ГТ, совершаемая в единицу времени, представляет собой мощность N_T , развиваемую газовой турбиной.

Мощностью газовой турбины в математическом смысле называется произведение удельной работы ГТ L_T на секундный массовый расход газа G_T :

$$N_T = L_T * G_T, \text{ Вт.}$$

Формула мощности ГТ легко воспроизводится из определения размерности этой физической величины. Действительно, размерность мощности "ватт" представляет собой отношение единицы работы "Джоуля" к единице времени "секунде". Тогда, умножив и разделив числитель и знаменатель этой развернутой размерности на единицу массы рабочего тела "килограмм", получим произведение размерностей удельной работы на секундный массовый расход газа:

$$\text{Вт} = \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{с}} * \frac{\text{кг}}{\text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} * \frac{\text{кг}}{\text{с}} \Rightarrow N_T = L_T * G_T.$$

Мощность ГТ N_T , как и ее работа L_T , является параметрами эффективности. Тогда, из формулы мощности $N_T = L_T * G_T$, можно сделать вывод:

секундный массовый расход газа G_T – параметром эффективности.

Формулу секундного массового расхода газа через газовую турбину легко вывести из уравнения неразрывности течения рабочего тела применительно к критическому сечению (а – а) соплового аппарата (с.а) первой ступени газовой турбины:

$$G_T = m_T \frac{p^*_r \cdot \sigma_{с.а}}{\sqrt{T^*_r}} F_{с.а} q(\lambda_{с.а}).$$

Лабораторному исследованию подвергается лопаточная машина – газовая турбина. Как и у других машин, эффективность газовых турбин характеризуется также их КПД. По определению:

КПД газовой турбины называется отношение работы на выводном валу ГТ к адиабатной работе турбины.

Из определения КПД газовой турбины следует его формула:

$$\eta_{\text{Г}}^* = \frac{L_{\text{Г}}}{L_{\text{Г.ад}}},$$

где адиабатная работа ГТ определена режимными параметрами:

полной температурой газа на входе в газовую турбину $T_{\text{Г}}^*$;

степенью понижения давления в газовой турбине $\pi_{\text{Г}}^*$.

Полная температура газа на входе в газовую турбину $T_{\text{Г}}^*$ определяет режим работы ГТ по параметрам эффективности – работе на валу турбины $L_{\text{Г}}$ и по секунднему массовому расходу газа $G_{\text{Г}}$.

Степенью понижения давления $\pi_{\text{Г}}^*$ является определяющим режимным параметром. Она оказывает влияние на все параметры эффективности газовой турбины – $\eta_{\text{Г}}^*$, $L_{\text{Г}}$ и $G_{\text{Г}}$.

Режимным параметром газовой турбины является давление газа перед ГТ в полных параметрах (параметрах заторможенного потока). Этот параметр изменяет режим работы ГТ по секунднему массовому расходу газа ($\uparrow \downarrow p_{\text{Г}}^* \rightarrow \uparrow \downarrow G_{\text{Г}}$) и по степени повышения давления ($\uparrow \downarrow \pi_{\text{Г}}^* = \frac{\uparrow \downarrow p_{\text{Г}}^*}{p_{\text{Г}}^*}$).

К определяющим режимным параметрам относится физическая частота n вращения ротора ГТ. Она оказывает влияние на все параметры эффективности через угловую скорость вращения ротора ГТ $\omega_{\text{РК}}$, окружную скорость

перемещения лопаток РК u_k , углы атаки i , углы поворота потока $\Delta\beta$ и работу на окружности L_u .

При подготовке к лабораторной работе проблема состоит в изучении конструктивной компоновки лабораторной установки с пониманием сущности и предназначения ее элементов. Это легко сделать, исследуя рабочие формулы для обработки эксперимента.

Рабочие формулы

1. Полное давление на входе в газогенератор

$$p^*_в = p^*_{в.к} = B_0 \cdot 133,3, \text{ Па.}$$

2. Полная температура на входе в газогенератор

$$T^*_в = T^*_{в.к} = t_0 + 273, \text{ К.}$$

3. Полное давление перед турбиной

$$p^*_г = p^*_в + \Delta h_г \text{ К, Па.}$$

4. Статистическое давление газа за турбиной

$$p_г = p^*_в - \Delta h_г \cdot K, \text{ Па.}$$

5. Степень понижения давления на турбине

$$\pi_г = \frac{p_г^*}{p_г}.$$

6. Адиабатная работа турбины

$$L_{г.ад} = \frac{k}{k-1} RT_г^* \left(1 - \frac{1}{\pi_г \frac{k-1}{k}} \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

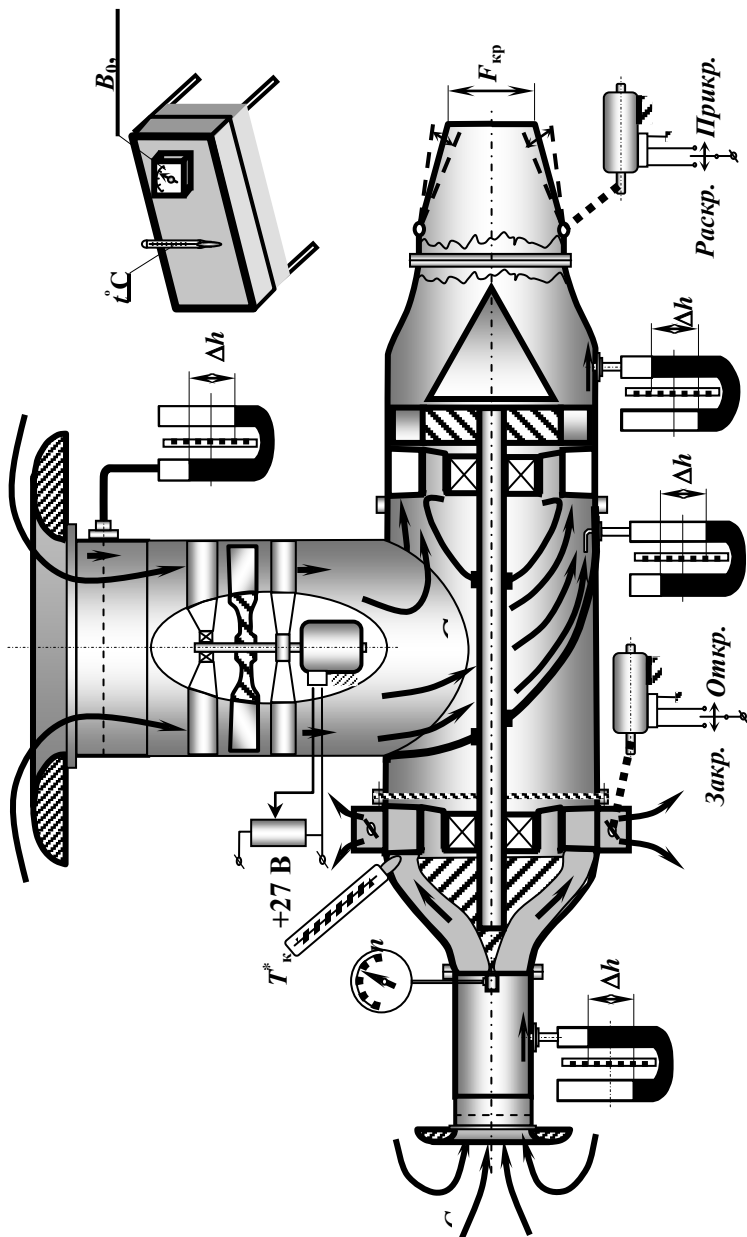


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

7. Секундный массовый расход газа (воздуха) через турбину

$$G_T = m_B F_B \frac{p_B^*}{\sqrt{T_B^*}} q(\lambda_B).$$

Особенность определения относительной плотности тока $q(\lambda_B)$ заключается в том, что она находится по таблицам ГДФ для $k_T = 1,4$ по функции относительного давления $\Pi(\lambda_B)$.

8. Газодинамическая функция относительного давления

$$\Pi(\lambda_B) = \frac{p_B}{p_B^*}.$$

9. Параметр расхода газа через турбину

$$\frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{p_T^*}.$$

10. Работа центробежного компрессора – потребителя мощности газовой турбины

$$L_K = \frac{k}{k-1} R (T_K^* - T_{B.K}^*), \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

где $T_K^* = t_K^* + 273, \text{ К}$.

11. Секундный массовый расход воздуха через центробежный компрессор

$$G_{B.K} = m_B F_{B.K} \frac{p_{B.K}^*}{\sqrt{T_{B.K}^*}} q(\lambda_B)_K, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где:

– $F_{B.K} = 0,0181 \text{ м}^2$ – площадь проточной части мерного участка на входе в центробежный компрессор;

– относительная плотность тока $q(\lambda_B)_K$ на входе в центробежный компрессор, определяется по таблицам ГДФ для $k = 1,4$ по параметру $\Pi(\lambda_B)_K$;

– газодинамическая функция относительного давления
 $\Pi(\lambda_{в})_к$

$$\Pi(\lambda_{в})_к = \frac{p_{в.к}}{p_{в.к}^*}.$$

Здесь статическое давление $p_{в.к}$ на входе в компрессор загрузки турбины вычисляется по формуле

$$p_{в.к} = p_{в.к}^* - \Delta h_{в.к}, \text{ К, Па.}$$

12. Коэффициент полезного действия газовой турбины

$$\eta_T^* = \frac{N_K}{N_{Т.ад}} = \frac{L_K G_{в.к}}{L_{ад.Т} G_T}.$$

13. Критериальный параметр работы турбины

$$\frac{L_T}{T_T^*} = \frac{L_{ад.Т}}{\eta_T^* T_T^*}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Примечание. Использование предлагаемой методики подготовки к допуску к защите лабораторной работы позволяет студенту:

1. Существенно сэкономить время, потребного на изучение учебного материала.
2. Освоить один из элементов научного подхода к изучению конструктивно-компоновочных схем элементов силовой установки с ГТД.
3. Сохранить его в памяти изученный материал не только до экзамена по ТАД, но и на долгие годы.
4. Использовать усвоенную методику в строевых частях ВВС для изучения современной авиационной техники.

Методические рекомендации с по подготовке к защите лабораторной работы

Подготовка к защите должна включать:
- повторение основных уравнений ТАД применительно к газовой турбине и ее элементам;

- доказательство потребной конструктивно-компоновочной схемы ГТ и ее элементов;
- понимание протекания рабочего процесса в газовой турбине и в ее ступенях;
- знание характеристик газовой турбины, включая общие тенденции их протекания, особенности характеристик на отдельных участках и в особых точках.

Определение, назначение газовых турбин и требования, предъявляемые к ним

Газовая турбина – лопаточная машина, в которой происходит обмен энергии от сжатого и нагретого газа и преобразование ее в механическую энергию ротора (ГОСТ 23851-79, п. 87).

С точки зрения преобразования энергии, газовая турбина, как газодинамическая машина, представляет собой обращенный компрессор.

Газовая турбина предназначена для преобразования потенциальной энергии сжатого и подогретого газа в механическую работу на валу.

Газовая турбина относится к числу самых напряженных конструктивных узлов ГТД. Она определяет надежность и ресурс двигателя. Поэтому вопросам проектирования, изготовления, доводки, эксплуатации и технического обслуживания газовой турбины уделяется самое пристальное внимание.

К газовым турбинам предъявляется ряд требований:

1. *Большая мощность* ГТ при малых ее габаритах.
2. *Высокое значение КПД* (до **0,9 ... 0,92** и более).
3. *Удобство в эксплуатации ГТ.*
4. *Достаточная эксплуатационная надежность*

ГТ.

5. **Хорошая технологичность** процессов ее производства и ремонта.

Газодинамические и конструктивные особенности ГТ позволяют провести классификацию турбин по следующим признакам:

- 1) по принципу преобразования энергии газового потока;
- 2) по направлению движения газового потока;
- 3) по конструктивным признакам.

По принципу преобразования энергии сжатого и подогретого газового потока в механическую работу на выводном валу различают:

1. **Активные газовые турбины** – ГТ, расширение газа в которых происходит только в сопловом аппарате (СА) ступени ГТ ($c_1 > c_0$; $w_2 = w_1$).

2. **Реактивные газовые турбины** – ГТ, расширение газа в которых происходит не только в сопловом аппарате, но и в РК ГТ ($c_1 > c_0$; $w_2 > w_1$).

По направлению движения газового потока различают:

1) **осевые газовые турбины** – ГТ, направление движения газового потока в которых параллельно продольной оси турбины;

2) **центростремительные газовые турбины** – ГТ, в проточной части которых поток газа в СА и в начальной части РК ее ступеней движется по направлению от периферии к центру по поверхности, почти нормальной к оси вращения ротора РК.

По конструктивным признакам:

- 3) **одноступенчатые или многоступенчатые ГТ;**
- 4) **однокаскадные и многокаскадные ГТ;**
- 5) **охлаждаемые и неохлаждаемые ГТ.**
- 6) **биротативные турбины** - ГТ с противоположным направлением вращения ее роторов.

Существуют и другие типы ГТ. Их разнообразие определено ГОСТ 23851-79. Здесь же даны определения каждой из ГТ и основных их элементов.

В настоящее время в авиационном двигателестроении применяются осевые, реактивные, одно- или многоступенчатые, одно- или многокаскадные газовые турбины. Количество каскадов ГТ определено количеством каскадов ОК и количеством каскадов свободной турбины.

Сущность рабочего процесса ГТ целесообразно рассмотреть на примере рабочего процесса одной ее ступени с последующим переносом закономерностей этого процесса на рабочий процесс турбины в целом.

Схема ступени газовой турбины

Схема ступени газовой турбины позволяет более глубоко понять и четко представлять особенности организации рабочего процесса и тонкости его протекания в лопаточных венцах соплового аппарата и рабочего колеса. Схема ступени ГТ позволяет грамотно применить основные уравнения ТАД к описанию и прогнозированию рабочего процесса в СА и в РК

Приведем стандартное определение ступени ГТ.

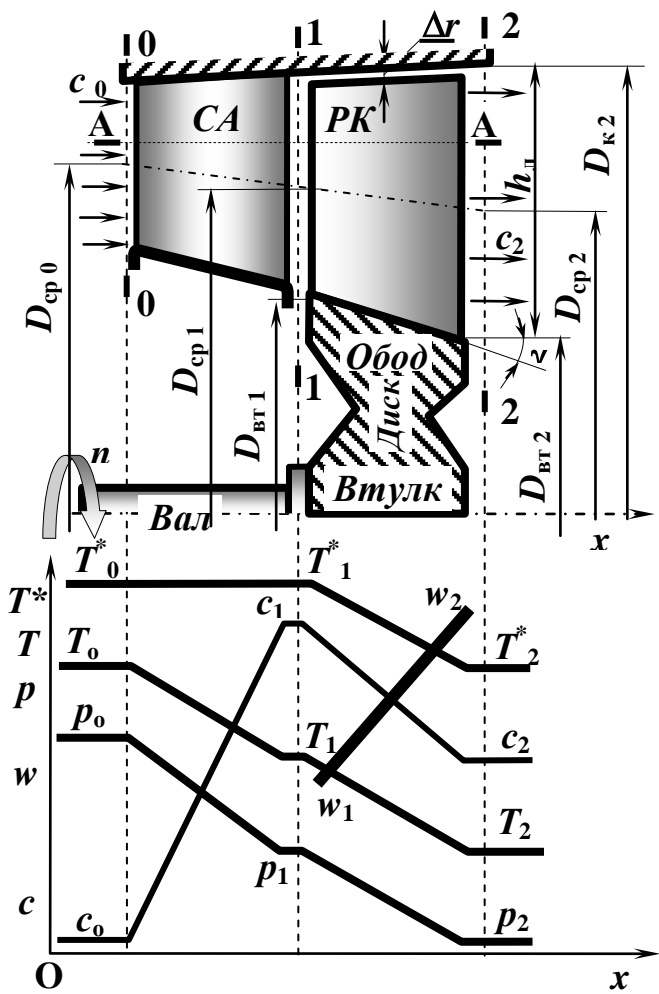


Рис. 1а. Схема ступени газовой турбины.
Распределение параметров по проточной

Ступенью газовой турбины называется совокупность соплового аппарата и расположенного за ним рабочего колеса (ГОСТ 23851-79, п. 88).

Принципиальная схема неохлаждаемой **ступени** осевой реактивной ГТ **представлена на рис. 1а**. Здесь же даны обозначения элементов и сечений ее проточной части, а также изменения параметров газового по длине ступени ГТ.

Первым элементом ступени ГТ является сопловой аппарат.

Сопловой аппарат – неподвижный лопаточный венец, установленный перед РК турбины ГТД, и предназначенный для разгона и подвода потока газа под определенным углом к рабочим лопаткам (ГОСТ 23851-79, п.107).

Сопловой аппарат ГТ выделен сечениями 0 - 0 – на его входе и сечением **1 - 1** – на выходе из СА (рис. 1). **За сопловым аппаратом газовой турбины расположено рабочее колесо.**

Рабочее колесо – вращающийся лопаточный венец, в котором от газа отводится энергия (ГОСТ 23851-79, п. 111).

Сечение 1 - 1 на выходе из СА **является входным сечением рабочего колеса. Выходу РК соответствует сечение 2 - 2.** Описание сечений необходимо для установления пределов протекания рабочего процесса в элементах ступени ГТ и описания его математическим аппаратом. В этом случае параметрам газа в сечениях ступени ГТ можно присваивать соответствующие индексы. Например, c_0 – скорость на входе в СА и т.д.

Описание рабочего процесса в ступени ГТ и его толкование будут более успешными при использовании решеток профилей соплового аппарата и рабочего колеса. Для их получения **рассечем ступень ГТ цилиндрической поверхностью А - А** (рис. 1) **и развернем это сечение на плоскость. Развертки такого сечения представляют решетки профилей СА и РК**, соответственно показанные на рис. 2.

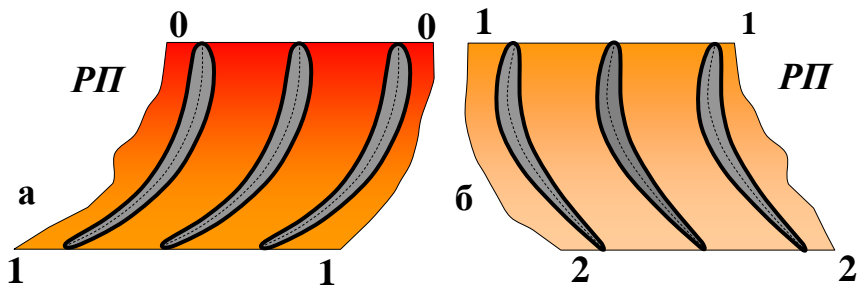


Рис. 2. Решетки профилей ступени ГТ:
а – соплового аппарата; б – рабочего

Принцип работы ступени газовой турбины

Принцип работы ступени ГТ и *анализ рабочего процесса* в ней *сведем к установлению закономерностей изменения* статического давления p , статической T и полной температуры T^* , относительной w и абсолютной c скоростей газа при известной переносной скорости u и перемещения лопаток РК, а также *к анализу способности РК совершать механическую работу на его валу*.

Конечной целью рабочего процесса в ступени ГТ *является работа на валу РК при минимальных потерях* внутренней энергии сжатого и подогретого газа.

При анализе следует помнить условия, необходимые и достаточные для *совершения работы на валу ступени ГТ*:

наличие рабочего тела, обладающего запасом энергии;

наличие рабочего элемента;

наличие силы, способной совершать работу;

наличие перемещения рабочего элемента под воздействием силы.

В качестве рабочего тела, обладающего запасом энергии, используется сжатый и подогретый газ.

Рабочим элементом является лопаточный венец РК, а более конкретно – *лопатка рабочего колеса*. При

взаимодействии с набегающим потоком газа *она создает полную газодинамическую силу $P_{\text{л}}$. Осевая составляющая $P_{\text{а}}$ уравнивается на подшипниках ротора ГТ и работы не создает*, так как осевое перемещение лопаток РК отсутствует. *Окружная сила $P_{\text{и}}$ способна совершать работу по окружности перемещения рабочих лопаток.*

Перемещение рабочих лопаток по окружности возможно при вращении РК относительно его продольной оси.

При проектировании ступени ГТ *стоит проблема увеличения работы РК по окружности. Для решения этой проблемы необходимо увеличить как окружную скорость $u_{\text{ср}}$ перемещения лопаток РК (эквивалент пути), так и окружную составляющую $P_{\text{и}}$ газодинамической силы лопаток РК.*

Величина окружной скорости лопаток рабочего колеса $u_{\text{ср}}$ однозначно определена средним радиусом $r_{\text{ср}}$ и частотой вращения n , а именно:

$$u_{\text{ср}} = \omega r_{\text{ср}} = \pi n r_{\text{ср}} / 30 = f(n \text{ и } r_{\text{ср}}).$$

Значение окружной составляющей силы $P_{\text{и}}$ лопатки РК согласно уравнениям Л. Эйлера связано с приращением количества движения газового потока по окружности рабочего колеса, то есть с закруткой газа по относительной скорости $\Delta w_{\text{и}} = w_{1\text{и}} + w_{2\text{и}}$.

Закрутка газового потока $\Delta w_{\text{и}}$ в межлопаточных каналах РК и усилия $P_{\text{л}}$ на лопатках РК определены двумя факторами:

1) *активным фактором – изменением направления потока телом лопаток рабочего колеса (рис. 3, а);*

2) *реактивным фактором – ускорением RT в канале РК (рис. 3, б).*

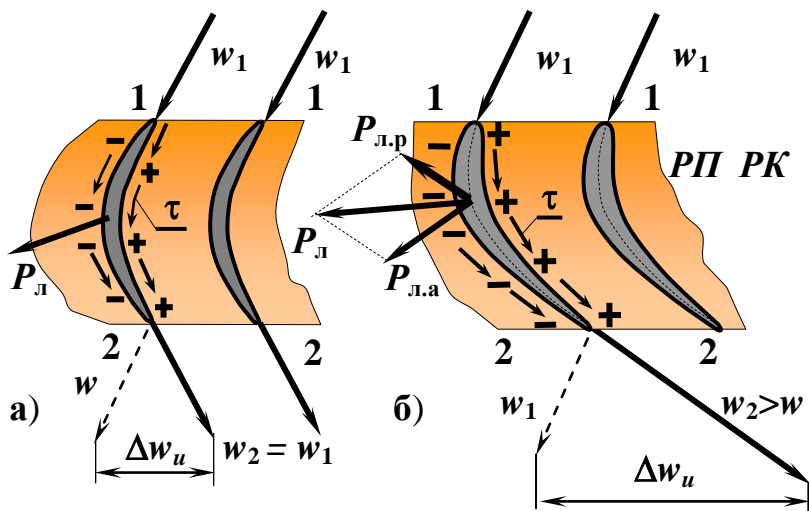


Рис. 3. Факторы влияния на силу P_L лопатки РК:
а – поворот потока; б – поворот и ускорение потока
по относительной скорости в межлопаточном канале

В первом случае ускорение газа в межлопаточном канале рабочего колеса по относительной скорости w отсутствует ($w_2 = w_1$). Ступень ГТ считается активной. Возможности РК по созданию газодинамической силы лопатки P_L и работы на его валу исчерпаны не в полном объеме.

Во втором случае в силу сужения проточной части межлопаточного канала рабочего колеса имеет место ускорение газа по относительной скорости w ($w_2 > w_1$). За счет этого ускорения к обтекаемой поверхности лопатки РК прикладывается дополнительная сила реакции $P_{Л.р}$ (рис. 3, б), способствующая росту работы РК на валу ГТ. Именно по этой причине ступени ГТ, в которых поток газа в межлопаточных каналах РК разгоняется, считаются реактивными.

ПРИМЕЧАНИЕ. ГТ современных ГТД – реактивные, что обеспечивает сравнительно высокую мощность на валу при малом количестве их ступеней.

Возвратимся к организации рабочего процесса в ступени ГТ.

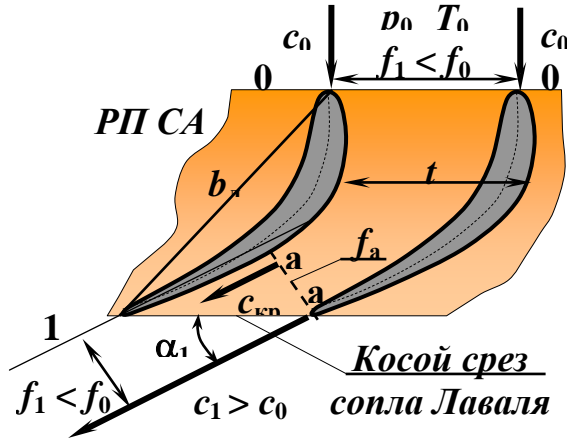


Рис. 4. Схема соплового аппарата ГТ

Итак, газ набегает на лопатки СА параллельно продольной оси ГТ (рис. 4). СА должен подготовить поток газа к совершению работы на РК. Следовательно, появилась проблема профилирования лопаток СА, связанная с решением двух основных задач:

- 1) *разгоном потока на входе в РК* (тогда поток способен эффективно совершить большую работу на валу РК);
- 2) *направлением газового потока на лопатки РК под оптимальным углом $i_{РК} \approx 0$* (обеспечивается безотрывное обтекание).

При известных параметрах РТ на входе в СА (статическом давлении p_0 , статической T_0 (полной T_0^) температуре, абсолютной скорости c_0 и безударном направлении потока на лопатки СА – угле атаки $i_{СА} \approx 0$)*

решение указанной проблемы следует искать в основных уравнениях ТАД.

Согласно уравнениям неразрывности, Бернулли и сохранения энергии увеличение скорости дозвукового газового потока возможно в процессе расширения РТ за счет уменьшения площади проточной части межлопаточных каналов СА ($f_1 < f_0$), реализации перепада давления ($p_1 < p_0$) и реализации теплоперепада ($T_1 < T_0$):

$$\rho_i c_i f_i = \text{const};$$

$$-\int_0^1 \frac{dp}{\rho} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} + L_r;$$

$$i_0 - i_1 = C_p (T_0 - T_1) = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2}.$$

Сужение проточной части межлопаточных каналов соплового аппарата возможно за счет деформации средней и кормовой частей пера его лопаток (рис. 3, а). При этом кормовые части их лопаток должны направлять газовый поток в сторону перемещения лопаток РК (рис. 4).

Расширение газового потока в сопловом аппарате ведет к росту абсолютной скорости ($c_1 > c_0$). Следовательно, статическое давление и температура (рис. 1) снижаются ($p_1 < p_0$, $T_1 < T_0$), так как внутренняя энергия РТ преобразуется в кинетическую. Полная температура T^ постоянна.*

В процессе расширения газа при $\pi_{СА} > \pi_{кр}$ в межлопаточных каналах СА реализуется сверхкритический перепад давления. Это возможно при удовлетворении трех условий:

- 1) располагаемая степень понижения давления газа в СА больше критической степени понижения давления;
- 2) площадь f_a наименьшего сечения (а – а) межлопаточного канала СА равна критической площади ($f_a = f_{кр}$);

3) за критическим сечением СА имеется расширяющийся канал (сопло Лавала с косым срезом).

При сверхкритическом режиме работы СА в его горле (рис. 4, сечение а-а) абсолютная скорость потока равна критической ($c_a = c_{кр} = a_a$), а число Маха $M_a = 1,0$. На выходе из соплового аппарата ступени газовой турбины поток движется со сверхзвуковой скоростью ($M_{c_1} > 1,0$).

В первом приближении направление вектора абсолютной скорости c_1 на выходе из СА может быть определено по положению касательной к средней линии лопатки СА в ее задней кромке. Модуль этой скорости при адиабатном расширении потока в СА легко вычисляется по уравнению сохранения энергии:

$$c_{1ад} = \sqrt{2(i_0^* - i_1)} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(1 - \frac{1}{\Pi_{СА}^{k_r}}\right)}. \quad (1)$$

Величина угла α_1 выхода потока из СА по абсолютной скорости c_1 строго определена требованиями реализации сверхкритического течения потока в СА. Отсюда вытекают требуемые соотношения площадей f_0 и f_a , шаг решетки t и ее густота b/t . Чем меньше угол α_1 , тем выше степень конфузурности межлопаточных каналов решетки СА, тем значительнее увеличение скорости потока в его проточной части и тем большую работу на валу может совершить РК.

Таким образом, подбор (профилирование) формы лопаток и каналов проточной части СА под безударный вход (безударное обтекание лопаток РК ступени ГТ), под реализацию сверхкритического течения в СА и под поворот потока в сторону перемещения лопаток РК позволяет иметь на входе в РК поток с высоким запасом кинетической энергии. Этот поток способен совершать работу на валу рабочего колеса.

Организация движения потока у лопаток РК и их профилирование имеют свои отличия по сравнению с таким же процессом в СА. Причиной тому является сложное движение потока, обусловленное перемещением лопаток РК в окружном направлении со скоростью u . Опишем особенности этого процесса.

На входе в РК известными являются статическое давление p_1 , статическая (полная T_1^*) температура T_1 , абсолютная скорость c_1 , окружная скорость u_1 , направление потока по абсолютной скорости (угол α_1) и направление потока по относительной скорости (угол атаки i_{PK}). В расчетах могут быть использованы полные параметры p_1^* и T_1^* .

Профилирование лопаток РК должно обеспечить безударное обтекание их передних кромок по относительной скорости ($i_{PK} \approx 0$), безотрывное обтекание поверхности спинок лопаток, поворот и ускорение потока в межлопаточных каналах рабочего колеса. Это довольно сложный процесс, требующий решения многих задач. Упростим его до примитивного уровня (безотрывного обтекания лопаток РК потоком газа). Для этого воспользуемся векторным сложением и треугольниками скоростей, построенными по известному закону. Вектор абсолютной скорости равен векторной сумме относительной и окружной скоростей: $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$.

Величина и направление абсолютной скорости на входе в рабочее колесо c_1 по завершению профилирования лопаток СА известны. Также известны величина и направление вектора окружной скорости u_1 .

Вектор относительной скорости \vec{w}_1 ($\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$) может быть найден путем геометрического построения треугольника скоростей. Для этого необходимо от вектора абсолютной скорости \vec{c}_1 вычесть вектор

переносной скорости \vec{u}_1 . Затем начало вектора абсолютной скорости \vec{c}_1 соединяется с началом вектора \vec{u}_1 искомым вектором относительной скорости \vec{w}_1 (рис. 4 и рис. 5).

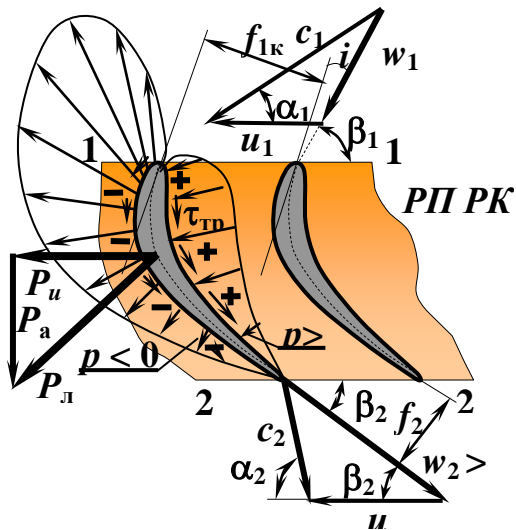


Рис. 5. Газодинамические нагрузки на профиль РК

Лопатки РК проектируются под поток в относительном движении. Следовательно, при безотрывном (безударном) обтекании касательная к средней линии лопатки РК в районе ее передней кромки должна совпадать с вектором относительной скорости потока \vec{w}_1 или образовывать небольшой положительный угол атаки i (рис. 5).

Кривизна средней линии лопаток рабочего колеса определена степенью понижения давления $\pi_{РК}^*$, соотношением площадей проточной части межлопаточных каналов $f_{1к}$ и $f_{2к}$ и потребным значением закрутки потока Δw_u по относительной скорости w_1 . Положение средней линии однозначно связано с направлением

газодинамической силы лопатки $P_{л}$ (рис. 5). Это значит, что *прогиб средней линии* должен быть повернут *в сторону перемещения лопаток РК*, а ее *кормовая часть – повернута в сторону, противоположную направлению* переносного движения (*окружной скорости* лопаток РК u_1).

Лопатки РК, как и лопатки СА, *обтекаются дозвуковым потоком. Следовательно, с целью* предотвращения срывных явлений у их *поверхности передние кромки этих лопаток должны быть скругленными* (тупыми), *а относительная толщина – большей, чем у лопаток РК осевого компрессора.*

Относительная скорость потока w_2 *на выходе из РК подбирается такой, чтобы поток* по абсолютной скорости *имел направление движения, параллельное продольной оси ступени ГТ.* Это легко представить, анализируя треугольник скоростей для задней кромки лопатки РК (рис. 5). Здесь к вектору относительной скорости \vec{w}_2 добавляется вектор переносной скорости \vec{u}_2 (полагаем: $\vec{u}_2 \approx \vec{u}_1$) и находится вектор скорости в абсолютном движении \vec{c}_2 ($\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$). Направление вектора \vec{c}_2 желательно иметь близкое к осевому направлению.

Характерной особенностью профилирования лопаток РК являются существенные (больше, чем на лопатках РК ОК) *деформация средней линии лопаток РК и закрутка потока* Δw_u . *Это стало возможным, так как профиль лопаток РК дозвуковой, а градиенты давления* $\frac{\partial p}{\partial x}$ *– отрицательные.*

Скругленные передние кромки и большая относительная толщина способствуют предотвращению вязкого срыва потока, а отрицательные градиенты давления – ускорению течения газа и его ламинаризации. Силой перепада давления срывные зоны уносятся по потоку и не задерживаются у спинок лопаток РК ГТ.

Дадим анализ течению газа в рабочем колесе. Так как ступень ГТ реактивная, то угол β_2 выхода потока из РК по относительной скорости меньше угла β_1 . Межлопаточный канал РК – суживающийся ($f_{2к} < f_{1к}$), что ведет к увеличению (рис. 1 и рис. 5) относительной скорости w ($w_2 > w_1$). В межлопаточных каналах рабочего колеса протекает процесс расширения газа. Следовательно, по длине проточной части этих каналов (сечение $i - i$) происходит снижение плотности газа ρ_i ($\rho_i < \rho_1$), а также падение статического давления p_i ($p_i < p_1$) и статической температуры T . Теоретически это подтверждается уравнением неразрывности и уравнением Бернулли:

$$\rho_i w_i f_i = \text{const} \Rightarrow \downarrow f_i \rightarrow \uparrow w_i, \downarrow \rho_i \uparrow v_i;$$

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_{rPK} \Rightarrow \uparrow w_i \rightarrow \downarrow p_i,$$

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R_T (T_1 - T_2) \Rightarrow \text{чем больше } \int_1^2 \frac{dp}{\rho}, \text{ тем меньше } T_2$$

ПРИМЕЧАНИЕ. *Механическая работа на валу РК в относительном движении равна нулю, так как нет переносного перемещения лопаток рабочего колеса.*

В абсолютном движении (движении относительно статора ступени) лопатки РК имеют свободу перемещения по окружности. Следовательно, окружная составляющая P_u газодинамической силы лопатки P_l (рис. 5) способна совершать работу на валу рабочего колеса L_{PK} . Работа на валу рабочего колеса L_{PK} является следствием как реализации перепада давления и теплоперепада, так и торможения газового потока по абсолютной скорости в межлопаточных каналах рабочего колеса (рис. 1). Это утверждение вытекает из уравнения сохранения энергии, представленного в статических параметрах:

$$L_{\text{ад РК}} = c_p (T_1 - T_2) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = \frac{k_r}{k_r - 1} R_T T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{РК}} \frac{k_r}{k_r}} \right) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}. \quad (2)$$

В полных параметрах это уравнение можно представить в более простом и удобном виде:

$$L_{\text{ад РК}}^* = i_1^* - i_2^* = c_p (T_1^* - T_2^*) = \frac{k_r}{k_r - 1} R_T T_1^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{РК}}^* \frac{k_r}{k_r}} \right). \quad (3)$$

Адиабатная работа рабочего колеса ступени ГТ тем больше, чем выше значение полной температуры газа T_1^ на входе в РК и больше степень понижения давления $\pi_{\text{РК}}^*$ в его проточной части.*

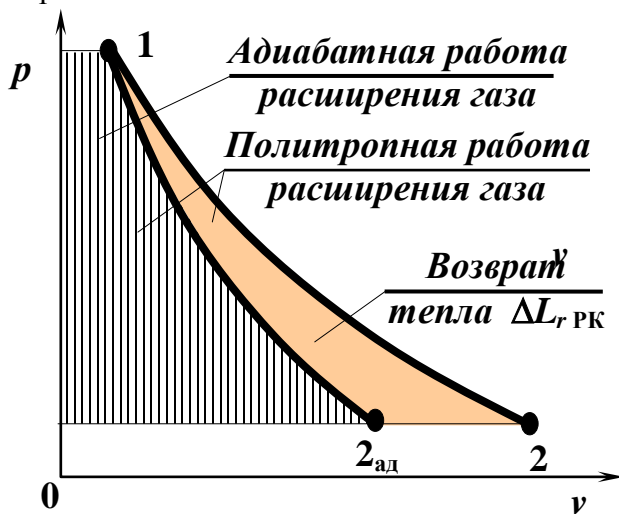


Рис. 6. Геометрическая сущность возврата теплоты в РК ГТ

Как и в сопловом аппарате, реальный процесс расширения газа в рабочем колесе сопровождается гидравлическими потерями. Этот факт подтверждается уравнением Бернулли:

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = L_{PK} + L_{rPK} \cdot (4)$$

Здесь *политронная работа расширения* $(-\int_1^2 \frac{dp}{\rho})$ и *срабатываемый перепад кинетической энергии* $(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2})$ единицы массы *РТ* расходуются на совершение механической работы L_{PK} на валу *ПК* и на преодоление гидравлического сопротивления L_{rPK} .

Работа L_{rPK} *сопровождается выделением теплоты* $Q_r = f(L_{rPK})$ *и подогревом* *РТ* на величину ΔT . *Подогрев* *РТ* ($\Delta T > 0$) *способствует совершению* *ПК* *дополнительной работы* ΔL_{rPK} (рис. 6). Тогда уравнение (4) можно представить в виде:

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k_r}{k_r - 1} R_T T_1^* \left(1 - \frac{1}{\frac{k_r}{k_r - 1} \pi_{PK}}\right) + \Delta L_{rPK} =$$

$f(L_{адPK} + \Delta L_r)$.

Из приведенного анализа следует, что не вся работа L_{rPK} *на преодоление гидравлического сопротивления теряется безвозвратно. Часть этой работы в виде теплоты* Q_r *возвращается в рабочий процесс* (подогревает *РТ*) и способствует его активизации. *Это ведет к росту работы и КПД* *ПК* *и ступени* *ГТ*.

Описанное выше явление получило название "*возврат теплоты*".

Таким образом, грамотное профилирование лопаток и организация рабочего процесса в ступени позволяют более эффективно преобразовать внутреннюю энергию газа в механическую работу на валу рабочего колеса ступени газовой турбины.

План скоростей и его параметры

Треугольники скоростей, используемые выше для описания рабочего процесса ступени ГТ, *присущи лишь точкам* омываемой *поверхности лопаток РК*. Только лопатки РК совершают поступательное движение по окружности со скоростью u . Следовательно, поток у их поверхности находится в сложном движении: $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$.

Треугольники скоростей для СА не строятся, так как его лопатки жестко соединены с корпусом ступени и *их переносная скорость равна нулю*. В этом случае обтекание лопаток простое, а векторы относительной и абсолютной скоростей совпадают ($\vec{c} = \vec{w}$). *Треугольник скоростей вырождается в вектор абсолютной скорости*.

Треугольники скоростей являются основными элементами плана скоростей. *Дадим определение плана скоростей*.

Планом скоростей называются треугольники скоростей потока у передней и задней точек средней линии лопатки РК, построенные на одном плане (листе, чертеже) с общей вершиной.

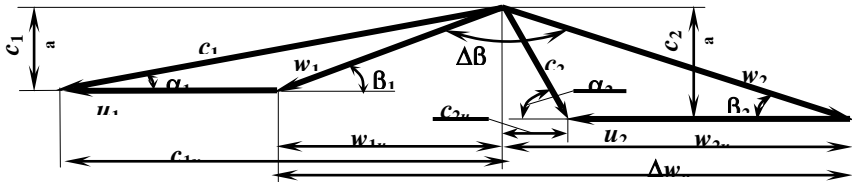


Рис. 7. План скоростей РК ступени ГТ с

Графическое изображение плана скоростей РК ГТ представлено на рис. 7. Этот план скоростей соответствует ступени газовой турбины с различным средним диаметром, а именно, $D_{1cp} < D_{2cp}$, так как скорость $u_1 < u_2$.

Наиболее широкое применение для решения практических задач нашли следующие параметры плана скоростей:

- α_1 и α_2 – углы входа и выхода потока в РК (из РК) по абсолютной скорости "с" соответственно;
- β_1 и β_2 – углы входа и выхода потока в рабочее колесо (из рабочего колеса) по относительной скорости "w" соответственно;
- $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ – *угол поворота потока в РК*;
- c_{1a} и c_{2a} – осевые составляющие абсолютной скорости потока газа на входе в РК и на выходе из него ($c_{1a} = w_{1a}$ и $c_{2a} = w_{2a}$). Как правило, $c_{1a} < c_{2a}$;
- c_{1u} и c_{2u} – окружные составляющие абсолютной скорости;
- w_{1u} и w_{2u} – окружные составляющие относительной скорости;
- $\Delta w_u = w_{1u} + w_{2u}$ – *закрутка потока в РК по относительной скорости*. Для ступени с $D_{cp} = const$ окружная скорость u_1 на входе в РК равна окружной скорости u_2 на его выходе. Следовательно, *закрутка потока* $\Delta w_u = \Delta c_u = c_{1u} + c_{2u}$. Здесь за положительное принято направление по вектору переносной скорости u .

Понятие о потерях в ступенях газовой турбины

Основное предназначение ступени ГТ – создавать механическую работу на валу РК. Следовательно, *все затраты, не связанные с преобразованием внутренней энергии сжатого и подогретого газа в механическую работу на валу РК, относят к потерям.*

Различают два основных вида потерь:

- 1) *гидравлические потери;*
- 2) *потери с выходной скоростью.*

Гидравлические потери

Гидравлическими потерями называются потери, обусловленные затратами энергии РТ на преодоление сил вязкого трения, волнового сопротивления и затратами энергии на вихреобразование в проточной части ступени турбины.

Гидравлические потери, так же как и для ступени компрессора, *можно разделить на три основных подвида:*

- 1) *профильные потери;*
- 2) *концевые потери (потери в радиальном зазоре РК);*
- 3) *вторичные потери.*

Профильные потери

Профильные потери – потери, обусловленные трением, вихреобразованием и волновым срывом в зонах взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем обтекаемых лопаток.

В долях от располагаемого адиабатного теплоперепада ступени $H_{ст}$ *профильные потери можно представить в виде суммы коэффициентов профильных потерь:*

$$\xi_{пр} = \xi_{тр} + \xi_{вихр} + \xi_{волн} ,$$

$$\text{где } \xi_{пр} = \frac{L_{пр}}{H_{ст}}; \xi_{тр} = \frac{L_{тр}}{H_{ст}}; \xi_{вихр} = \frac{L_{вихр}}{H_{ст}}; \xi_{волн} = \frac{L_{волн}}{H_{ст}} -$$

коэффициент профильных потерь, коэффициенты потерь на трение, на вихреобразование и на преодоление волнового сопротивления соответственно. Здесь же $L_{пр}$, $L_{тр}$, $L_{вихр}$ и $L_{волн}$ – работа на преодоление профильного сопротивления, работа на преодоление сопротивления сил трения, работа на преодоление сопротивления вихреобразования потока и работа на преодоление волнового сопротивления соответственно.

Дадим анализ указанным разновидностям потерь.

ПОТЕРИ НА ПРЕОДОЛЕНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ

Потери на преодоление сил трения – потери, определяемые вязкостью газа и его взаимодействием с омываемой поверхностью обтекаемого тела.

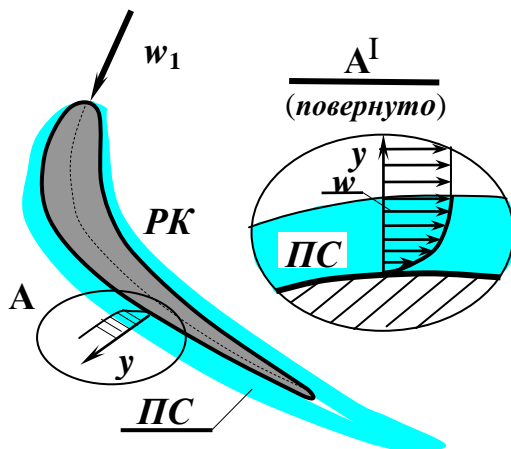


Рис. 8. Пограничный слой лопатки рабочего колеса ГТ

Частицы газа в зоне контакта со стенками прилипают к обтекаемой поверхности. Скорость этих частичек равна нулю. По мере удаления от поверхности обтекаемого тела скорость газа возрастает до скорости основного потока (рис. 8). Таким образом, у омываемых стенок лопаток РК и СА, стенок корпуса и втулки **формируется** слой газа с увеличением скорости от нуля до скорости основного потока, названный пограничным слоем (ПС).

В пограничном слое **часть кинетической энергии газового потока тратится на преодоление сил вязкого взаимодействия** со стенкой и между слоями, имеющими

разную скорость, что составляет физическую сущность сопротивления сил трения. При наличии вязкого срыва часть энергии РТ также расходуется на вихреобразование потока в его зоне.

Сопротивление сил трения имеет место и при вязком взаимодействии смежных потоков, движущихся с разной скоростью вне погранслоя.

Относительная доля потерь на преодоление сил трения оценивается коэффициентом потерь $\xi_{тр}$, описанным выше.

ПОТЕРИ НА ВИХРЕОБРАЗОВАНИЕ

Потери на вихреобразование – потери, определяемые затратами энергии на вращательное движение частичек и масс газа в зонах вихревого движения потока, образовавшегося при срывном его взаимодействии с омываемой поверхностью обтекаемого тела.

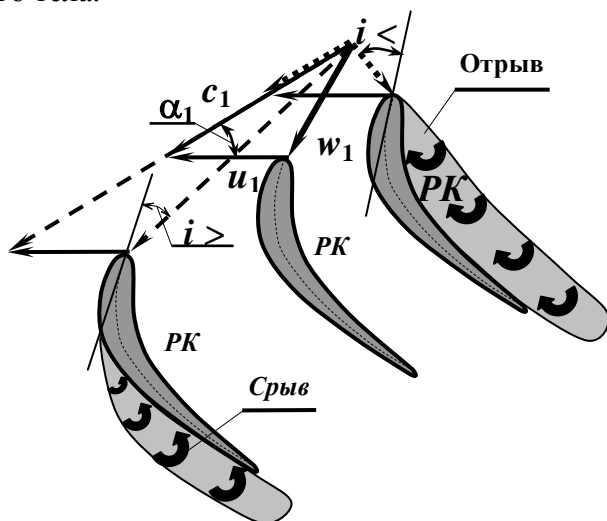


Рис. 9. Влияние угла атаки на характер

Известны два вида вихреобразования – срыв потока и отрыв потока с поверхностями спинки и корыта соответственно, имеющие качественно различную природу вихреобразования.

СРЫВ ПОТОКА

Срыв потока – явление вихреобразования, определяемое взаимодействием сил давления, вязкого трения и сил скоростного напора в пограничном слое обтекаемого тела (рис.9).

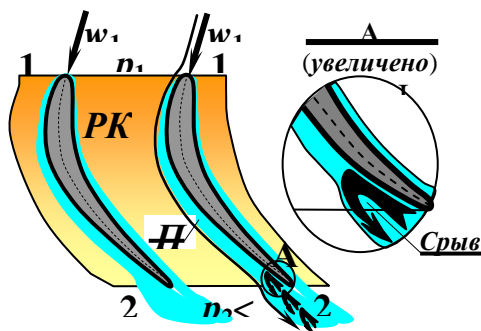


Рис. 10. Срыв потока у спинки лопатки РК

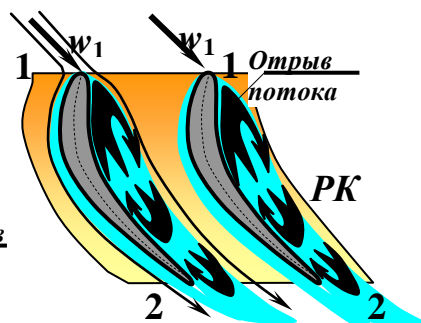


Рис. 11. Отрыв потока с носка со стороны орыта лопаток РК

По сравнению с компрессором в лопаточных венцах ступени ГТ срыв потока мало интенсивен. Он может развиваться только в районе законцовок лопаток у поверхности спинки (рис. 10), не прикрытой поверхностью корыта смежной лопатки. *В этом легко убедиться, вспомнив следующие аргументы:*

- 1) *отрицательные градиенты давления* ($\frac{\partial p}{\partial x} < 0$);
- 2) *суживающиеся межлопаточные каналы* турбинных решеток соплового аппарата и рабочего колеса и активное поджатие струек поверхностью корыта смежной

лопатки к поверхности спинки обтекаемой лопатки;

3) *существенный запас кинетической энергии* газового потока в силу его разгона вдоль спинок лопаток за счет расширения газа;

4) *малая кривизна поверхностей спинок* лопаток соплового аппарата и рабочего колеса газовой турбины в районе их кормовых кромок;

5) *дозвуковые скругленные передние кромки лопаток* СА и РК газовой турбины.

ОТРЫВ ПОТОКА

Отрывом потока называется явление вихреобразования, определяемое проявлением сил инерции и отхода частичек газа от поверхности обтекаемой лопатки, имеющей малый радиус кривизны.

Как правило, *отрыв потока проявляется при обтекании поверхности передних кромок лопаток* рабочего колеса ГТ при отрицательных углах атаки (рис. 14).

Зона отрыва потока занимает существенное пространство межлопаточного канала РК. *Следовательно, отрыв оказывает существенное влияние на потери в ступени ГТ и на ее КПД.*

С вихреобразованием также связаны кромочные потери.

КРОМОЧНЫЕ ПОТЕРИ

Кромочными потерями называются потери энергии рабочего тела на вихреобразование потока в кормовом следе обтекаемых лопаток (в следе за задней кромкой лопатки).

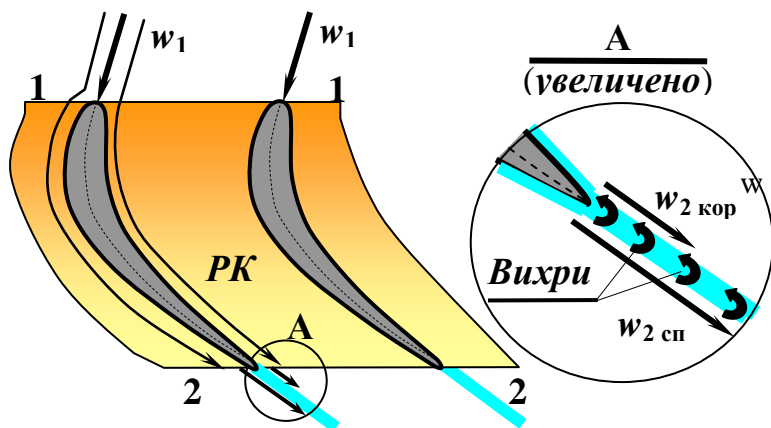


Рис. 12. Физическая сущность кромочных потерь лопаток рабочего колеса

Сущность кромочных потерь представлена на рис. 12. Как известно, скорость потока у *спинки лопатки больше скорости потока у ее корыта*. Следовательно, *разность скоростей $w_{2сп} - w_{2кор} \neq 0$* у задних кромок лопаток *вызывает циркуляционное движение частиц* газа *спутного следа лопаток*. В свою очередь, *частички газа, обладающие вращательным движением, формируют* локальную зону с одинаковым направлением вращения – *вихрь*. На первом этапе размеры вихря малы. И он способен удерживаться у поверхности лопатки в аэродинамической тени ее задней кромки. По мере накопления энергии циркуляционного движения размер вихря возрастает. Увеличивается его аэродинамическое сопротивление. Следовательно, наступает такой момент, когда сформировавшийся вихрь отрывается от задней кромки лопатки и сносится по потоку (рис. 12). На его месте формируется новый вихрь. *Совокупность вихрей, сошедших с задней кромки, образует цепочку вихрей – кормовой вихревой след*.

Энергия, расходуемая на формирование вихрей у задних кромок обтекаемых лопаток, представляет собой кромочные потери.

Величина кромочных потерь существенно зависит от относительной толщины профиля $\bar{c}_k = \frac{c_k}{b_d}$ на срезе его

задней кромки (рис. 13). С увеличением относительной толщины профиля \bar{c}_k кромочные потери возрастают, так как увеличивается по толщине и интенсивности зона спутного следа. А именно, скорость потока за задней кромкой профиля лопатки близка к нулю. Разность скоростей между застойной зоной и потоками со стороны спинки и со стороны корыта активно возрастает. Цепочка вихрей одной циркуляции (рис. 13, а) переходит (рис. 13, б) в вихревую дорожку Кармана (цепочку вихрей, постоянно изменяющих свою циркуляцию на циркуляцию противоположного знака). Интенсивность этих вихрей выше интенсивности вихрей профиля с малой относительной толщиной кормового среза. Следовательно, возрастают и кромочные потери.

Снижению кромочных потерь способствует выпуск хладагента через кормовую стенку лопатки. Причиной тому является снижение разрыва скоростей на границах основного потока и хладагента (рис. 13, в).

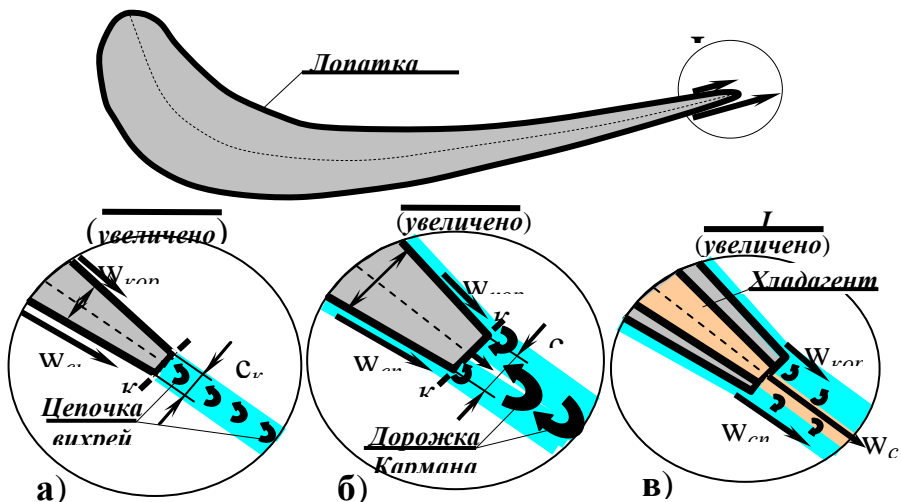


Рис. 13. Физическая сущность кромочных потерь лопаток РК:
 а – с тонкой задней кромкой; б – с толстой задней кромкой;
 в – с истечением хладагента из щели по задней кромке

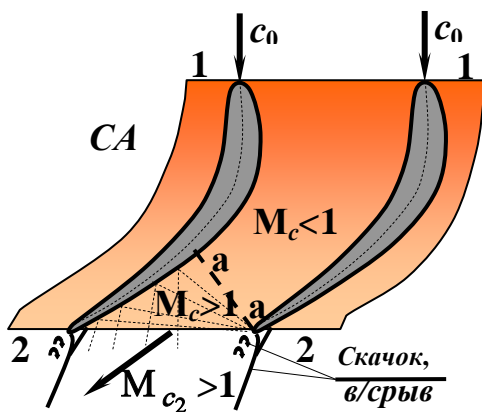


Рис. 14. Сверхзвуковое течение потока в сопловом аппарате

Потери на преодоление волнового сопротивления в ступенях ГТ по сравнению с волновыми потерями в ступени ОК незначительны. Это обусловлено малыми числами

Маха по относительной скорости ($M_{w_1} < M_{w_{1кр}}$) перед лопатками рабочего колеса *и формированием* при сверхкритических перепадах давления *мало интенсивного сверхзвукового течения* потока *и скачков уплотнения в районе косога среза межлопаточных каналов соплового аппарата* (рис. 14).

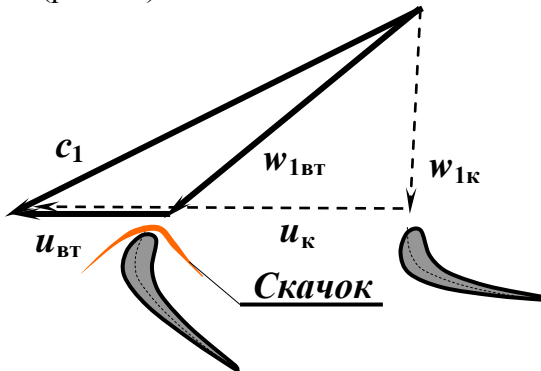


Рис. 15. Формирование скачка уплотнения у втулки РК

Сверхкритические режимы обтекания лопаток РК возможны у высоконагруженных ступеней ГТ. Причем, *сверхзвуковая относительная скорость достигается не на периферии (как это было у лопаток ОК), а у втулки РК ГТ.* Это наглядно демонстрируют треугольники скоростей (рис. 15), построенные для передних кромок лопатки РК у втулки (сплошные линии) и на периферии (штриховые линии).

Как видим, *перемещение исследуемой точки от периферии рабочей лопатки к ее втулке сопровождается снижением окружной скорости $u_{вг} < u_{к}$ и увеличением числа Маха M_{w_1} .*

При трансзвуковом обтекании лопаток РК у поверхности спинки лопаток возникают сверхзвуковые зоны, замыкающиеся местными скачками уплотнения. В зонах взаимодействия местных скачков уплотнения с пограничным

слоем поверхностей лопаток РК возможен волновой срыв (рис. 14). В этом случае волновые потери определены потерями на местных скачках уплотнения и потерями в зоне волнового срыва.

При сверхзвуковом обтекании перед лопаткой РК возникает головная волна (рис. 15). Усы головной волны, контактирующие с пограничным слоем поверхности смежной лопатки, также вызывают волновой срыв. Следовательно, волновые потери в РК ГТ составляют совокупность потерь на головной волне и потерь в зоне волнового срыва. Для снижения волновых потерь требуется специальное профилирование лопаток РК ступени ГТ (острые передние кромки комлевых частей рабочих лопаток, малые относительная толщина и относительная кривизна лопатки РК, изгиб средней линии лопатки в районе середины хорды и другие).

Величина профильных потерь зависит от угла поворота потока $\Delta\beta$ (угла атаки), чисел Рейнольдса и Маха. Эти зависимости аналогичны зависимостям коэффициента потерь $\xi = f(i)$, $\xi = f(Re)$ и $\xi = f(M_{w1})$ РП ОК. Но имеются некоторые особенности, обусловленные процессом расширения РТ:

1) ***минимальные профильные потери соответствуют большим отрицательным углам атаки ($|i_{\xi \min \text{ ГТ}}| > |i_{\xi \min \text{ ОК}}|$), так как лопатки РК ГТ имеют более существенный изгиб средней линии, чем изгиб средней линии лопаток РК компрессора. Причина проста – отрицательные градиенты давления в проточной части ступени газовой турбины, способствующие ламинаризации потока и затягиванию срыва (в проточной части ОК градиенты положительные и склоняют поток к срыву со спинки лопаток);***

2) ***отрыв потока с носка лопаток РК ГТ более мощный, чем у компрессора (большая кривизна средней линии лопаток РК ГТ в районе носовой части).***

Следовательно, при отрицательных углах атаки и отрыве потока с носка лопаток будет наблюдаться самое интенсивное падение КПД;

3) **критические числа Маха** по относительной скорости для **лопаток РК ГТ существенно меньше, чем у лопаток РК компрессора**. Причина – дозвуковые профили лопаток РК ГТ;

4) **влияние числа Re наиболее существенно в области** проявления сил вязкости (при малых $Re < Re_{кр} = 10^6$);

5) число Маха M_{w_1} рабочего колеса ГТ меньше M_{w_1} рабочего колеса ОК в силу того, что температура $T^*_Г > T^*_в$. **Влияние числа M_{w_1} наиболее существенно в области втулки** рабочего колеса ГТ.

КОНЦЕВЫЕ ПОТЕРИ (ПОТЕРИ В РАДИАЛЬНОМ ЗАЗОРЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА)

Концевые потери – потери, обусловленные интенсивным перетеканием потока через щели в радиальных зазорах между лопатками РК и корпусом ступени ГТ и образованием концевых вихрей.

Концевые потери зависят от величины радиального зазора Δr (рис. 16) **и степени реактивности ступени ρ_r** . С увеличением Δr и ρ_r они **возрастают**. Действительно, с ростом степени реактивности увеличивается адиабатная работа РК:

$$\uparrow L_{ад,РК} = \frac{k_r}{k_r - 1} R_r T_1^* \left(1 - \frac{1}{\frac{\pi_{РК}^*}{k_r}} \right) \Rightarrow \uparrow \pi_{РК}^* .$$

Как видим, увеличение адиабатной работы рабочего колеса ГТ ведет к росту степени понижения давления $\pi^*_{РК}$ и к увеличению перепада давления на пере лопатки РК. **Наличие радиального зазора Δr позволяет газу интенсивно перетекать из области повышенного давления у корыта в область пониженного давления над спинкой лопатки РК. Поток газа, обладающий существенным запасом кинетической энергии, не может плавно обогнуть концевую кромку лопатки, отрывается от ее поверхности, сворачиваясь в концевой вихрь** (рис. 16). На его формирование и поддержание вихревого движения в его зоне расходуется внутренняя энергия газового потока.

Относительная доля концевых потерь существенно зависит от высоты (удлинения) лопаток. Так, при постоянном радиальном зазоре Δr , с уменьшением высоты лопаток (первые ступени ГТ) интенсивность концевых перетеканий возрастает.

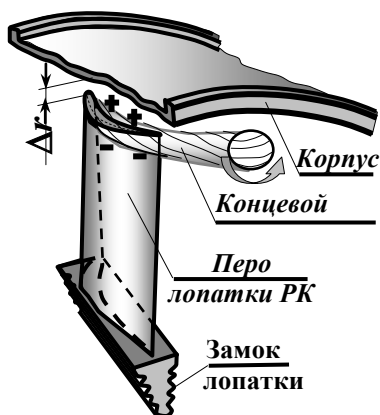


Рис. 16. Принцип формирования концевого вихря у лопатки РК ступени газовой турбины

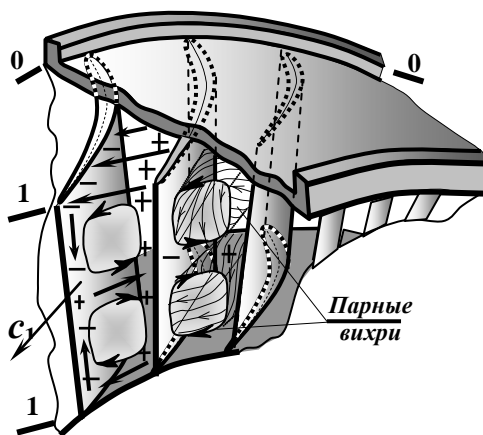


Рис. 17. Принцип формирования парных вихрей в межлопаточном канале соплового аппарата

Итак, львиную долю концевых потерь составляют потери энергии на образование концевых вихрей лопаток.

Для уменьшения этих потерь лопатки рабочих колес ГТ снабжаются бандажными полками с лабиринтными уплотнениями по бандажу. На последних ступенях бандажные полки также выполняют функцию демпфирующих устройств и предотвращают вибрацию длинных лопаток РК ступени ГТ.

ВТОРИЧНЫЕ ПОТЕРИ

Вторичными потерями называются потери энергии газового потока на вихреобразование в местах сопряжения торцов лопаток с ограничивающими межлопаточный канал стенками корпуса и втулки и на трение потока об эти стенки.

Газодинамическая сущность образования парных вихрей и *вторичных потерь* заключена в следующем. У поверхности спинки лопаток существует зона разрежения, а у поверхности корыта – зона повышенного давления. На рис. 17 зона повышенного давления показана знаком "+", а зона разрежения – знаком "-". *Под действием перепада давления вдоль обтекаемых стенок корпуса и втулки пристеночный слой газа начинает окружное перемещение со стороны спинки лопаток в сторону их корыта. У поверхности спинки поток поворачивается к середине пера лопатки, а затем по середине межлопаточного канала движется в противоположном направлении* (от спинки к корыту). При таком перемещении потока *в межлопаточных каналах формируются парные вихри (пара вихрей проточной части противоположной циркуляции).*

Затраты энергии газового потока на формирование и поддержание кругового движения в зонах парных вихрей, а также на преодоление сил трения при указанном движении потока вдоль омываемой поверхности межлопаточного канала *составляют вторичные потери.* Вторичные потери имеют место во всех межлопаточных каналах СА и РК.

ПОТЕРИ С ВЫХОДНОЙ СКОРОСТЬЮ

Потерями с выходной скоростью называется та доля кинетической энергии единицы массы газа по абсолютной скорости на выходе из ступени ($\frac{c_2^2}{2}$), которая не использована для совершения механической работы на валу РК ступени газовой турбины.

Потери с выходной скоростью присущи только рабочему колесу, ступени ГТ и газовой турбине. У сопловых аппаратов потеря с выходной скоростью нет. Кинетическая энергия газа на их выходе из СА считается их полезным эффектом.

Для ГТД прямой реакции потери с выходной скоростью носят условный характер, так как кинетическая энергия газа на выходе из ГТ является полезной энергией на входе в реактивное сопло.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Многоступенчатая турбина состоит из ряда последовательно расположенных ступеней, образующих единую проточную часть. Каждая из ступеней представлена совокупностью последовательно расположенных соплового аппарата и рабочего колеса (рис. 18).

Опираясь на приведенную схему, рассмотрим основные параметры ГТ и установим их связь с параметрами их ступеней.

Основные параметры многоступенчатых газовых турбин и их связь с параметрами ступени

Подобно ступени, *основные параметры газовой турбины можно классифицировать по следующим подгруппам – энергетические и геометрические параметры.*

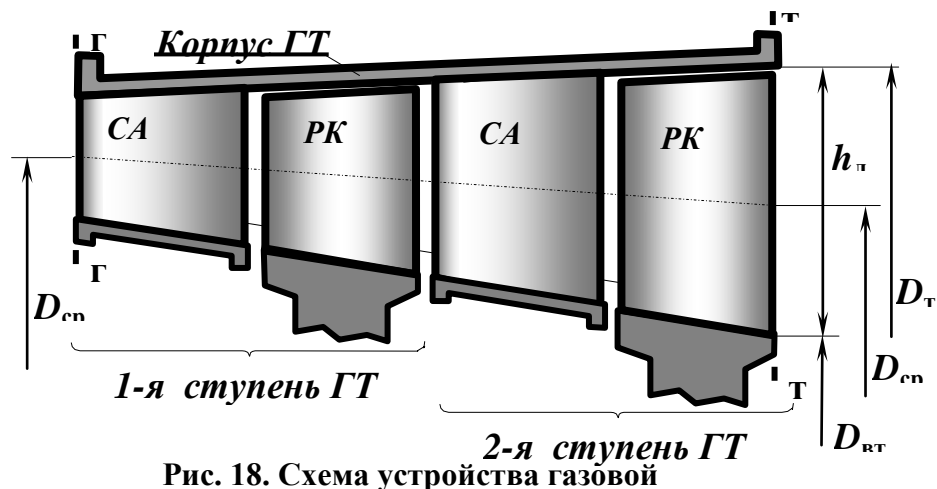


Рис. 18. Схема устройства газовой

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Степень понижения давления в турбине

$$\pi_T^* = \frac{P_T^*}{P_T^*} \quad (25)$$

характеризует способность ГТ совершать работу в процессе объемного расширения газа.

В силу последовательного расположения ступеней справедлива взаимосвязь степени понижения давления в

газовой турбине со степенью понижения давления ее ступеней. На примере двухступенчатой ГТ имеем:

$$\pi_T^* = \frac{P_T^*}{P_T^*} = \frac{P_T^*}{P_1^*} \cdot \frac{P_1^*}{P_T^*} = \pi_{ст1}^* \cdot \pi_{ст2}^* = \prod_{i=1}^z \pi_{стi}^* \quad (26)$$

Здесь z – количество ступеней ГТ.

Работа на валу турбины, равная сумме работ всех ее ступеней:

$$L_T = L_{ст1} + L_{ст2} + \dots + L_{стi} + \dots + L_{стz} = \sum_{i=1}^z L_{стi} \quad (27)$$

Располагаемый теплоперепад ГТ (адиабатная работа расширения газа в турбине) может быть представлен уравнением сохранения энергии в виде разности энтальпии на ее входе и на ее выходе:

$$H_T^* = \sum_{i=1}^z H_{стi}^* = i_T^* - i_T^* = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*} \right), \quad (28)$$

где $e_T^* = \pi_T^* \frac{k_T - 1}{k_T}$.

КПД многоступенчатой газовой турбины в параметрах заторможенного потока

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{H_T^*} = \frac{L_T}{L_{T,ад}^*} \quad (29)$$

Взаимосвязь КПД турбины с КПД ступеней определена уравнением

$$\eta_T^* = \frac{\sum_{i=1}^z H_{стi}^* \cdot \eta_{стi}^*}{H_T^*} \quad (30)$$

Иногда пользуются осредненным значением КПД ступеней $\eta_{\text{ст.о}}^*$. Тогда:

$$\eta_{\text{т}}^* = \eta_{\text{ст.о}}^* \frac{\sum_{i=1}^z H_{\text{ст}i}^*}{H_{\text{т}}^*}. \quad (31)$$

Из (31) следует, что *вследствие возврата теплоты КПД многоступенчатой турбины оказывается несколько выше (на 1 ... 3 %), чем КПД ее отдельных ступеней.* Для ОК наоборот $\eta_{\text{ст ОК}}^* > \eta_{\text{ОК}}^*$.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Геометрические параметры ГТ аналогичны геометрическим параметрам ее ступени. Большинство этих параметров представлено на рис. 18.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Газовая турбина (как и осевой компрессор) *проектируется под один – расчетный режим работы.* Обычно этот режим соответствует максимальному режиму работы двигателя. *Только на расчетном режиме лопатки турбины наилучшим образом соответствуют оптимальной кинематике потока,* то есть обеспечивается плавное и безотрывное обтекание лопаток СА и РК.

В различных условиях эксплуатации ГТД частота вращения ротора двигателя n , температура газа $T_{\text{г}}^$ и другие параметры,* определяющие режим работы турбины, *могут изменяться* в значительных пределах. *Это приводит к перераспределению теплоперепада между ступенями, к изменению формы треугольников скоростей, углов атаки и, в конечном итоге, к изменению КПД турбины и работы турбины на ее валу.*

Для определения параметров турбины на нерасчетных режимах, анализа влияния внешних факторов на эти параметры и анализа совместной работы элементов ГТД используются характеристики газовых турбин.

Дадим общее определение характеристик газовой турбины.

Характеристиками газовой турбины называются зависимости КПД турбины η^*_T , работы L_T на валу турбины и секундного массового расхода газа G_T через турбину от степени понижения давления π^*_T на турбине, частоты вращения ее ротора n , полного давления p^*_T и полной температуры T^*_T на входе в ГТ.

В функциональном математическом виде характеристики ГТ можно представить следующим образом:

$$\eta^*_T = f(\pi^*_T, n, p^*_T, T^*_T);$$

$$L_T = f(\pi^*_T);$$

$$G_T = f(\pi^*_T).$$

Из математического представления характеристик ГТ можно провести классификацию этих характеристик по режимным параметрам.

По режимным параметрам различают следующие характеристики газовых турбин

1) **характеристики ГТ по степени понижения давления:**

$$\eta^*_T = f(\pi^*_T),$$

$$L_T = f(\pi^*_T),$$

$$G_T = f(\pi^*_T)$$

при $n = \text{const}$, $p^*_T = \text{const}$, $T^*_T = \text{const}$;

2) **характеристики ГТ по частоте вращения:**

$$\eta^*_T = f(n),$$

$$L_T = f(n),$$

$$G_T = f(n)$$

при $\pi^*_T = \text{const}$, $p^*_T = \text{const}$, $T^*_T = \text{const}$;

3) *характеристики ГТ по полному давлению $p^*_Г$:*

$$\eta^*_Т = f(p^*_Г),$$

$$L_T = f(p^*_Г),$$

$$G_T = f(p^*_Г)$$

при $\pi^*_Т = \text{const}$, $n = \text{const}$, $T^*_Г = \text{const}$;

4) *характеристики ГТ по полной температуре*

$T^*_Г$:

$$\eta^*_Т = f(T^*_Г),$$

$$L_T = f(T^*_Г),$$

$$G_T = f(T^*_Г)$$

при $\pi^*_Т = \text{const}$, $n = \text{const}$, $p^*_Г = \text{const}$.

Наиболее широкое применение получили характеристики газовой турбины по степени понижения давления: $\eta^*_Т = f(\pi^*_Т)$, $L_T = f(\pi^*_Т)$, $G_T = f(\pi^*_Т)$ при $n = \text{const}$, $p^*_Г = \text{const}$ и $T^*_Г = \text{const}$.

Определение характеристик газовой турбины по степени понижения давления и способы их получения

Различают характеристики газовой турбины в нормальных и критериальных параметрах.

Нормальные и критериальные *характеристики ГТ можно представить в виде определения, в математической форме, в табличной форме, графически* (в виде графиков) и так далее.

Определение характеристик ГТ в нормальных параметрах

Характеристиками газовой турбины в нормальных параметрах называются зависимости ее КПД $\eta^*_Т$, работы турбины на ее валу L_T и секундного массового расхода газа G_T через турбину от степени понижения давления $\pi^*_Т$ на турбине при постоянных значениях частоты вращения ее ротора n ,

полного давления $p^*_Г$ и полной температуры $T^*_Г$ на входе в газовую турбину.

*Математически нормальные характеристики ГТ можно представить в виде $\eta^*_Г = f(\pi^*_Г)$, $L_Г = f(\pi^*_Г)$, $G_Г = f(\pi^*_Г)$ при $n = \text{const}$, $p^*_Г = \text{const}$, $T^*_Г = \text{const}$.*

Из определения характеристик ГТ в нормальных параметрах следует, что бесконечному множеству параметров газа на входе в турбину соответствует бесконечное множество нормальных характеристик ГТ. Это основной недостаток нормальных характеристик ГТ. Действительно, из бесконечного множества нормальных характеристик трудно найти характеристику ГТ, интересующую исследователя. Таким образом, появилась, казалось бы, не решаемая проблема!!!

Выход из указанной проблемы лежит в представлении характеристик в критериальных параметрах – безразмерных параметрах, не зависящих от значений параметров газа на входе в ГТ. Такие характеристики будут универсальными для всего множества параметров газа на входе в турбину. Следовательно, они представляются в одном экземпляре.

Представление характеристик ГТ в критериальных параметрах

Представление характеристик ГТ в критериальных параметрах связано с *новой проблемой* – *какие параметры можно использовать в качестве критериальных параметров?*

Найдем *решение* и этой проблемы. *Желаемые критериальные параметры ГТ должны* отвечать следующим основным свойствам:

1) *по возможности быть безразмерными параметрами;*

2) не зависеть от параметров газа на входе в ГТ;

3) зависеть от основного режимного параметра – степени понижения давления π^*_T в ГТ.

Дадим анализ основных параметров эффективности ГТ (η^*_T, L_T и G_T).

КПД ГТ $\eta^*_T = f(\pi^*_T)$ – безразмерный, представляет отношение теплосопределов, не зависит от параметров газа на входе в ГТ, является функцией степени понижения давления π^*_T и критерияльным параметром.

$$\text{Работа ГТ} \quad L_T^* = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k_T - 1}{k_T}}\right) \eta_T^*, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

представляет собой параметр, зависящий не только от π^*_T , но и от температуры газа на входе в газовую турбину T^*_T . Следовательно, по своим свойствам работа ГТ не является критерияльным параметром. Для перевода этого параметра в разряд критерияльных, разделим левую и правую часть уравнения L_T^* на температуру T^*_T . Тогда получим

$$\frac{L_T^*}{T_T^*} = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T \left(1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k_T - 1}{k_T}}\right) \eta_T^* = f(\pi_T^*, \eta_T^*). \quad (34)$$

Здесь $\frac{L_T^*}{T_T^*}$ представляет собой критерияльный

параметр, называемый параметром работы.

Параметр работы не зависит от температуры T^*_T и полного давления p^*_T на входе в ГТ, однозначно определен степенью понижения давления π^*_T и КПД турбины η^*_T .

Наиболее сильно зависит от параметров РТ перед ГТ секундный массовый расход газа G_T . А именно:

$$G_{\Gamma} = m_{\Gamma} \frac{p_{\Gamma}^* \sigma_{c.a}}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}} F_{c.a} q(\lambda_{c.a}) = f(p_{\Gamma}^*, T_{\Gamma}^* \text{ и } q(\lambda_{c.a})).$$

1. *Применим алгоритм*, используемый при выводе параметра работы, для вывода параметра расхода газа ***и получим***:

$$\frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_{\Gamma}^*}}{p_{\Gamma}^*} = m_{\Gamma} \sigma_{c.a} F_{c.a} q(\lambda_{c.a}) = \text{const} \cdot q(\lambda_{c.a}) = f(q(\lambda_{c.a})) \Rightarrow f(\pi_{\Gamma}^*). \quad (35)$$

Таким образом, произведен переход от секундного массового расхода газа G_{Γ} *к новому критерию – параметру расхода* $\frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_{\Gamma}^*}}{p_{\Gamma}^*}$.

Параметр расхода не зависит от полного давления и полной температуры на входе в турбину (см. правую часть уравнения (35)) и определен только относительной плотностью тока в критическом сечении соплового аппарата ГТ, то есть степенью понижения давления π_{Γ}^ .*

Требуется получить универсальные характеристики ГТ, рабочие лопатки которой обтекаются потоком в сложном движении. Подобно теории ОК, критериальным должен быть параметр частоты вращения ротора ГТ:

$$\frac{n}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}} = \text{const}. \quad (36)$$

Степень понижения давления π_{Γ}^ – безразмерный параметр. Она сохраняется в критериальных параметрах без изменений.*

Итак, проблемы решены! Критериальные параметры найдены!

Определение характеристик ГТ в критериальных параметрах

Характеристиками ГТ в критериальных параметрах называются зависимости КПД турбины, параметра работы и параметра расхода газа от степени понижения давления при постоянном значении параметра частоты вращения.

Определение позволяет дать классификацию характеристик ГТ в критериальных параметрах и способы их получения.

Способы получения характеристик газовой турбины

Характеристики ГТ в нормальных и критериальных параметрах можно получить двумя базовыми способами:

- 1) *математическим способом* (математическое моделирование и решение основных уравнений ТАД применительно к параметрам эффективности ГТ);
- 2) *экспериментальным способом* (эксперимент с ГТ или ее моделью на станциях испытания авиационных двигателей и их элементов).

Математический способ получения характеристики ГТ при наличии современной вычислительной техники является экономичным, высокопроизводительным и быстродействующим способом. Но он обладает существенным недостатком – большой погрешностью решения в силу ряда вводимых допущений. Он позволяет выявить многие эффекты характеристик ГТ и дать конкретные направления экспериментальным исследованиям.

Экспериментальный способ является самым точным способом получения характеристик ГТ при качественно изготовленной экспериментальной

установке, отработанной технологии проведения эксперимента и высокой точности измерительных приборов и средств обработки эксперимента. Но ему присущ ряд весомых недостатков:

- большая стоимость экспериментальной установки;
- существенная трудоемкость в проведении эксперимента;
- весомые затраты финансовых средств и человеческих ресурсов на проведение эксперимента и другие.

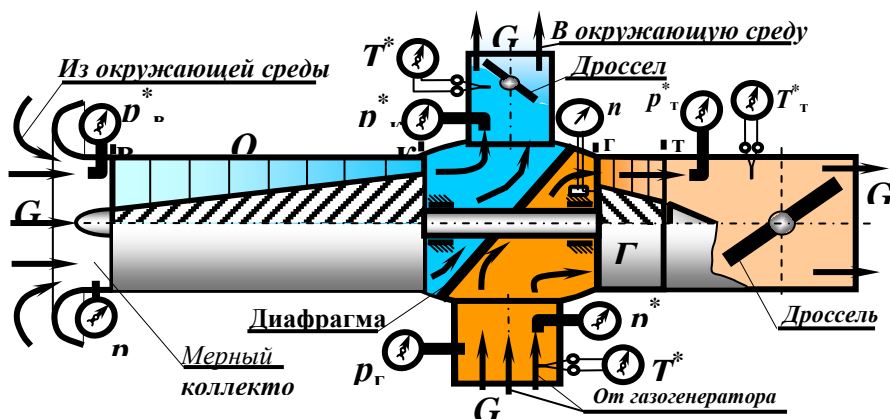


Рис. 19. Схема экспериментальной установки для исследования характеристик газовой

Схема экспериментальной установки для исследования характеристик ГТ представлена на рис. 19.

Установка включает в себя объект исследования – газовую турбину, потребитель мощности – осевой компрессор, соединенный с ГТ посредством вала, дроссельную заслонку для изменения давления газа за турбиной p_t^* и степени понижения давления π_t^* , дроссельную заслонку за компрессором для изменения потребной работы компрессора $L_{к.потр}$ и регулирования частоты вращения

ротора, *средства замера* статического давления p , полного давления p^* и температуры заторможенного потока T^* на входе в ГТ (ОК) и выходе из нее (него) и *тахометр* для замера частоты вращения ротора установки n .

ПРИМЕЧАНИЕ. Установка, описанная выше, позволяет получить не только характеристики ГТ, но и характеристики ОК. По этой причине ее иногда называют турбокомпрессорным стендом.

Установка для снятия характеристик ГТ работает следующим образом. Сжатый и подогретый газ поступает в ГТ от газогенератора. *Внутренняя энергия этого газа преобразуется в турбине в механическую работу L_T* на валу. Эта работа отводится к потребителю – осевому компрессору. Исходный режим работы газовой турбины задается параметрами газа на ее входе. Точная регулировка частоты вращения поддерживается поворотом заслонки за компрессором и изменением потребной мощности ОК. Режим работы ГТ по степени понижения давления задается поворотом дроссельной заслонки за ГТ. На каждом из задаваемых режимов производится замер параметров, потребных для построения характеристик ГТ в нормальных параметрах. Затем эти параметры пересчитываются в критериальные параметры и характеристики ГТ представляются в виде таблиц и графиков.

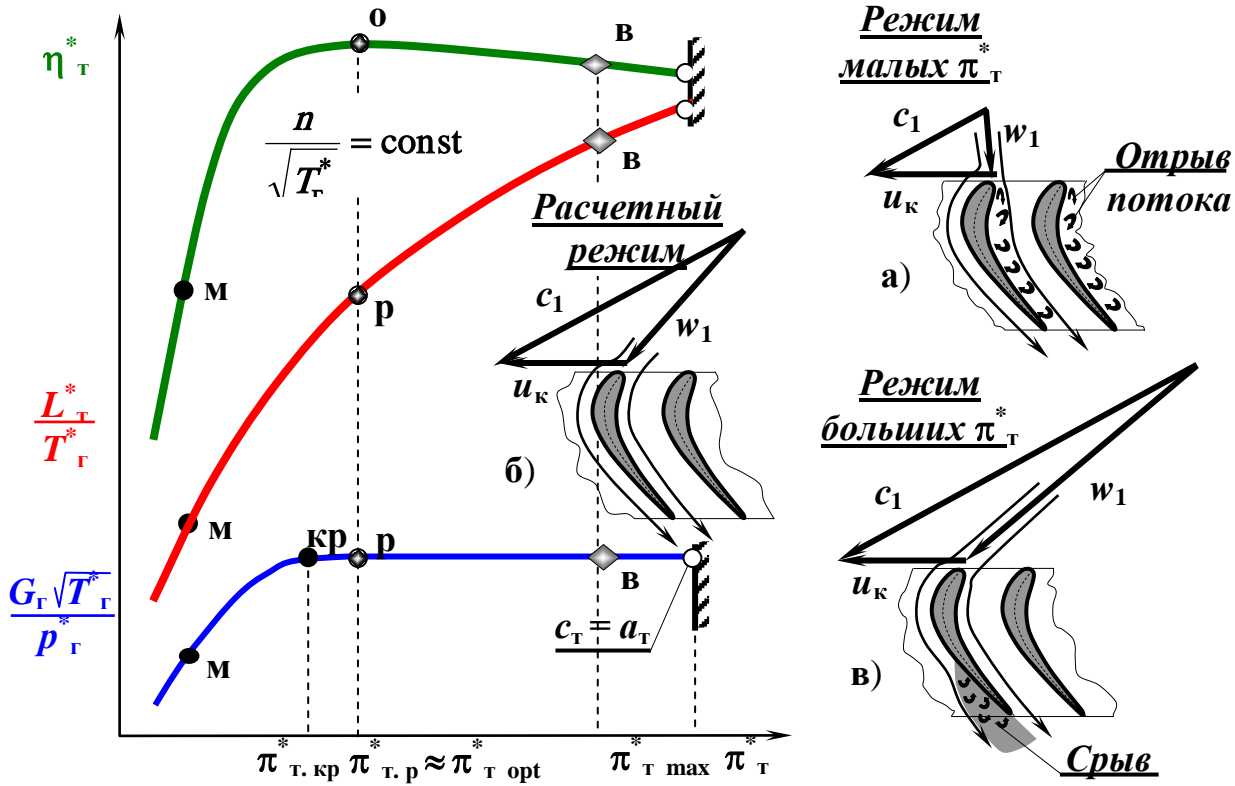


Рис. 20. Характеристики газовой турбины в критериальных параметрах

Изображение и анализ характеристик турбины

Характеристики ГТ в критериальных параметрах (критериальные характеристики) изображены на рис. 20.

Математически критериальные характеристики газовой турбины можно представить в виде простых функциональных зависимостей параметров эффективности ГТ от режимных параметров:

$$\begin{aligned}\eta_T^* &= f(\pi_T^*) \text{ при } n/\sqrt{T_T^*} = \text{const}; \\ \frac{L_T^*}{T_T^*} &= f(\pi_T^*) \text{ при } n/\sqrt{T_T^*} = \text{const}; \\ \frac{G_T \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} &= f(\pi_T^*) \text{ при } n/\sqrt{T_T^*} = \text{const}.\end{aligned}\tag{37}$$

Развернутые выражения приведенных критериальных параметров представлены выше. Они будут использованы для анализа характеристик.

Анализ характеристики по коэффициенту полезного действия газовой турбины

Зависимость КПД $\eta_T^* = \frac{L_T}{H_T^*} = \frac{L_T}{L_{T.ад}^*}$ *от* π_T^*

представлена на рис. 20 верхней кривой $\eta_T^ = f(\pi_T^*)$. Расчетному режиму работы ГТ соответствует, как правило, оптимальный режим работы ГТ с максимумом КПД турбины (точка "о"). Обтекание лопаток РК плавное и безотрывное – рис. 20, б. Гидравлические потери в основном определены потерями на преодоление сил трения. Часть энергии газа уходит на концевые (рис. 16), кромочные (рис. 12, рис. 13) и вторичные (рис. 17) потери. Волновые потери*

несущественны. Они имеют место в районе задних кромок лопаток СА (рис. 15).

Увеличим степень понижения давления газа π_T . Для этого приоткроем дроссельную заслонку за турбиной. Расход газа через дроссель увеличивается. Давление газа p_T за турбиной снизится, что соответствует росту π_T (π_T^*). Увеличится степень понижения давления на ступенях газовой турбины ($\uparrow \pi_{ст}$), в РК ($\uparrow \pi_{РК}$) и в СА ($\uparrow \pi_{СА}$). Действительно:

$$\uparrow \pi_T \rightarrow \uparrow \prod_{i=1}^z \pi_{ст_i} \Rightarrow \kappa \uparrow \pi_{ст_i} \Rightarrow \uparrow \pi_{РК} \cdot \uparrow \pi_{СА}.$$

Увеличение $\pi_{СА}$ однозначно скажется на росте абсолютной скорости c_1 истечения газа из СА:

$$\uparrow c_1 = \varphi_{СА} \sqrt{\frac{2k_T}{k_T - 1} R_T T_0^* \left(1 - \frac{1}{\uparrow \pi_{СА} \frac{k_T - 1}{k_T}}\right)}. \quad (38)$$

Рост абсолютной скорости c_1 при постоянной окружной скорости u_k сопровождается следующими особенностями:

- 1) увеличением относительной скорости w_1 (рис. 20, в);
- 2) повышением угла атаки $i_{РК}$ лопаток РК;
- 3) тенденцией к снижению темпов роста доли потерь по относительной скорости.

Рассмотрим указанные особенности более подробно.

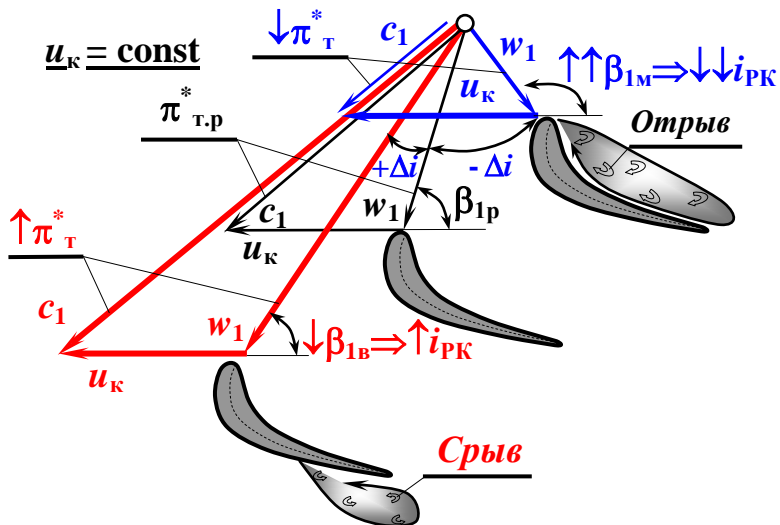


Рис. 21. Влияние параметра π^* на изменение угла атаки лопаток РК

Увеличение относительной скорости потока w_1 очевидно из рис. 20, б и рис. 20, в. Оно определено правилом векторного сложения скоростей ($\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$) перед подвижной лопаткой рабочего колеса (рис. 21):

$$\uparrow \vec{c} \text{ при } \vec{u} = \text{const} \Rightarrow \uparrow \vec{w}.$$

Следовательно, кинетическая энергия единицы массы газа $w_1^2/2$ по относительной скорости w_1 перед рабочим колесом газовой турбины *возрастает*.

Повышение угла атаки $i_{PK} = \beta_{1K} - \beta_1$ лопаток рабочего колеса при $u_k = \text{const}$ (рис. 21) обусловлено уменьшением угла β_1 набегающего потока на лопатки РК по относительной скорости w_1 .

Снижение темпов роста относительной доли потерь по относительной скорости (коэффициента потерь

$\xi_{\text{РК}} = \frac{2L_{\text{ТРК}}}{w_1^2}$) при увеличении $\pi_{\text{Т}}^*$ происходит по

следующим причинам:

- 1) увеличение кинетической энергии единицы массы газа по относительной скорости $w_1^2/2$;
- 2) сравнительно малые темпы роста угла атаки $i_{\text{РК}} = f(\downarrow\beta_1)$ (рис. 21);
- 3) рост отрицательных градиентов давления $\partial p/\partial x$ и затягивание срыва потока на более высокие положительные углы атаки лопаток РК.

Следовательно, при $\pi_{\text{Т}}^* > \pi_{\text{Т.р}}^*$ срыв потока со спинок лопаток РК в районе их задних кромок развивается медленно и слабо сказывается на росте относительной доли потерь. КПД газовой турбины снижается, но не существенно (рис. 20).

Еще больше откроем дроссельную заслонку за ГТ. Это приведет к реализации на турбине более высокой степени понижения давления $\pi_{\text{Т}}^*$. При $\pi_{\text{Т}}^* = \pi_{\text{Т.макс}}^*$ значение $\pi_{\text{Т}}^*$ велико на столько, что абсолютная скорость потока на выходе из ГТ становится равной скорости звука ($c_{\text{Т}} = a_{\text{Т}}$). Произошло запирание ГТ по ее выходу (по работе). Теперь возмущения от дроссельной заслонки не могут преодолеть звуковой барьер (сверхзвуковой поток), войти внутрь ГТ и оказать влияние на режим ее работы. Следовательно, на характеристике ГТ нет рабочих режимов, соответствующих $\pi_{\text{Т}}^* > \pi_{\text{Т.макс}}^*$.

Перейдем на левую ветвь характеристики ГТ $\eta_{\text{Т}}^* = f(\pi_{\text{Т}}^*)$. Для этого прикроем дроссельную заслонку за ГТ. Полное давление $p_{\text{Т}}^*$ перед заслонкой (за ГТ) увеличится. Степень понижения давления станет меньше расчетной ($\pi_{\text{Т}}^* < \pi_{\text{Т.р}}^*$). Снизится скорость c_1 истечения газа из соплового аппарата. При постоянстве параметра частоты вращения ($n = \text{const}$) и окружной скорости

перемещения лопаток РК ($u_k = \text{const}$) с уменьшением π_t^* произойдет качественная перестройка характера обтекания его рабочих лопаток (рис.20, а и рис. 21) и треугольника скоростей на входе в РК, а именно:

- 1) уменьшатся относительная скорость w_1 и кинетическая энергия потока по относительной скорости $w_1^2/2$;
- 2) возрастут темпы изменения углов атаки на лопатках рабочего колеса (рис.20, а, б);
- 3) углы атаки лопаток РК станут большими отрицательными ($i_{PK} < 0$). У носка со стороны их корыта возникнет мощный отрыв потока;
- 4) резко увеличивается работа на преодоление гидравлического сопротивления в зонах отрыва потока ($\uparrow\uparrow L_T$);
- 5) активно возрастают относительная доля потерь в рабочем колесе ГТ и коэффициент потерь ξ_{PK}

$$(\uparrow\uparrow \xi_{PK} = \frac{2 \uparrow\uparrow L_{TPK}}{\downarrow w_1^2}).$$

Сказанное выше объясняет активное снижение КПД ГТ при уменьшении $\pi_t^* < \pi_{t.p}^*$ (левая ветвь характеристики $\eta_t^* = f(\pi_t^*)$).

Анализ характеристики по параметру работы газовой турбины

Согласно уравнению сохранения энергии параметр работы однозначно определен степенью понижения давления π_t^* и коэффициентом полезного действия турбины η_t^* .

Общая тенденция изменения параметра работы *состоит в том, что при увеличении π_{Γ}^* параметр работы монотонно возрастает:*

$$\uparrow \frac{L_{\Gamma}}{T_{\Gamma}^*} = \text{const} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{\Gamma}^* k_{\Gamma}}\right) \eta_{\Gamma}^*.$$

$$\uparrow \pi_{\Gamma}^* k_{\Gamma} - 1$$

(39)

В области расчетного режима работы ГТ ($\pi_{\Gamma}^ \approx \pi_{\Gamma,р}^*$) КПД газовой турбины практически не изменяется и не оказывает существенного влияния на параметре работы L_{Γ}/T_{Γ}^* .*

Параметр работы в области правой ветви характеристики турбины ($\pi_{\Gamma}^ > \pi_{\Gamma,р}^*$) активно возрастает, что обусловлено как повышением π_{Γ}^* , так и незначительным уменьшением КПД ГТ в области положительных углов атаки ($i_{РК} > 0$) лопаток РК (рис. 22).*

Наиболее сильное снижение параметра работы присуще левой ветви характеристики $L_{\Gamma}/T_{\Gamma}^ = f(\pi_{\Gamma}^*)$ при больших отрицательных углах атаки (малых π_{Γ}^*). Здесь параметр работы падает как за счет уменьшения π_{Γ}^* , так и за счет резкого снижения КПД ГТ (рис.7.24).*

Таким образом, наиболее эффективная область использования газовой турбины по параметру работы лежит в пределах степени понижения давления $\pi_{\Gamma}^ \geq \pi_{\Gamma,р}^*$.*

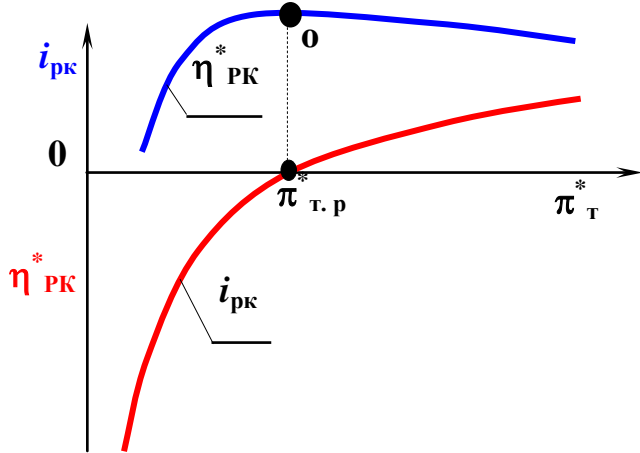


Рис. 22. Характер изменения угла атаки i_{PK} лопаток РК газовой турбины

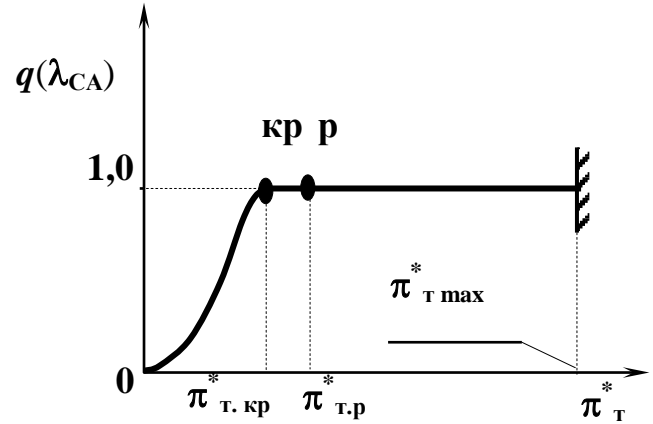


Рис. 23. Характер изменения относительной плотности тока $q(\lambda_{CA})$ в СА 1-й ступени ГТ

Анализ характеристики турбины по параметру параметра расхода

Общая тенденция изменения параметра расхода

$\frac{G_r \sqrt{T_r^*}}{P_r^*}$ однозначно определена характером изменения

относительной плотности тока $q(\lambda_{CA})$ в критическом сечении СА первой ступени ГТ (рис. 23):

$$\frac{G_r \sqrt{T_r^*}}{P_r^*} = \text{const } q(\lambda_{CA}). \quad (40)$$

Дадим анализ характеру изменения относительной плотности тока $q(\lambda_{CA})$ в критическом сечении а - а соплового аппарата первой ступени газовой турбины (рис. 24). Для этого относительную плотность тока представим в виде:

$$q(\lambda_{CA}) = \frac{c_a \cdot \rho_a}{c_{кр} \cdot \rho_{кр}}, \text{ где скорость в горле СА } c_a = \varphi \sqrt{\frac{2k_r}{k_r - 1} R_r T_r^* \left(1 - \frac{1}{\pi_a \frac{k_r - 1}{k_r}}\right)}.$$

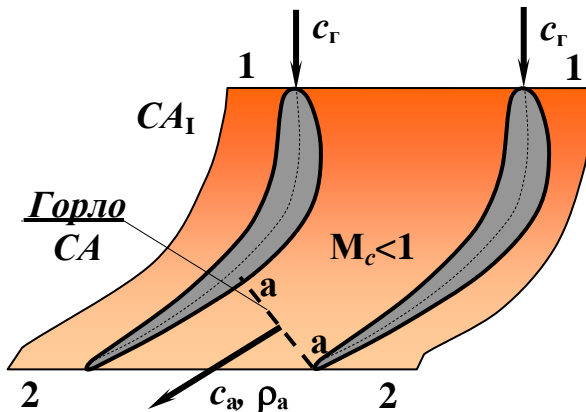


Рис. 24. К исследованию
относительной плотности тока

При $\pi_{\tau}^* = 1,0$ ($\pi_a = 1,0$) скорость потока газа c_a в горле СА (рис. 23) *равна нулю*. Плотность газа ρ_a – *больше нуля*. Следовательно, при положительном значении критической плотности тока ($c_{кр} \cdot \rho_{кр}$) *относительная плотность тока $q(\lambda_{СА})$ также равна нулю*.

По мере увеличения π_{τ}^* скорость c_a *возрастает*, а плотность газа ρ_a – *уменьшается* (газ расширяется). Скорость c_a увеличивается быстрее снижения плотности ρ_a ($\frac{\partial c_a}{\partial \pi_{\tau}^*} > \frac{\partial \rho_a}{\partial \pi_{\tau}^*}$). Следовательно, относительная плотность

тока $q(\lambda_{СА})$ *возрастает* (рис. 23).

При $\pi_{\tau}^* = \pi_{\tau,кр}^*$ *степень понижения давления π_{τ}^* газа π_a в СА ГТ на участке от его входа до горла становится критической ($\pi_a = \pi_{кр}$)*. Абсолютная скорость потока в горле c_a *равна скорости звука – критической скорости*. Плотность газа ρ_a – *критическая*. Следовательно, относительная плотность тока $q(\lambda_{СА})$ *достигла значения, равного единице* (рис. 23).

При дальнейшем увеличении степени понижения давления π_{τ}^* ($\uparrow \pi_{СА} > \pi_a = \pi_{кр}$) *абсолютная скорость* потока в горле СА *сохраняется постоянной*, равной критической скорости. Следовательно, относительная плотность тока будет постоянной ($q(\lambda_{СА}) = \text{const} = 1,0$) *и не зависит от степени понижения давления π_{τ}^** . Произошло заклинивание ГТ по ее входу (по сопловому аппарату первой ступени турбины).

Характер изменения относительной плотности тока $q(\lambda_{СА}) = f(\pi_{\tau}^*)$, описанный выше, лежит в основе изменения параметра расхода.

До режима заклинивания ГТ по ее входу параметр расхода при увеличении π_{τ}^* *возрастает*. При $\pi_{\tau}^* > \pi_{\tau,кр}^*$ ДО

режима запираания ГТ по ее выходу *параметр расхода* (40) *сохраняется постоянным* (рис. 23).

Влияние параметра частоты вращения на протекание характеристик ГТ

К сожалению, за *параметром* частоты вращения $n/\sqrt{T_G^*}$ явно *не просматривается* характер *обтекания лопаток РК*. Решение указанной *проблемы лежит в замене* параметра частоты вращения $n/\sqrt{T_G^*}$ безразмерным кинематическим *параметром* u/c_1 . Здесь окружная скорость u эквивалентна частоте вращения n , а абсолютная скорость c_1 отображает параметр температуры $\sqrt{T_G^*} = \sqrt{T_0^*}$ (38).

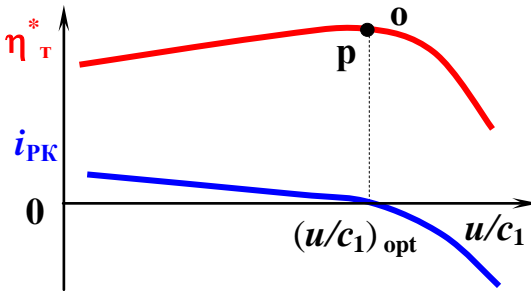


Рис. 25. Влияние параметра u/c_1 на КПД ГТ и угол атаки лопаток РК

Влияние параметра u/c_1 *на угол атаки* лопаток рабочего колеса $i_{РК}$ *и на КПД ГТ* η_T^* *представлено на рис. 25.*

На расчетном режиме углы атаки лопаток рабочего колеса ГТ близки к нулю. Обтекание этих лопаток плавное, безотрывное. Режим работы ГТ оптимальный. Ее КПД максимален.

Рост безразмерного параметра $u/c_1 > (u/c_1)_{\text{opt}}$ (\downarrow параметра $n/\sqrt{T_{\Gamma}^}$) сопровождается увеличением отрицательных углов атаки, отрывом потока с носка лопаток со стороны корыта и снижением КПД газовой турбины η_{Γ}^* .*

Снижение параметра $u/c_1 < (u/c_1)_{\text{opt}}$ ведет к увеличению параметра частоты вращения $n/\sqrt{T_{\Gamma}^}$, сопровождается увеличением положительных углов атаки, срывом потока со спинок лопаток и снижением КПД ГТ. Это видно по треугольникам скоростей, представленным на поле характеристик газовой турбины (рис. 20).*

Перед анализом влияния параметра частоты вращения $n/\sqrt{T_{\Gamma}^}$ допустим, что постоянной остается температура газа перед турбиной T_{Γ}^* . Тогда режим обтекания рабочих лопаток будет определен только частотой вращения ротора ГТ n (окружной скоростью u). Анализ построим на поведении расчетной точки (точки оптимального режима) на поле характеристик газовой турбины.*

При постоянном значении π_{Γ}^ увеличим окружную скорость u . Произойдет прирост параметра u/c_1 (параметра $n/\sqrt{T_{\Gamma}^*}$). Вектор относительной скорости \vec{w}_1 повернется против часовой стрелки на уменьшение угла атаки $i_{\text{РК}}$ (рис. 25). У носка лопаток РК со стороны корыта формируется отрыв потока. Возрастут потери L_{Γ} на вихреобразование потока. КПД ГТ снизится. Оптимальный*

режим работы ГТ может быть получен путем увеличения π_T^* и абсолютной скорости c_1 . Следовательно, точка оптимального режима и характеристики ГТ переместятся вправо.

По мере увеличения параметра u/c_1 (параметра $\pi / \sqrt{T_T^*}$) и поддержания оптимального режима работы ГТ ($\pi_T^* = \pi_{T, \text{opt}}^*$) рост окружной скорости u сопровождается увеличением работы L_{PK} рабочего колеса (работы турбины – срабатываемого теплоперепада H_T), так как *возрастает работа L_u* ($\uparrow L_{PK} = \uparrow L_u = \uparrow u \cdot \Delta w_u$) *на окружности РК. Относительная доля потерь уменьшается* ($\left(\frac{L_T}{\uparrow L_{PK}} \text{ или } \frac{L_T}{\uparrow H_T} \right)$), что сопровождается увеличением КПД РК и КПД газовой турбины. Рабочая точка на поле характеристик газовой турбины также смещается вверх (рис. 26).

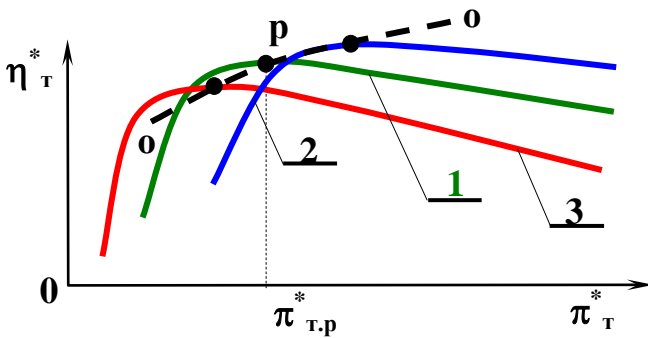


Рис. 26. Влияние параметра частоты вращения (ПЧВ) на характеристику ГТ:
 1 – расчетный режим; 2 – увеличение ПЧВ;
 3 – уменьшение ПЧВ

Таким образом, увеличение параметра частоты вращения $n / \sqrt{T_{\Gamma}^*}$ (параметра u/c_1) сопровождается смещением характеристики ГТ $\eta_{\Gamma}^* = f(\pi_{\Gamma}^*)$ вправо вверх.

Уменьшению $n / \sqrt{T_{\Gamma}^*}$ характерно смещением характеристики ГТ $\eta_{\Gamma}^* = f(\pi_{\Gamma}^*)$ влево вниз.

Зависимость $\eta_{\Gamma}^* = f(\pi_{\Gamma}^*)$ с ростом параметра частоты вращения протекает более полого и наоборот.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Курс лекций по ТАД, с. 125...133.
2. Гордиевских Л.А. Методические указания, с. 4...13.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Цель работы.....	1
2. Задание.....	1
3. Необходимые сведения из теории вопроса.....	2
Библиографический список.....	68

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторной работы №4
«Экспериментальное получение и анализ характеристик
газовой турбины» по дисциплине «Общая теория
авиационных и ракетных двигателей» для студентов
специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование
авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения

Составители: Ефимочкин Александр Фролович
Москвичев Александр Викторович
Федотов Максим Михайлович

В авторской редакции

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»

394026 Воронеж, Московский пр., 14