

**САМАРСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
имени С. П. КОРОЛЕВА**

**Н. Т. ТИХОНОВ
Н. Ф. МУСАТКИН
В. И. МАТВЕЕВ**

**ТЕОРИЯ
ЛОПАТОЧНЫХ
МАШИН
АВИАЦИОННЫХ
ГАЗОТУРБИННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

**САМАРА
1992**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ, ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
И ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

Н. Т. Тихонов, Н. Ф. Мусаткин, В. Н. Матвеев

Т Е О Р И Я
ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН
АВИАЦИОННЫХ
ГАЗОТУРБИННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

Курс лекций

САМАРА 1992

Теория лопаточных машин авиационных газотурбинных двигателей: Курс лекций / Н. Т. Тихонов, Н. Ф. Мусаткин, В. И. Матвеев; Самар. аэрокосмич. ун-т. Самара, 1992. 151 с.
ISBN 5-230-16929-X.

Изложены основы теории осевого компрессора и газовой турбины применительно к их работе в составе авиационных газотурбинных двигателей. Рассмотрена работа осевого компрессора и турбины на нерасчетных режимах, характерных для процесса эксплуатации авиационных газотурбинных двигателей.

Приведена литература для углубленного изучения разделов курса. Поставлены задачи для самоконтроля и более глубокого усвоения материала.

Курс лекций предназначен для студентов дневного отделения, обучающихся по специальности 1610; подготовлен на кафедре теории двигателей летательных аппаратов.

Ил. 157. Библиогр.: 20 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королева

Рецензенты: д-р техн. наук проф. кафедры 201 МАИ
О. Н. Е м и н; канд. техн. наук ведущий конструктор
Самарского КБ машиностроения Е. Л. Михеенков

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Параметры лопаточных машин

- $V_{\text{п}}$ — скорость полета, м/с
 $H_{\text{п}}$ — высота полета, м
 M — число Маха
 a — скорость звука, м/с; горло решетки, м
 $a_{\text{кр}}$ — критическая скорость, м/с
 b — хорда профиля, м
 b/t — плотность решетки ступени компрессора
 c — скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с
 D — диаметр, м
 $\bar{d}_{\text{вт}}$ — относительный диаметр втулки
 F — площадь проходного сечения, м²
 m — масса, кг
 G — массовый расход воздуха или газа, кг/с
 $\bar{G}$ — коэффициент производительности
 $N_{\text{к}}$ — мощность привода компрессора, кВт
 $N_{\text{т}}$ — мощность на валу турбины, кВт
 $L_{\text{к}}$ — удельная работа компрессора, Дж/кг
 $L_{\text{т}}$ — удельная работа турбины, Дж/кг
 H_{th} — теоретический напор, создаваемый компрессором, Дж/кг
 $H_{\text{ти}}$ — теоретическая работа турбины, Дж/кг
 $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, Н·м
 $h_{\text{л}}$ — высота лопатки, м
 $\bar{h}$ — удлинение лопатки
 k — показатель изоэнтропы
 n — частота вращения, мин⁻¹; показатель политропы
 p — давление, Па
 R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К)
 S — осевая ширина лопатки, м; линия тока
 s — энтропия
 T — температура, К
 u — окружная скорость колеса, м/с
 V — объем, м³
 w — скорость в относительном движении, м/с

z — число ступеней; число лопаток
 α — углы потока и лопаток в абсолютном движении, град
 β — углы потока и лопаток в относительном движении, град
 γ — угол установки профиля в решетке, град
 ξ — коэффициент потерь
 φ_{CA} — коэффициент скорости в сопловом аппарате
 ψ_{PK} — коэффициент скорости в рабочем колесе
 ρ — плотность, кг/м³
 σ — коэффициент полного давления
 η — коэффициент полезного действия
 λ — приведенная скорость
 π_k — степень повышения давления в компрессоре
 π_t — степень понижения давления в турбине
 ω — угловая скорость, рад/с
 Π — параметр

Индексы

* — заторможенные параметры
 в — вход, воздух
 к — компрессор
 т — турбина, теоретический
 г — газ
 ст — ступень
 тр — трение
 пр — профильный, приведенный
 вт — вторичный
 кр — кромочный, критический
 сп — спинка
 кор — корытце
 пред — предельный
 отр — отрывной
 л — лопатки
 а — по оси машины
 с — абсолютный
 т — меридиональный
 п — по нормали
 ш — относительный
 r — радиальный

Условные сокращения

СА — сопловый аппарат
 РК — рабочее колесо
 НА — направляющий аппарат

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте,

ВВЕДЕНИЕ

Поршневые авиационные двигатели к концу сороковых годов фактически исчерпали свои возможности, что объясняется двумя причинами: резким увеличением массы и габаритов силовой установки, связанным с ростом скорости полета самолета; снижением КПД воздушного винта при скоростях полета более 700 км/ч.

Дальнейшее увеличение скорости полета требовало создания принципиально нового типа двигателя, в котором как единое целое сочетались бы тепловой двигатель и движитель. Таким двигателем для самолетов оказался воздушно-реактивный, в частности газотурбинный двигатель (ГТД). Первые серийные ГТД появились в конце второй мировой войны. С 1945 г. авиация постепенно (вначале военная, а затем и гражданская) перешла на ГТД.

В современной авиации используются три основных типа ГТД: турбореактивные (ТРД), турбовинтовые (ТВД) и двухконтурные турбореактивные (ТРДД).

Наибольшее распространение получили ТРДД. Это связано с тем, что средняя величина скорости истечения газа из сопел ТРДД примерно на 30...40% меньше, чем у ТРД. При этом полетный КПД, определяемый выражением $\eta_n = 2 V_n / (V_n + c_c)$ (здесь V_n —скорость полета и c_c —скорость истечения газа из сопла), а следовательно, и экономичность ТРДД выше на 30...50%. Более высокая экономичность ТРДД сохраняется до уровня чисел Маха (M_n) 1,2...1,3, а в случае сжигания топлива и во втором контуре — при больших значениях M_n .

Основными узлами современных ГТД являются компрессоры и турбины, которые выполняются в виде лопаточных машин (ЛМ). В них к потоку рабочего тела подводится извне механическая работа (или поток совершает механическую работу),

а наиболее ответственным элементом, взаимодействующим с рабочим телом, является лопатка (или лопасть).

Согласно второму закону термодинамики полное преобразование одного вида энергии (механической) в другой (потенциальную энергию сжатого и нагретого газа) невозможно из-за неизбежной потери части энергии. Из этого следует, что эффективность преобразования различных видов энергии в ЛМ во многом определяет общую эффективность ГТД, в частности его удельный расход топлива $c_{уд}$.

Последнее обстоятельство обуславливает необходимость в систематическом изучении рабочего процесса, а также вопросов расчета и доводки ЛМ. При этом повышение КПД компрессора и турбины всегда будет оставаться актуальной задачей авиадвигателестроения.

В процессе подготовки инженера-механика по эксплуатации авиационных двигателей вопросы теории лопаточных машин занимают основополагающее место. Без знания теории лопаточных машин невозможно изучение других специальных дисциплин (конструкции двигателей, автоматики двигателей, анализа технического состояния), а главное, невозможна грамотная техническая эксплуатация двигателей.

Основам теории лопаточных машин посвящено большое количество специальных учебников и книг [1, 2, 3, 14, 16], в которых изложение физических основ рабочего процесса основано на базе стандартного курса газовой динамики: теории решеток, диффузорных и конфузорных течений, а также теории пограничного слоя.

Но одной из особенностей учебной программы для специальности 1610 в Самарском аэрокосмическом университете является то обстоятельство, что в ней самостоятельный курс газовой динамики отсутствует. Это требует изложения курса теории лопаточных машин (по крайней мере, в самом начале) с позиций «общезадачных представлений» процессов течения газа в каналах сложной формы при наличии внешнего подвода (или отвода) механической работы.

В настоящем курсе лекций в сжатой форме даны сведения по теории осевых лопаточных машин, а также освещены основные вопросы, связанные с эксплуатационными характеристиками компрессоров и турбин.

В то же время курс лекций подготавливает студента к углубленному самостоятельному изучению вопросов теории лопаточных машин и их характеристик.

Терминология и обозначения приняты в соответствии с ГОСТ 23851—79 («Двигатели газотурбинные авиационные») и учеб-

ником [3]. Международная система единиц СИ используется в соответствии с рекомендациями СТ СЭВ 1052—78.

Авторы выражают признательность рецензентам курса лекций—д-ру техн. наук профессору кафедры 201 МАИ О. Н. Емину и канд. техн. наук ведущему конструктору Самарского КБ машиностроения Е. Л. Михеенкову за высказанные ими ценные замечания и пожелания при просмотре рукописи.

1. ПОНЯТИЕ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ. ОСНОВНЫЕ ДОПУЩЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ИЗУЧЕНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЛМ

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ И МЕСТО ЛМ В ГТД

Во всех ГТД реализуется термодинамический цикл с непрерывным характером рабочего процесса и подводом тепла при $p = \text{const}$ (цикл Брайтона). Такой цикл показан на рис. 1.1, где

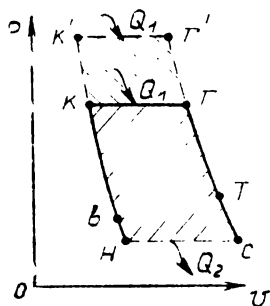


Рис. 1.1. Идеальный цикл $p = \text{const}$ в $p-v$ -координатах

по линии $a-b$ — осуществляется политропический процесс сжатия воздуха, по линии $b-c$ — изобарический подвод тепла Q_1 , по линии $c-d$ — политропическое расширение газа в турбине и сопле, а по линии $d-a$ — условный изобарический отвод тепла Q_2 от реактивной струи в окружающую среду (вне двигателя).

Наиболее простой тип устройства авиационного ГТД, в котором реализуется цикл $p = \text{const}$, представлен на рис. 1.2.

Входное устройство (ВУ) ТРД выполняется в виде диффузора для предварительного сжатия воздуха перед компрессором. Во ВУ кинетическая энергия набегающего потока частично преобразуется в давление (участок $a-b$, см. рис. 1.1).

Компрессор (К) представляет собой агрегат, в котором осуществляется непрерывное сжатие воздуха от давления p_a до давления p_k , поступающего из ВУ (участок $b-k$). Для осуществления сжатия воздуха к валу компрессора должна быть подведена извне механическая работа L_k .

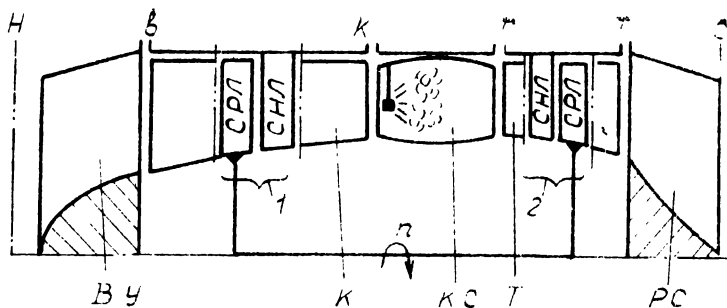


Рис. 1.2. Схема проточной части турбореактивного двигателя:
ВУ — входное устройство; К — компрессор; КС — камера сгорания; Т — турбина; РС — реактивное сопло

В камере сгорания (КС) происходит непрерывное сгорание топлива (керосина) в потоке сжатого воздуха при $p = \text{const}$. Выделяющееся тепло Q_1 сопровождается ростом температуры газа (участок $\kappa - \gamma$, см. рис. 1.1), которая на выходе из КС принимает значение T_γ .

Турбина (Т) предназначена для привода компрессора. Расширяясь в проточной части турбины, газ совершает на валу механическую работу L_T , которая расходуется на привод как компрессора, так и вспомогательных агрегатов ТРД.

В результате совершения работы давление и температура газа снижается, достигая на выходе из турбины значений p_T и T_T (участок $\gamma - T$).

Оставшийся запас энергии газа срабатывается в реактивном сопле (РС) двигателя (участок $T - c$, см. рис. 1.1), где снижение давления и температуры рабочего тела сопровождается ростом скорости его истечения и появлением силы реакции (тяги), передаваемой самолету.

Если увеличить степень повышения давления в компрессоре $\pi_K = p_K/p_\beta$ при сохранении количества подводимого тепла Q_1 (см рис. 1.1, линии $\kappa - \kappa'$ и $\kappa' - \gamma'$), то полезная работа цикла возрастет на величину, пропорциональную площади $\kappa - \kappa' - \gamma' - \gamma$. Таким образом, при увеличении π_K возрастает степень использования подводимого тепла, что сопровождается снижением удельного расхода топлива. Этим объясняется тот факт, что если первые ГТД имели $\pi_K = 6 \dots 8$, то современные — $\pi_K = 20 \dots 30$, а в настоящее время проектируют двигатели на уровень $\pi_K = 40$.

Таким образом, компрессор и турбина являются основными узлами любого ГТД. Для обеспечения непрерывности процес-

сов сжатия и расширения рабочего тела они выполняются в виде лопаточных машин.

Лопаточной машиной называется устройство, в проточной части которого системой вращающихся лопаток осуществляется подвод энергии к потоку рабочего тела, проходящего через машину, или отвод ее.

Принцип действия ЛМ основан на силовом взаимодействии лопасти с потоком рабочего тела (рис. 1.3).

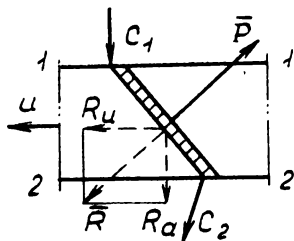


Рис. 1.3. Схема взаимодействия лопасти и потока рабочего тела

Если лопасть закреплена во вращающемся с окружной скоростью u ободе, то на нее действует аэродинамическая сила P . Сила воздействия лопасти на поток R равна силе P по величине и противоположна ей, т. е. $P = -R$. Осовая составляющая силы R_a проталкивает поток в осевом направлении, а составляющая R_u осуществляет подвод работы к потоку газа.

В результате воздействия лопатки на поток его скорость на выходе c_2 будет отличаться по величине и направлению от скорости на входе c_1 . Итак, **вращающиеся лопатки одновременно осуществляют и непрерывное перемещение газа вдоль оси, и обмен механической энергии с потоком газа.**

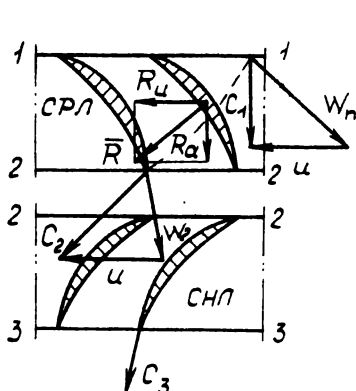
1.2. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

По характеру взаимодействия с потоком рабочего тела ЛМ подразделяют на машины-исполнители и машины-двигатели. Первые подводят механическую энергию к потоку (компрессоры, вентиляторы), вторые отводят (забирают) ее от потока (турбины).

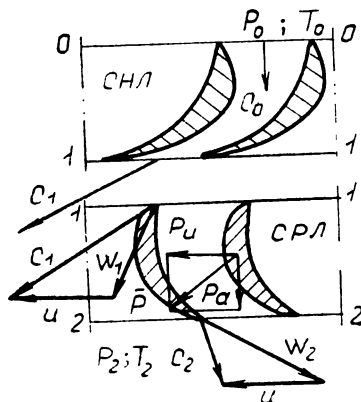
Рассмотрим процесс сжатия в рабочем элементе 1 (см. рис. 1.2.) осевого компрессора и расширения в рабочем элементе 2 турбины. Рабочий элемент компрессора должен иметь две системы лопаток — вращающихся и неподвижных (рис. 1.4). Вращающиеся лопатки выполнены в виде слабозогнутых профилей, установленных под углом к плоскости вращения. Вращение лопаток осуществляется принудительно с окружной скоростью u . Каждая пара соседних лопаток образует диффузорный канал. Сила R_u отклоняет поток в сторону вращения и сообщает ему механическую энергию, что сопровождается ростом абсолютной скорости потока $c_2 (c_2 > c_1)$. Сила R_a про-

талкивает поток в диффузорный канал. В относительном движении скорость снижается ($\omega_2 < \omega_1$), а давление и температура потока газа увеличиваются.

Полученный запас кинетической энергии потока на рабочих лопатках (определяемой c_2) в системе неподвижных лопаток, образующих диффузорные каналы, частично превращается в потенциальную энергию (т. е. давление и температура увеличиваются). Причем выходные кромки неподвижных направляющих лопаток сориентированы так, что скорость c_3 примерно равна по величине c_1 и имеет такое же направление.



Р и с. 1.4. Схема рабочего процесса в элементе компрессора



Р и с. 1.5. Схема рабочего процесса в элементе турбины

Рабочий элемент турбины также имеет две системы лопаток (рис. 1.5). Неподвижные лопатки образуют конфузорные каналы (сопла), где потенциальная энергия потока превращается в кинетическую. При этом давление и температура потока интенсивно снижаются, а $c_1 \gg c_0$. С относительной скоростью ω_1 газ обдувает рабочие (вращающиеся) лопатки турбины и создает на них аэродинамическую силу P . Ее окружная составляющая P_u определяет крутящий момент. Таким образом, часть кинетической энергии потока, определяемая скоростью c_1 , превращается в механическую и $c_2 < c_1$. Относительная скорость ω_2 может быть и больше ω_1 , если процесс расширения газа продолжается в каналах, образованных лопатками рабочего колеса, и немного меньше ω_1 , если площадь проходного сечения каналов сохраняется постоянной от входной кромки лопаток до выходной. Сила P_a передается на подшипниковые опоры компрессора.

1.3. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Основным элементом ЛМ, взаимодействующим с потоком рабочего тела, является лопатка.

Лопатка состоит из пера и замка (рис. 1.6, а), с помощью которого она крепится в ободу или диске. Совокупность лопаток, установленных в ободу или диске, называют лопаточным венцом (рис. 1.6, б). Вращающиеся лопаточные венцы, установленные на дисках, образуют рабочие колеса (РК). Неподвижные лопаточные венцы в компрессоре называют направляющими аппаратами (НА), а в турбине — сопловыми аппаратами (СА).

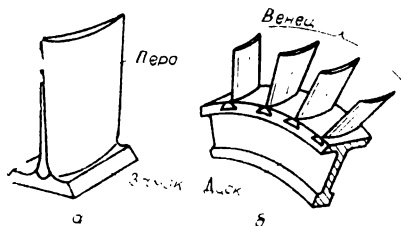


Рис. 1.6. Основные элементы лопаточных машин: а — лопатка; б — лопаточный венец

Совокупность венцов РК и следующего за ним НА

составляет ступень компрессора, а совокупность венцов СА и следующего за ним РК — ступень турбины.

В авиационных ГТД обычно применяют осевые многоступенчатые компрессоры и турбины. Число ступеней осевого компрессора в современных ГТД — от 5 до 17, осевой турбины — от 2 до 7.

Совокупность всех рабочих колес в проточной части ГТД образует ротор, а направляющих и сопловых венцов — статор. Лопаточные машины современных ГТД часто выполняются двух- или трехроторными (многоступенчатыми). Каждый каскад — совокупность нескольких ступеней осевого компрессора, ротор которого приводится во вращение своей турбиной. Первый по ходу рабочего тела каскад компрессора называют каскадом низкого давления, а следующий за ним — каскадом высокого давления. Первая по ходу рабочего тела ступень (или ступени) турбины приводит в действие ротор компрессора высокого давления, поэтому она носит название турбины высокого давления. Ступень (или ступени) турбины, приводящая в действие ротор компрессора каскада низкого давления, называют турбиной низкого давления. Частота вращения ротора каскада низкого давления существенно ниже, чем высокого давления.

В трехкаскадной схеме добавляется еще промежуточный каскад среднего давления, при этом каскады компрессора и турбины принимают соответствующие названия.

1.4. ТРЕБОВАНИЯ К ЛОПАТОЧНЫМ МАШИНАМ

Лопаточные машины ГТД должны отвечать следующим требованиям: минимальные габариты и масса, высокий КПД, благоприятное протекание характеристик, высокая надежность и живучесть, технологичность создания, мобильность и возможность модернизации.

Коротко поясним эти требования. Если учесть, что масса компрессора и турбины современных ГТД составляет 60...70% массы всего двигателя, то проблема создания ЛМ с минимально возможными массой и габаритами становится очевидной.

Чем выше КПД ЛМ, тем меньше расход топлива на единицу тяги, развиваемой двигателем (т. е. тем меньше удельный расход топлива $c_{уд}$). КПД современных компрессоров составляет 0,85...0,90, а турбин — 0,90...0,93.

Благоприятное протекание характеристик диктуется требованием обеспечения многорежимности работы ГТД. На любом режиме КПД лопаточных машин должны сохраняться на достаточно высоком уровне, важно при этом, чтобы характеристики обеспечивали плавное изменение частоты вращения и не допускали пульсаций расхода рабочего тела. Под надежностью понимается безотказная работа всех элементов ЛМ в течение ресурса ее работы.

Живучесть — способность компрессора и турбины выполнять свои функции при повреждениях, вызванных внешними причинами. Например, повышенные осевые зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами компрессора обеспечивают сохранение работоспособности компрессора при попадании в него постороннего предмета. Однако в этом случае увеличиваются осевые размеры и масса компрессора.

Технологичность, мобильность создания и возможность модернизации требуют использования методов и приемов передовой технологии изготовления ЛМ, что позволяет снизить стоимость двигателя в целом и повысить его надежность. Даже весьма краткий анализ основных требований к лопаточным машинам показывает противоречивость отдельных из них (например, требование высокой прочности и минимальной массы, высокого КПД и технологичности). Отсюда можно сделать вывод о том, что обеспечение комплексного удовлетворения всех перечисленных требований является сложной инженерной и научной задачей.

1.5. ОБЩИЙ СЛУЧАЙ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЕ

При изучении течения газа в ЛМ делают следующие допущения:

1) движение рабочего тела считают установившемся, т. е. параметры в любой точке потока принимаются неизменными во времени;

2) параметры газа во всех точках любого поперечного сечения ЛМ в большинстве случаев считают одинаковыми (равными их средним значениям).

Рассмотрим в общем случае течение некоторой массы рабочего тела Δm в межлопаточном канале (рис. 1.7).

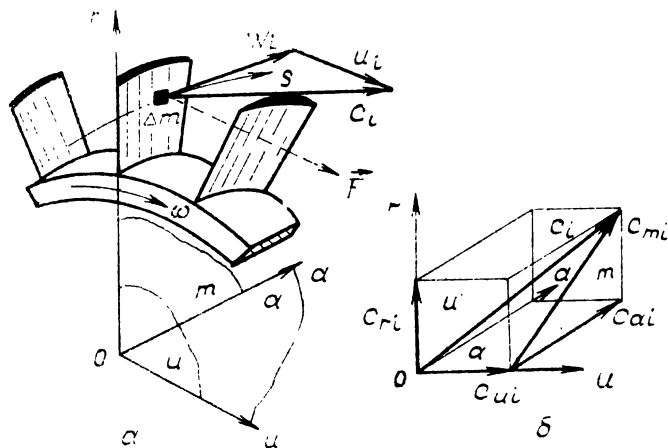


Рис. 1.7. Схема течения рабочего тела в межлопаточном канале

Пусть система координат связана с осью лопаточной машины, при этом ось or соответствует оси oz в декартовой системе координат, оси oa и ou — осям ox и oy .

На выделенную массу, движущуюся по линии тока S , со стороны лопаток действует сила F . Абсолютная скорость c массы Δm является векторной суммой относительной w и переносной u скоростей, т. е. $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$.

В общем случае скорость c является функцией четырех переменных: $c = f(r, a, u, t)$, где t — время. Условимся называть плоскость, проходящую через оси or и oa , меридиональной, а все параметры рабочего тела в этой плоскости обозначим индексом « m » (например, c_m). Плоскость, проходящую через оси or и ou , называют плоскостью вращения, а все параметры в этой плоскости обозначают индексом « u ». Плоскость проходя-

щую через оси oa и oi , называют осевой, а все параметры в этой плоскости обозначают индексом «а». Таким образом, $c_m = \sqrt{c_a^2 + c_r^2}$ (см. рис. 1.7,б), а $c = \sqrt{c_m^2 + c_u^2}$.

1.6. ОДНОМЕРНАЯ МОДЕЛЬ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

Моделью ЛМ называют принятую схему упрощенного рабочего процесса в ней.

Простейшей моделью является одномерная модель лопаточной машины, схема которой приведена на рис. 1.8.

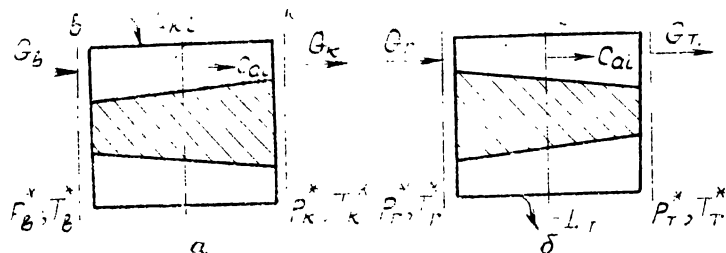


Рис. 1.8. Схема одномерных моделей в компрессоре (а) и турбине (б)

Одномерная модель представляет собой форму тела вращения, ограниченную двумя поверхностями: наружной (поверхность статора) и внутренней (поверхность ротора). Через любое произвольное сечение ЛМ, имеющее кольцевую форму, со скоростью c_a переносится масса рабочего тела G . При этом в компрессоре к рабочему телу подводится работа ($+L_k$), а в турбине от рабочего тела отводится работа ($-L_r$).

Все параметры рабочего тела определяются в контрольных сечениях, последние могут располагаться дискретно по оси ЛМ. Обычно эти сечения выбирают на входе в ЛМ и выходе из нее. При одномерной модели существенно ограничены возможности анализа рабочего процесса. Она не позволяет, в частности, рассмотреть схему взаимодействия лопатки и потока рабочего тела. Поэтому в ряде случаев используют более сложные модели ЛМ.

1.7. ДВУХМЕРНАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ В ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЕ

Эта модель основана на понятии элементарной ступени. Последняя представляет собой ступень с радиальной протяженностью Δr , в пределах которой параметры потока не меняются вдоль

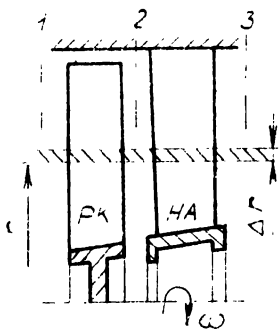


Рис. 1.9. Схема ступени осевого компрессора

оси or (рис. 1.9). Мысленно вырежем цилиндрическую оболочку толщиной Δr на радиусе r и развернем ее на плоскость. Получим совокупность крыловидных профилей, или плоскую решетку профилей, причем решетка профилей рабочего колеса перемещается относительно направляющей решетки со скоростью u . На рис. 1.10 и 1.11 приведены схемы элементарных ступеней компрессора и турбины. Параметры потока меняются как вдоль оси oa , так и вдоль оси ou , поэтому данную модель элементарной ступени называют двухмерной моделью лопаточной машины.

Рассмотрим изменение величины и направления скорости потока при прохождении через элементы ступени компрессора и турбины.

В ступени компрессора сечение 1—1 — вход в рабочее колесо (рис. 1.10), 2—2 — выход из рабочего колеса и вход в на-

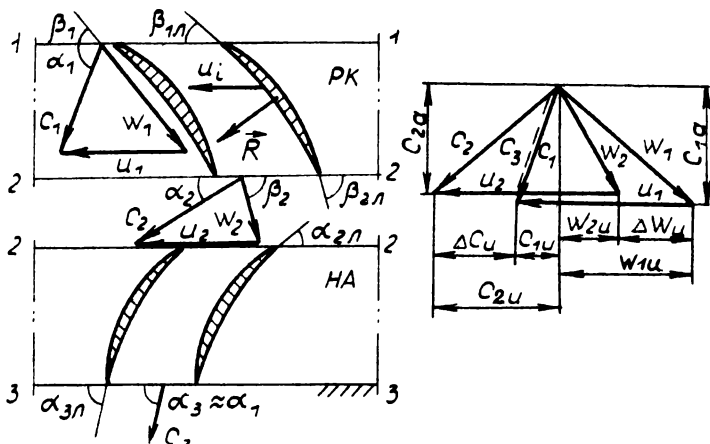


Рис. 1.10. Двухмерная модель ступени осевого компрессора

правляющий аппарат, сечение 3—3 — выход из направляющего аппарата. Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо c_1 направлена под углом α_1 к оси ou , тогда относительная скорость на входе в решетку w_1 , вращающуюся с переносной скоростью u , определится как векторная разность $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$.

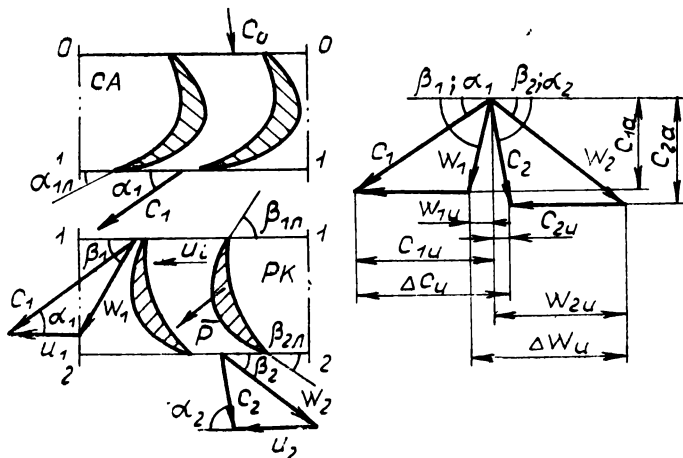


Рис. 1.11. Двухмерная модель ступени осевой турбины

При этом направление w_1 определяется углом β_1 между w_1 и осью ou .

В рабочем колесе происходит передача энергии воздуху лопатками, при этом торможение потока в относительном движении и его поворот осуществляются так, что $w_2 < w_1$, а угол направления относительной скорости на выходе β_2 существенно больше угла β_1 . Абсолютная скорость на выходе $\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}$ (см. рис. 1.10), и она существенно больше c_1 . Таким образом, в каналах рабочего колеса увеличивается и давление, и скорость потока.

В диффузорных каналах, образованных лопатками направляющего аппарата, кинетическая энергия потока, определяемая скоростью c_2 , частично преобразуется в давление, и абсолютная скорость на выходе из направляющего аппарата c_3 примерно равна по величине и направлению c_1 .

Если совместить треугольники скоростей на входе в рабочее колесо и на выходе из него (см. рис. 1.10), то легко установить, что изменение окружных составляющих абсолютных скоростей от входа в рабочее колесо до выхода из него Δc_u равно изменению окружных составляющих относительных скоростей Δw_u в тех же сечениях, т. е.

$$c_{2u} - c_{1u} = \Delta c_u = w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u.$$

Причем величина Δw_u определяется углом поворота потока на рабочем колесе в относительном движении $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$.

В ступени турбины сечение 0—0 (см. рис. 1.11) — вход в сопловой аппарат, 1—1 — выход из него, сечение 2—2 — выход

из рабочего колеса. Абсолютная скорость на выходе из соплового аппарата c_1 существенно больше скорости на входе в него c_0 , т. е. происходит преобразование потенциальной энергии рабочего тела в кинетическую. Абсолютная скорость c_1 направлена под углом α_1 к оси ou , тогда относительная скорость w_1 на входе в рабочее колесо, вращающееся с переносной скоростью u , определится как векторная разность $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$. При этом направление w_1 определяется углом β_1 между w_1 и осью ou .

Часть кинетической энергии рабочего тела, определяемая скоростью c_1 , превращается в механическую энергию вращения ротора. Поэтому скорость c_2 , определяемая выражением $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$, будет меньше c_1 . Величина относительной скорости в каналах рабочего колеса может увеличиваться ($w_2 > w_1$), что реализуется в сужающихся межлопаточных каналах. В случае, если межлопаточные каналы имеют практически постоянную площадь проходного сечения от входа до выхода, эти скорости примерно одинаковы, т. е. $w_2 \approx w_1$.

Если совместить треугольники скоростей на входе в рабочее колесо и на выходе из него, то можно установить, что изменение окружных составляющих абсолютных скоростей от входа в рабочие лопатки до выхода из них Δc_u равно изменению окружных составляющих относительных скоростей Δw_u в тех же сечениях, т. е. $c_{2u} + a_{1u} = \Delta c_u = w_{1u} + w_{2u}$. Окружные составляющие c_{2u} и w_{2u} берутся со знаком минус, так как (см. рис. 1.11) они имеют направление, противоположное c_{1u} и w_{1u} . Угол поворота потока в межлопаточных

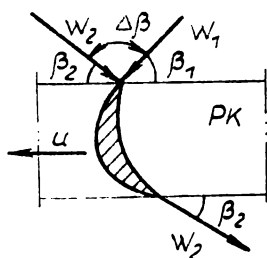


Рис. 1.12. К определению угла поворота в РК турбины

каналах рабочего колеса (рис. 1.12) $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$, т. е. определяется суммой углов $(\beta_1 + \beta_2)$.

Из изложенного следует, что рабочие процессы в компрессоре и турбине аналогичны по существу, но противоположны по характеру течения газа. Следовательно, компрессор и турбина — обращенные ЛМ, а система уравнений, описывающих двухмерную модель, является универсальной.

Двухмерная модель существенно расширяет наши представления о рабочем процессе в лопаточных венцах, но она не позволяет установить взаимосвязь параметров отдельных элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах (см. рис. 1.9). Такие зависимости устанавливают в моделях более высокого уровня. Рассмотрим одну из них.

1.8. ТРЕХМЕРНАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЕ

Такая модель используется, например, при профилировании длинной лопатки рабочего колеса, когда вследствие изменения окружной скорости по высоте лопатки меняется угол β_1 , а значит, и величина w_1 . Однако изменение β_1 и w_1 происходит не только в результате изменения u , но и вследствие изменения давления вдоль радиуса (рис. 1.13). Это связано с тем, что рабочее тело имеет окружную составляющую абсолютной скорости, а это обуславливает появление центробежных сил, и поэтому давление на периферии лопаток больше, чем у втулки.

С целью облегчения изучения течения рабочего тела в трехмерной модели рассмотрим течение в зазоре между рабочим колесом и предшествующим направляющим аппаратом в компрессоре или сопловым аппаратом в турбине (течение в лопаточных венцах имеет тот же характер, что и в зазоре, однако уравнения значительно усложняются дополнительными членами). Кроме того, именно параметры в зазорах определяют величины скоростей и углы натекания потока на лопаточные венцы, а поэтому изменение параметров потока в зазоре по длине лопаток представляет наибольший практический интерес.

Таким образом, трехмерная модель позволяет установить условия совместной работы элементов ступени, расположенных на различных радиусах.

Итак, центробежные силы обуславливают повышение давления от корня лопаток к их периферии, но в этом случае величина абсолютной скорости потока к периферии снижается. Чтобы обеспечить оптимальный угол натекания потока на лопаточный венец, следующий за осевым зазором, необходимо знать изменение угла β_1 (т. е. изменение треугольников скоростей) по высоте лопатки и соответственно менять форму профиля лопатки от корня к периферии.

Условимся, что течение рабочего тела происходит по кольцевым поверхностям, близким к цилиндрическим.

Чтобы установить основные закономерности течения, выделим в зазоре элементарный объем между бесконечно близкими радиусами r и $r+dr$ двумя плоскостями, проходящими через

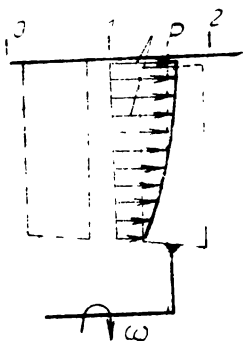


Рис. 1.13. Изменение давления вдоль высоты лопаток в осевой ЛМ

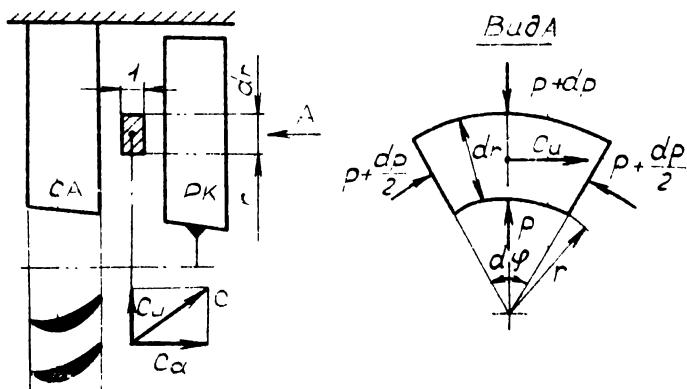


Рис. 1.14. К понятию трехмерной модели осевой ЛМ

ось симметрии под углом $d\varphi$ (рис. 1.14). Длина выделенного элемента вдоль оси oa равна единице.

Поскольку движение осуществляется по коаксиальным цилиндрическим поверхностям, центробежная сила уравновешивается силами гидродинамических давлений: $dF_{\text{цен}} = dF_{\text{гидр}}$. Для единицы длины зазора (см. рис. 1.14 и 1.15)

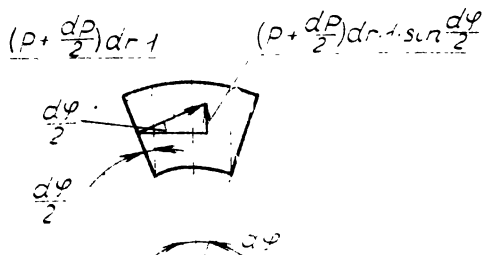


Рис. 1.15. К понятию трехмерной модели осевой ЛМ

$$dF_{\text{гидр}} = (p+dp)(r+dr)d\varphi \cdot 1 - prd\varphi \cdot 1 - 2(p+dp/2)dr \cdot 1 \cdot \sin(d\varphi/2).$$

Ввиду малости угла $d\varphi/2$ принимаем $\sin(d\varphi/2) = d\varphi/2$, и тогда последнее уравнение будет иметь следующий вид:

$$dF_{\text{гидр}} = (p+dp)(r+dr)d\varphi - prd\varphi - 2\left(p + \frac{dp}{2}\right)dr \frac{d\varphi}{2}.$$

Центробежная сила $dF_{\text{цен}} = dm r \omega^2$.

Заменим $\omega = u/r$, тогда

$$dF_{\text{цен}} = dm (u^2/r).$$

Для рассматриваемого случая $u = c_u$.

Масса выделенного объема рабочего тела (см. рис. 1.16)

$$dm = (r + dr/2) d\varphi dr \rho \cdot 1,$$

где ρ — массовая плотность рабочего тела. Тогда $dF_{\text{цен}} =$

$$= (r + dr/2) d\varphi dr \rho (c_u^2/r), \quad (1.2)$$

где c_u^2/r — центробежное ускорение.

Согласно условию равновесия приравняем правые части уравнений (1.1) и (1.2), тогда получим

$$\frac{pr + dpr + pdr + dp dr - pr - pdr - (dp dr/2)}{(r + dr/2) dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}.$$

Выполнив несложные преобразования, приедем полученное уравнение к виду

$$\frac{dp(r + dr/2)}{(r + dr/2) dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}.$$

Окончательно получим

$$\underline{dp/dr} = \rho c_u^2/r. \quad (1.3)$$

Выражение (1.3) часто называют уравнением радиального равновесия. Из уравнения следует, что градиент давления по радиусу — величина положительная, так как правая часть (1.3) положительная. Следовательно, с увеличением радиуса давление растет, и тем быстрее, чем больше ρ и центробежное ускорение c_u^2/r . (Внимание! При $c_u = \text{const}$ по высоте лопатки с увеличением r уменьшается градиент давления, т. е. снижается интенсивность роста давления, но оно растет от корня к периферии лопаток). Для анализа и расчета рабочего процесса лопаточных машин кроме моделей требуются еще и системы уравнений, которые описывают принятые схемы течения рабочего тела в проточной части.

Рассмотрим наиболее употребительные уравнения, применяющиеся в расчетной практике лопаточных машин.

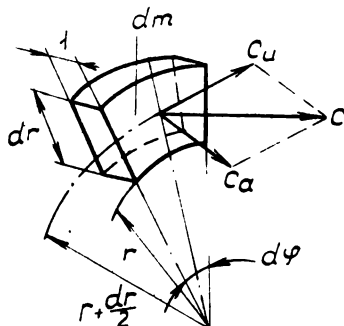


Рис. 1.16. К понятию трехмерной модели осевой ЛМ

1.9. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

При изложении теории лопаточных машин пользуются следующими уравнениями: неразрывности, сохранения энергии в тепловой и механической формах, первого закона термодинамики и Эйлера. Эти уравнения излагаются в курсе газодинамики. Здесь же будут рассмотрены лишь особенности их применения к лопаточным машинам.

Рассмотрим сначала уравнение неразрывности.

Это уравнение показывает, что для установившегося движения секундный расход массы газа G через любое сечение потока остается неизменным:

$$G = c_{1a} \rho_1 F_1 = c_{2a} \rho_2 F_2. \quad (1.4)$$

Для любого произвольного сечения

$$G = c_a \rho F, \quad (1.5)$$

где под величинами c_a и ρ понимаются средние их значения в данном сечении.

Выражение (1.4) позволяет найти связь термодинамических параметров p и T в любом сечении с величиной потребной площади и установить изменение площади F в зависимости от характера процесса (p с).

Например, в компрессоре площадь проходного сечения должна уменьшаться от входа к выходу, так как в проточной части его плотность увеличивается ($\rho_k > \rho_b$).

1.10. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Если к массе движущегося газа, ограниченного сечениями 1—1, 2—2 (рис. 1.17), подводятся (или отводятся от нее) внешнее тепло $Q_{вн}$ и работа, то затраченные работа и тепло изменят энтальпию и кинетическую энергию массы газа. Рассмотрим изменение всех параметров потока применительно к единице его массы

$$L + Q_{вн} = (i_2 - i_1) + (c_2^2 - c_1^2)/2$$

или

$$i_1 + c_1^2/2 + L + Q_{вн} = i_2 + c_2^2/2, \quad (1.6)$$

т. е. подведенные внешнее тепло и работа затрачиваются на увеличение энтальпии и кинетической энергии потока.

Заметим, что вид уравнения сохранится и для случая учета потерь на трение, так как работа трения L_r полностью переходит в тепло Q_r и в общем балансе $(-L_r + Q_r) = 0$. Однако наличие трения может существенно влиять на весь процесс, так как переход работы трения в теплоту увеличивает i_2 (хотя

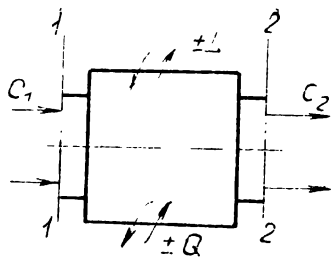


Рис. 1.17. К уравнению сохранения энергии

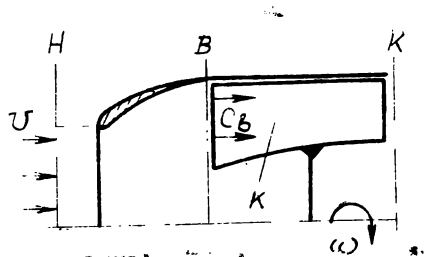


Рис. 1.18. Схема использования уравнения энергии для входного устройства

$i_2 + c_2^2/2 = \text{const}$), но при этом снижается c_2 . При этом чем больше L_r , тем меньше c_2 .

Применим уравнение сохранения энергии к входному устройству ГТД (рис. 1.18). Здесь н—н — сечение перед входом (поток не возмущен), в—в — сечение перед компрессором. На участке от н—н до в—в работа не подводится, а теплообменом пренебрегаем, т. е. $L=0$ и $Q_{вн}=0$. Тогда уравнение (1.6) применительно к входному устройству примет вид

$$i_n + V_n^2/2 = i_v + c_v^2/2, \quad (1.7)$$

где V_n — скорость полета; c_v — скорость на входе в компрессор. Если во входном устройстве поток тормозится, т. е. $c_v < V_n$, то $i_v > i_n$, а температура (и давление) потока растут.

1.11. ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ

Для любого сечения в интервале от н—н до в—в уравнение (1.7) можно записать в таком виде:

$$i + c^2/2 = i_v + c_v^2/2 = \text{const}.$$

Если скорость в потоке уменьшить до нуля, т. е. поток затормозить, то $i + c^2/2 = i^*$. Здесь i^* — энтальпия заторможенного потока. При этом $i^* = c_p T^*$, где T^* — температура торможения. Запишем $c_p = kR/(k-1)$, или с учетом, что $RT^* = p^*(\rho^*)^{-1}$, $i^* = kp^*/\rho^*(k-1)$, где p^* и ρ^* — параметры заторможенного потока или параметры торможения (т. е. давление и плотность торможения). Параметры торможения широко используются при рассмотрении теоретических и экспериментальных задач теории лопаточных машин.

Применим уравнение сохранения энергии к компрессору,

используя параметры торможения. Пусть в компрессоре массовый расход воздуха равен G_v и для его сжатия подводится мощность N_k . Если разделить N_k на G_v , то получим удельную работу L_k , сообщаемую в компрессоре одному кг воздуха. Величина L_k в литературе имеет несколько названий: работа сжатия; в компрессоре; внутренняя работа сжатия; полная работа сжатия; работа, затрачиваемая на сжатие.

Если принять $Q_{вн}=0$ (т.е. пренебречь теплообменом с внешней средой), то уравнение (1.6) примет следующий вид:

$$L_k = (i_k - i_v) + (c_k^2 - c_v^2)/2,$$

или в параметрах торможения

$$L_k = i_k^* - i_v^* = c_p (T_k^* - T_v^*). \quad (1.8)$$

Из (1.8) следует, что $T_k^* > T_v^*$. Средняя теплоемкость воздуха $c_p = kR/(k-1)$, поэтому

$$L_k = \frac{k}{k-1} R (T_k^* - T_v^*) = \frac{k}{k-1} R T_v^* (T_k^*/T_v^* - 1).$$

Для изэнтропического процесса сжатия $T_k^*/T_v^* = (p_k^*/p_v^*)^{(k-1)/k}$, тогда

$$L_{ks} = \frac{k}{k-1} R T_v^* [(p_k^*/p_v^*)^{(k-1)/k} - 1]. \quad (1.9)$$

Следовательно, работа сжатия в компрессоре возрастает с повышением температуры газа на входе и давления на выходе.

Теперь применим уравнение (1.6) к течению воздуха в решетке рабочего колеса в относительном движении (рис. 1.10). Так как в относительном движении работа не подводится ($L_{k(w)}=0$), то $i_{w1}^* = i_{w2}^*$ или $c_p T_{w1}^* = c_p T_{w2}^*$ и $T_{w1}^* = T_{w2}^*$, т.е. температура поверхности лопаток рабочего колеса вдоль оси не изменяется.

С целью закрепления материала, используя аналогичные рассуждения, предлагаем студентам самостоятельно составить уравнение сохранения энергии для турбины.

Заметим, что уравнение сохранения энергии в тепловой форме не рассматривает изменения давления в потоке газа.

1.12. УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ

По этому закону теплота, переданная объему газа, идет на изменение внутренней энергии du и совершение работы dL (против сил давления при изменении объема газа):

$$dQ = du + dL = c_v dT + p dv. \quad (1.10)$$

Для движущегося газа вместо внутренней энергии удобнее пользоваться энтальпией. Дифференцируя обе части уравнения состояния газа $pv = RT$ и учитывая, что $c_v = c_p - R$, получим $p dv + v dp = R dT$, откуда $p dv = R dT - v dp$;

$$c_v dT = (c_p - R) dT = c_p dT - R dT.$$

Тогда уравнение (1.10) можно представить так:

$$dQ = c_p dT - R dT + R dT - v dp = c_p dT - v dp, \quad (1.11)$$

или

$$dQ = di - v dp.$$

Чтобы перейти к интегральной форме уравнения первого закона термодинамики, надо выделить в потоке частицу газа в сечении 1—1 (рис. 1.19) и проследить за ее движением до сечения 2—2. Изменение объема частицы (ее деформация) есть термодинамический процесс изменения состояния (расширения или сжатия). Интегрируя уравнение (1.11) от 1—1 до 2—2, получаем:

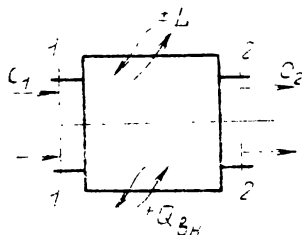


Рис. 1.19. К уравнению первого закона термодинамики

$$Q = i_2 - i_1 - \int_1^2 dp/\rho, \quad (1.12)$$

где $\int_1^2 dp/\rho$ — работа сжатия или расширения движущегося газа.

Выражение

$$Q = Q_{\text{вн}} + Q_r \quad (1.13)$$

учитывает всю теплоту, сообщенную газу, включая и теплоту трения.

1.13. ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

В газодинамике уравнение Бернулли получают из общего уравнения движения жидкости без учета энергообмена с внешней средой и (обычно) без учета вязкости газа. Получим обобщенное уравнение Бернулли, т.е. уравнение энергии с учетом энергообмена и наличия вязкости. С этой целью из уравнения сохранения энергии в форме (1.6) вычитают почленно уравнение первого закона термодинамики в форме (1.12):

$$L + Q_{\text{вн}} - Q_{\text{вн}} - Q_r = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - (i_2 - i_1) + \int_1^2 \frac{dp}{\rho}.$$

Учитывая, что $\dot{Q}_r = \dot{L}_r$, получаем

$$L = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r, \quad (1.14)$$

т. е. подведенная извне работа идет на сжатие или расширение газа, изменение его кинетической энергии и преодоление гидравлических потерь.

Вид уравнения Бернулли не зависит от теплообмена $Q_{вн}$. На самом деле внешний теплообмен количественно может изменить все члены уравнения.

Запишем уравнение Бернулли применительно к ступени компрессора (см. рис. 1.10):

$$L = \int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r,$$

где L_r — потери на трение от входа в ступень до выхода из нее.

Чтобы определить величину $\int_1^3 dp/\rho$, надо знать характер процесса сжатия. Обычно в ступенях компрессора принимают $p/\rho^n = \text{const}$, тогда

$$\int_1^3 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} RT_1 (\pi_{ст}^{(n-1)/n} - 1),$$

где $\pi_{ст} = p_3/p_1$. Этот интеграл называют политропической работой сжатия $L_{пс}$, а уравнение в форме (1.14) — уравнением энергии в механической форме. Для компрессора его часто записывают в виде

$$L = L_{пс} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r.$$

Поскольку в компрессорах обычно $c_3 \approx c_1$, то можно считать, что работа, подводимая к 1 кг газа в ступени, расходуется на политропическое сжатие и преодоление сил трения.

Обобщенное уравнение Бернулли можно записать и для отдельного лопаточного венца, а также и в относительном движении, используя принцип Даламбера, согласно которому рабочий процесс во вращающемся рабочем колесе может быть заменен рабочим процессом в неподвижном венце, если характер обтекания решетки останется таким же, как и в относительном движении. Следовательно, для рабочего колеса

$$L_{PK(w)} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + L_r + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}, \text{ но } L_{PK(w)} = 0, \text{ тогда}$$

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + L_r, \quad (1.15)$$

т. е. изменение кинетической энергии в рабочем колесе в относительном движении расходуется на политропическое сжатие и преодоление потерь энергии на трение.

Рекомендуем студентам самостоятельно составить уравнение Бернулли для ступени осевой турбины и ее соплового аппарата, используя аналогичные рассуждения.

Обобщенное уравнение Бернулли существенно расширяет представление о рабочем процессе лопаточных машин, но не вскрывает механизма силового взаимодействия потока рабочего тела и лопаток, а также не устанавливает связи величин работы в ступени с кинематикой потока в межлопаточных каналах. Для решения этих задач используются другие уравнения, которые будут рассмотрены ниже.

1.14. УРАВНЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ (УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА)

В 1755 г. Л. Эйлер распространил закон изменения количества движения для твердого тела на движение жидкости. Согласно этому закону, если вокруг обтекаемого тела (лопатки) выделить какую-то поверхность и действие массы жидкости за этой поверхностью заменить действием соответствующих сил давления и трения ($\Sigma \bar{R}_{\text{кон}}$), а действие обтекаемого тела на выделенную массу газа обозначить через $\bar{R}$, то **сумма действующих на выделенную массу газа сил ($\Sigma \bar{R}_{\text{кон}} + \bar{R}$) будет равна изменению секундного количества движения газа, вытекающего и втекающего в выделенный объем**, т. е.

$$\Sigma \bar{R}_{\text{кон}} + \bar{R} = \Sigma (G \bar{w}_2 - G \bar{w}_1). \quad (1.16)$$

Применим уравнение Эйлера к компрессорной решетке. Имеется решетка профилей рабочего колеса, которую обтекает установившийся поток. Надо найти силу потока, действующую на каждый профиль (силами трения пренебрегаем). Для этого выделим вокруг лопатки единичной длины любую контрольную поверхность. При этом удачно выбранная контрольная поверхность существенно сокращает вычисления. Поэтому возьмем контрольную поверхность $abcd$ (см. рис. 1.20), когда линии ad и bc проходят по средним линиям соседних каналов, т. е. расстояние между этими линиями равно шагу t . Силы давления, действующие на выделенный объем по поверхностям ad и bc , равны по величине, но противоположно направлены и поэтому

в расчете не учитываются. Линии ab и cd параллельны фронту решетки. Они выбираются на таком расстоянии от решетки, чтобы поток на указанных поверхностях был равномерным. Согласно уравнению (1.16)

$$\bar{p}_1 t \cdot 1 - \bar{p}_2 t \cdot 1 + \bar{R} = G \bar{w}_2 - G \bar{w}_1,$$

где G — секундный массовый расход воздуха через канал решетки элементарной ступени ($G = w_a \rho t h_n$, здесь t — шаг и h_n — высота такой решетки).

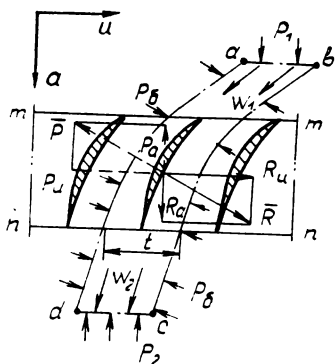


Рис. 1.20. К уравнению количества движения для решетки компрессора

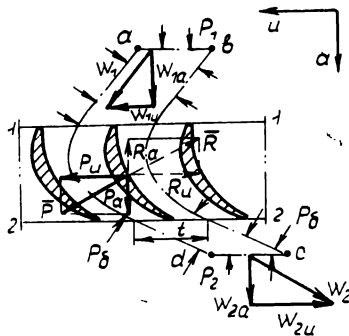


Рис. 1.21. К уравнению количества движения для решетки турбины

Сила действия газа на профиль в решетке $P = -\bar{R}$, т. е.

$$\bar{P} = \bar{p}_1 t - \bar{p}_2 t + G \bar{w}_1 - G \bar{w}_2.$$

Проекция вектора $\bar{P}$ на окружное и осевое направления (см. рис. 1.20)

$$P_u = G (w_{1u} - w_{2u}); \quad P_a = (p_1 - p_2) t + G (w_{1a} - w_{2a}). \quad (1.17)$$

Как видно из рис. 1.20, сила P_a направлена в сторону полета и, следовательно, представляет собой одну из составляющих реактивной тяги двигателя.

Сила R_a выполняет роль поршня и проталкивает газ в диффузорные межлопаточные каналы вдоль оси oa .

Теперь применим уравнение Эйлера в форме (1.16) к элементарной ступени осевой турбины (рис. 1.21).

Так же, как при рассмотрении ступени компрессора, выделим контрольный объем газа $abcd$, который ограничен сечениями: ab — перед входом в решетку, cd — на выходе из нее. Боковые поверхности выделенного объема adi и bcs конгруэнтны и расположены на расстоянии шага друг от друга. Осевые и

о́кружные проекции сил от давления p_6 на линии ab и bc равны и противоположны, т. е. в сумме равны нулю.

Внешними по отношению к выделенному объему газа являются силы, создаваемые давлениями p_1 и p_2 по поверхностям ab и cd . Силы R_u и R_a , действующие на газ со стороны лопаток, являются внутренними. Искомые силы P_u и P_a (силы, действующие со стороны газа на лопатки) по величине равны R_u и R_a , но противоположно направлены. Найдем их.

Согласно уравнению (1.16)

$$\bar{p}_1 t - \bar{p}_2 t + \bar{R} = G \bar{\omega}_2 - G \bar{\omega}_1.$$

Отсюда искомая сила действия газа на лопатки

$$\bar{P} = \bar{p}_1 t - \bar{p}_2 t + G \bar{\omega}_1 - G \bar{\omega}_2.$$

Проекция силы P на окружное направление

$$P_u = G[\omega_{1u} - (-\omega_{2u})] = G(\omega_{1u} + \omega_{2u}). \quad (1.18)$$

В (1.18) учитывается, что ω_{2u} имеет направление, противоположное вращению решетки, которое принято за положительное. Проекция силы P на осевое направление

$$P_a = (p_1 - p_2)t + G(\omega_{1a} - \omega_{2a}). \quad (1.19)$$

Сила P_u создает крутящий момент на валу. Сила P_a направлена в сторону, противоположную полету летательного аппарата, поэтому считается, что турбина создает отрицательную составляющую силы тяги.

Уравнения (1.17) ... (1.19) позволяют вычислить силы P_u и P_a в элементарных ступенях. Для определения P_u и P_a в целом лопаточном венце его разбивают по высоте h_L на 6...8 участков (рис. 1.22). Затем для каждого участка вычисляют силы P_u и P_a . Для определения полных окружного и осевого усилий, действующих на венец, значения этих сил суммируют.

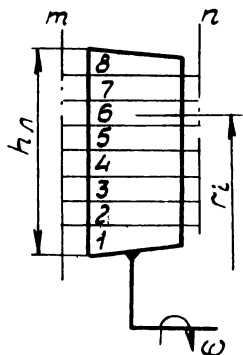


Рис. 1.22. К определению суммарного газового усилия на лопатку

1.15. УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ ДЛЯ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Эйлер распространил уравнение для момента количества движения твердого тела на жидкость. Это уравнение для жидкости формулируется так: **момент равнодействующей всех внеш-**

них и внутренних сил, действующих на выделенный объем жидкости, относительно произвольно выбранной оси, равен секунднему изменению момента количества движения массы выделенного объема жидкости относительно той же оси (т. е. секунднему изменению момента количества движения жидкости, вытекающей из выделенного объема и втекающей в него:

$$M = G(c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1). \quad (1.20)$$

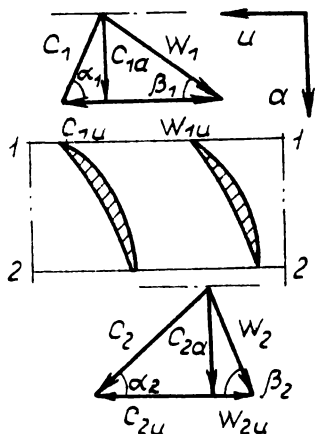


Рис. 1.23. К применению уравнения момента количества движения для компрессорной решетки

Это уравнение позволяет найти связь между величиной подводимой к жидкости или отводимой от нее работы и элементами кинематики потока. Особенностью (и даже преимуществом) уравнения является то, что момент, действующий от лопаток на жидкость (или наоборот), определяется без рассмотрения изменения параметров жидкости при течении по каналам, достаточно лишь знать окружные составляющие скорости на входе в канал и на выходе из него.

Применим уравнение в формуле (1.20) к течению жидкости в элементарной ступени компрессора (рис. 1.23):

$$\Delta M_k = \Delta G(c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1). \quad (1.21)$$

Умножим обе части уравнения на угловую скорость ω :

$$\Delta M_k \omega = \Delta G(c_{2u} r_2 \omega - c_{1u} r_1 \omega).$$

Учитывая, что $\Delta M_k \omega = \Delta N_k$ и $r \omega = u$, получим

$$\Delta N_k = \Delta G(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1).$$

Поскольку для осевого компрессора $r_2 = r_1$ и $u_2 = u_1 = u$, то

$$\Delta N_k = \Delta G u (c_{2u} - c_{1u}).$$

Разделив ΔN_k на ΔG , найдем теоретическую работу, приходящуюся на 1 кг газа, т. е. удельную теоретическую работу:

$$\Delta N_k / \Delta G = L_u = u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (1.22)$$

Величины осевых составляющих абсолютных скоростей на входе в рабочие лопатки и выходе из них изменяются незначительно,

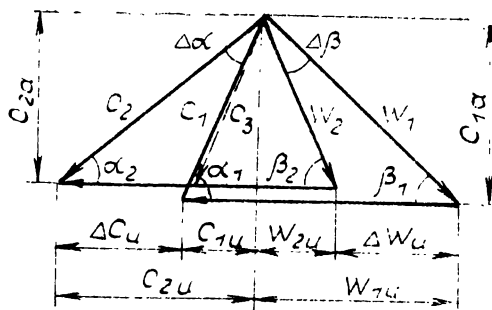


Рис. 1.24. План скоростей ступени осевого компрессора

поэтому совместим треугольники соответствующих скоростей в одном полюсе. Получим так называемый план скоростей компрессора (рис. 1.24), из которого следует, что

$$c_{2u} - c_{1u} = \Delta c_u; \quad w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$$

и

$$\Delta c_u = \Delta w_u.$$

Тогда уравнение (1.22) можно записать в таком виде:

$$L_u = u \Delta w_u = u \Delta c_u. \quad (1.23)$$

Это уравнение показывает, что удельная теоретическая работа, подводимая в элементарной ступени компрессора к каждому килограмму воздуха, тем больше, чем больше окружная скорость и разность окружных составляющих относительных скоростей на входе в рабочее колесо и выходе из него.

Величину разности окружных составляющих относительных или абсолютных скоростей на выходе и входе, которые записываются в виде

$$w_{1u} - w_{2u} = c_{2u} - c_{1u} = \Delta w_u = \Delta c_u,$$

называют закруткой.

Применим уравнение в форме (1.20) к элементарной ступени осевой турбины (рис. 1.25):

$$\begin{aligned} \Delta M_T &= \Delta G [c_{2u} r_2 - (-c_{1u} r_1)] = \\ &= \Delta G (c_{1u} r_1 + c_{2u} r_2). \end{aligned} \quad (1.24)$$

Умножим обе части уравнения (1.24) на ω :

$$\Delta M_T \omega = \Delta G (c_{1u} r_1 \omega + c_{2u} r_2 \omega),$$

или

$$\Delta N_{Tu} = \Delta G (c_{1u} u_1 + c_{2u} u_2).$$

Поскольку для осевой турбины $u_1 = u_2 = u$, то

$$\Delta N_{\tau u} / \Delta G = L_{\tau u} = u(c_{1u} + c_{2u}). \quad (1.25)$$

Из плана скоростей для элементарной ступени турбины, представленного на рис. 1.26, следует, что

$$c_{1u} + c_{2u} = \Delta c_u = w_{1u} + w_{2u} = \Delta w_u. \quad (1.26)$$

Тогда можно записать

$$L_{\tau u} = u \Delta c_u = u \Delta w_u, \quad (1.27)$$

т. е. удельная теоретическая работа, передаваемая каждым килограммом газа, проходящим через элементарную ступень турбины, тем больше, чем больше окружная скорость и сумма окружных составляющих абсолютных или относительных скоростей на входе в рабочие лопатки и выходе из них. Уравнения (1.23) и (1.27) позволяют сделать вывод, что компрессор и турбина являются обращенными лопаточными машинами, т. е. процесс в них аналогичен, но обращен.

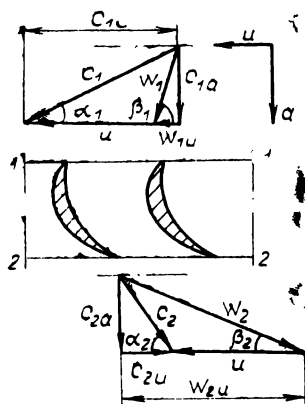


Рис. 1.25. К применению уравнения момента количества движения для турбинной решетки

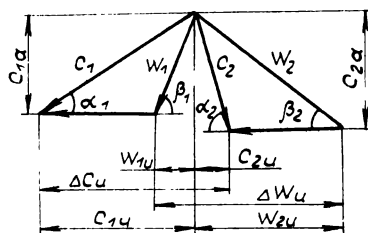


Рис. 1.26. План скоростей ступени осевой турбины

Существенным различием является то, что в компрессоре $dp > 0$, т. е. газ течет в направлении повышения давления. Диффузорное течение по сравнению с конфузорным сопровождается большими потерями. Угол раскрытия диффузора $\Delta \beta_k = \beta_2 - \beta_1$ (см. рис. 1.24) ограничивают $20 \dots 30^\circ$, в противном случае резко возрастают потери энергии. В турбинной ступени газ течет в сторону понижения давления $dp < 0$, а конфузорное течение сопровождается меньшими потерями, и поэтому угол

поворота потока $180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ (рис. 1.26) в ступени турбины значительно больше: $\Delta \beta_\tau = 100 \dots 120^\circ$. Как видно из рис. 1.26, угол поворота потока непосредственно связан с величиной закрутки $\Delta \omega_u$ (или Δc_u), поэтому теоретическая работа, передаваемая 1 кг газа в элементарной ступени компрессора, значительно меньше аналогичной работы в ступени турбины. Следовательно, в ГТД число ступеней турбины существенно меньше числа ступеней компрессора.

1.16. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

В теории лопаточных машин и авиационных двигателей широко пользуются безразмерными скоростями: числом Маха $M = c/a$, где $a = \sqrt{kRT}$ — местная скорость звука; приведенной скоростью $\lambda = c/a_{кр}$, где $a_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}$ — критическая скорость.

Критическая температура и критическая скорость связаны с температурой торможения следующими соотношениями:

$$T_{кр} = 2T^*/(k+1); \quad a_{кр} = \sqrt{2kRT^*/(k+1)}.$$

Величины безразмерных скоростей (т. е. M и λ) определяют характер течения рабочего тела в проточной части лопаточных машин. Практика показала, что во многих случаях целесообразно пользоваться некоторыми безразмерными функциями от чисел λ или M . Такие функции ускоряют и облегчают расчет лопаточных машин, их характеристик, обработку экспериментальных данных. Обычно используют следующие газодинамические функции от λ и M . Газодинамическая функция τ представляет собой отношение температур газового потока T к T^* при отсутствии теплообмена, т. е. $\tau = T/T^*$. Получим выражение для τ . С этой целью воспользуемся уравнением энергии при отсутствии теплообмена и внешней работы:

$$i + c^2/2 = i^* \quad \text{или} \quad c_p T + c^2/2 = c_p T^*.$$

Поскольку $c_p = kR/(k-1)$, можно записать

$$kRT/(k-1) + c^2/2 = kRT^*/(k-1), \quad (1.28)$$

откуда

$$T^* = T + c^2/[2kR/(k-1)].$$

Разделим обе части уравнения (1.28) на T^* :

$$T^*/T^* = T/T^* + c^2/[2kRT^*/(k-1)],$$

тогда

$$\tau = T/T^* = 1 - c^2/[2kRT^*/(k-1)].$$

В последнем уравнении заменим T^* ее выражением $0,5(k+1)T_{кр}$. В этом случае

$$\tau = 1 - c^2 / [(k+1) k R T_{кр} / (k-1)] = 1 - c^2 (k-1) / a_{кр}^2 (k+1),$$

и окончательно

$$\tau = 1 - (k-1) \lambda^2 / (k+1). \quad (1.29)$$

Чтобы выразить функцию $\tau = T/T^*$ через число Маха, заменим величину T^* выражением из уравнения (1.28):

$$\tau = T / \left(1 + \frac{c^2}{2 k R T / (k-1)} \right) T = \frac{1}{1 + 0,5 (k-1) c^2 / a^2},$$

или

$$\tau = \frac{1}{1 + 0,5 (k-1) M^2}. \quad (1.30)$$

Газодинамическая функция π представляет собой отношение статического и заторможенного давлений в потоке, т. е. $\pi = p/p^*$. Из уравнения изоэнтропы следует, что $\pi = p/p^* = (T/T^*)^{k/(k-1)}$. С учетом уравнений (1.29) и (1.30)

$$\begin{aligned} \pi &= \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{k/(k-1)} \quad \text{или} \\ \pi &= \left(\frac{1}{1 + 0,5 (k-1) M^2} \right)^{k/(k-1)} \end{aligned} \quad (1.31)$$

Газодинамическая функция ϵ определяется как отношение ρ к ρ^* . Для изоэнтропического процесса

$$\begin{aligned} \epsilon = \rho/\rho^* &= (T/T^*)^{1/(k-1)} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{1/(k-1)} = \\ &= \left(\frac{1}{1 + 0,5 (k-1) M^2} \right)^{1/(k-1)}. \end{aligned} \quad (1.32)$$

Газодинамическая функция q (приведенный расход) есть отношение плотности тока в потоке ρc к максимально возможной плотности тока $\rho_{кр} c_{кр}$:

$$q = \frac{\rho c}{\rho_{кр} c_{кр}} = \lambda \frac{\rho}{\rho_{кр}}, \quad \text{но} \quad \frac{\rho}{\rho_{кр}} = \frac{\rho}{\rho^*} \cdot \frac{\rho^*}{\rho_{кр}} = \epsilon \cdot \frac{\rho^*}{\rho_{кр}},$$

тогда

$$q = \lambda \epsilon \rho^* / \rho_{кр}.$$

Поскольку

$$\rho^* / \rho_{кр} = \left(\frac{T^*}{T_{кр}} \right)^{1/(k-1)} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)},$$

то

$$q = \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{1/(k-1)} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)}. \quad (1.33)$$

Если же вместо функции $\epsilon(\lambda)$ подставить ее значение, выра-

женное через M , то формулу приведенного расхода можно записать следующим образом:

$$q = \lambda \left(\frac{1}{1+0,5(k-1)M^2} \right)^{1/(k-1)} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)}. \quad (1.34)$$

Максимальное значение приведенный расход ($q_{\max}=1$) достигает при $\lambda = M = 1$ (максимальная плотность тока). Увеличение или уменьшение λ или M от этого значения сопровождается уменьшением q . Расход газа удобно рассчитывать с помощью газодинамических функций $q(\lambda)$. Выведем уравнение для определения расхода с помощью $q(\lambda)$. Для этого в выражении расхода $G = c \rho F$ произведение $c \rho$ выразим через q . Если учесть, что $q = c \rho / c_{\text{кр}} \rho_{\text{кр}}$, то $c \rho = a_{\text{кр}} \rho_{\text{кр}} q$.

Тогда

$$G = a_{\text{кр}} \rho_{\text{кр}} F q. \quad (1.35)$$

Известно, что $a_{\text{кр}} = \sqrt{2kRT^*/(k+1)}$, а $\rho_{\text{кр}} = \rho^* \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)}$, отсюда уравнение расхода принимает следующий вид:

$$G = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \frac{p^*}{RT^*} F q. \quad (1.36)$$

Проведем преобразования:

$$\begin{aligned} & \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \frac{p^*}{RT^*} = \\ & = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right) \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)}} \frac{p^*}{\sqrt{T^*}}, \\ & \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{0,5} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)}} \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} = \\ & = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \frac{p^*}{\sqrt{T^*}}. \end{aligned}$$

Подставим в (1.36) полученное выражение:

$$G = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} F q.$$

Обозначив

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}},$$

запишем:

$$G = m \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} F q(\lambda). \quad (1.37)$$

Формулой (1.37) широко пользуются при расчете расхода газа.

Для воздуха при умеренных температурах: $k = 1,4$; $R = 287,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $m = 0,0404 \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}} \right)^{0,5}$. Используются и другие функции от λ .

2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В ГТД используются осевые и центробежные компрессоры.

В настоящее время наиболее широкое распространение получили осевые компрессоры, позволяющие легко компоновать многоступенчатые конструкции с высокими значениями степени повышения давления (π_k). Создание же многоступенчатых центробежных компрессоров сложно конструктивно, при этом заметно снижается их КПД. Поэтому центробежные компрессоры обычно выполняют одноступенчатыми, что позволяет реализовать значения π_k не более 5.

Отметим, что комбинированные (осецентробежные) компрессоры довольно часто применяют на вертолетных двигателях средней мощности.

Осевые компрессоры не только позволяют получать высокие КПД, но по габаритам и массе в наибольшей степени удовлетворяют требованиям авиации.

Степень повышения давления в одной ступени осевого компрессора обычно не более 1,3...1,4, поэтому такие компрессоры выполняются всегда многоступенчатыми (от 5 до 17 ступеней). Поскольку сжатие в многоступенчатом компрессоре представляет собой ряд последовательно происходящих процессов сжатия в отдельных ступенях, необходимо рассмотреть принцип работы ступени. Для этого сначала познакомимся с терминологией, принятой для определения основных характерных размеров лопаток и их решеток.

2.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЛОПАТОК И ИХ РЕШЕТОК

Плоский лопаточный профиль (рис. 2.1) и плоская решетка (рис. 2.2) имеют ряд основных параметров, характеризующих и лопатку, и решетку лопаток.

Для профиля характерны следующие параметры.

Средняя линия профиля — геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль. Обычно средняя линия — дуга круга или отрезок параболы с плавной меняющейся кривизной. *Хорда профиля* — b_d — расстояние между точками пересечения средней линии с контуром профиля. *Корыто* —

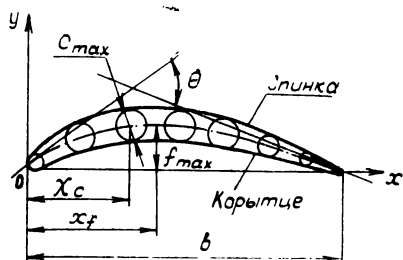


Рис. 2.1. Основные геометрические параметры профиля

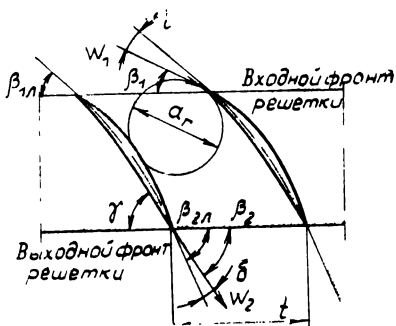


Рис. 2.2. Основные геометрические параметры решетки профилей

вогнутая часть профиля лопатки. *Спинка* — выпуклая часть профиля лопатки. $C_{\max}$ — максимальная толщина профиля лопатки. $f_{\max}$ — максимальный прогиб средней линии.

Угол кривизны профиля θ — угол между касательными к средней линии, проведенными в точках ее пересечения с контуром профиля. Любая точка профиля может быть задана двумя координатами x и y .

Для решетки профилей характерны следующие параметры.

Входной фронт решетки — линия, соединяющая крайние точки входных кромок лопаток. *Выходной фронт решетки* — линия, соединяющая крайние точки выходных кромок лопаток. *Входной лопаточный (конструктивный) угол $\beta_{1л}$* — угол между касательной к средней линии на входе и входным фронтом решетки. *Выходной лопаточный (конструктивный) угол $\beta_{2л}$* — угол между касательной к средней линии на выходе и выходным фронтом решетки. *Угол установки профиля γ* — угол между хордой и фронтом решетки. *Горло решетки a_r* — минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями. *Шаг решетки t* — расстояние между одноименными точками соседних профилей. *Угол отставания δ* — $\delta = \beta_{2л} - \beta_2$. *Угол атаки i* — $i = \beta_{1л} - \beta_1$. Очень важными параметрами плоской решетки являются относительные параметры: густота решетки $b_{л}/t = \bar{b}_{л}$ и обратное отношение — относительный шаг $t/b_{л} = \bar{t}$.

2.2. СХЕМА И ПРИНЦИП РАБОТЫ СТУПЕНИ

На рис. 2.3 показано меридиональное сечение ступени осевого компрессора. Сечение на входе в рабочее колесо обозначается индексом 1, на выходе из него — 2 и на выходе из на-

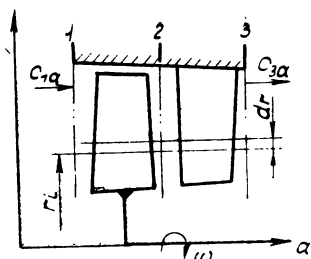


Рис. 2.3. Меридиональное сечение ступени осевого компрессора

ростью w_1 в межлопаточных каналах, тогда $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}$. Угол потока в относительном движении составляет с фронтом решетки величину β_1 . Обычно лопатки выполняются так, чтобы входной конструктивный угол $\beta_{1л}$ был на 3...8 град больше угла β_1 (т. е. $i = (+3...8 \text{ град.})$).

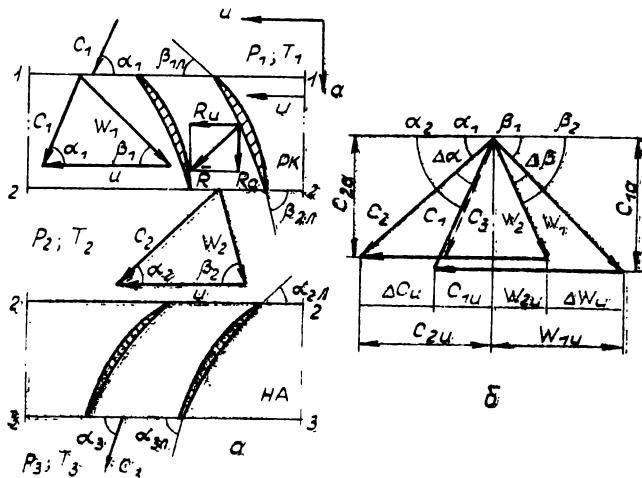


Рис. 2.4. Двухмерная модель ступени осевого компрессора: а — схема течения воздуха в ступени; б — план скоростей

Выходной конструктивный угол $\beta_{2л}$ всегда больше β_2 . При этом межлопаточный канал получается расширяющимся (диффузорным). Лопатки колеса воздействуют на поток воздуха силой R . Ее окружная составляющая R_u осуществляет подвод работы L_u , поэтому $c_2 > c_1$, а угол потока в абсолютном дви-

правляющего аппарата — β . Рассмотрим плоскую решетку профилей, полученную на радиусе r (рис. 2.4).

Воздух набегаёт на рабочее колесо в общем случае с некоторой скоростью c_1 под углом α_1 к фронту решетки.

На входных кромках рабочего колеса воздух начинает участвовать в двух движениях: с переносной скоростью u , с которой вращается рабочее колесо на радиусе r , и с относительной ско-

жении на выходе из рабочего колеса составляет α_2 . Осевая составляющая R_a выполняет роль поршня, проталкивающего воздух в относительном движении в диффузорном межлопаточном канале. Поэтому $w_2 < w_1$, причем угол выхода потока β_2 мало отличается от $\beta_{2л}$. При этом $\bar{c}_2 = \bar{w}_1 + \bar{u}$.

Поскольку воздух в относительном движении в каналах РК тормозится, его статическое давление p и температура T возрастают.

С целью обеспечения безударного входа конструктивный угол входных кромок направляющего аппарата $\alpha_{2л}$ (рис. 2.4) выбирается так, чтобы он был примерно равен углу α_2 .

Конструктивный угол выходных кромок направляющего аппарата $\alpha_{3л}$ больше угла $\alpha_{2л}$, т. е. межлопаточные каналы его также диффузорные. Поэтому $c_3 < c_2$, а статические p и T продолжают возрастать. Угол выхода потока из направляющего аппарата α_3 примерно равен углу $\alpha_{3л}$, который, в свою очередь, выбирается таким образом, чтобы $\alpha_{3л}$ был примерно равен углу α_1 .

На рис. 2.4,б приведен план скоростей в ступени осевого компрессора. На плане показаны векторы абсолютных и относительных скоростей, а также углы поворота потока в решетках $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ и $\Delta\alpha = \alpha_3 - \alpha_2$.

Таким образом, и в решетке рабочих лопаток, и в решетке направляющих лопаток происходит торможение потока: $w_2 < w_1$ и $c_3 < c_2$. Как уже отмечалось, диффузорный процесс сопровождается повышенными потерями, поэтому величины $\Delta\beta$ (и $\Delta\alpha$) ограничивают обычно значениями в 20...30 град. При больших значениях углов поворота потока в решетке появляется срыв потока на спинках лопаток.

На рис. 2.5 показан примерный характер изменения параметров потока при движении вдоль оси ступени. На лопатках рабочего колеса воздуху передается энергия, поэтому увеличиваются и абсолютная скорость c , и давление (как статическое, так и давление торможения). Относительная скорость снижается ($w_2 < w_1$).

Подвод энергии к воздуху и повышение давления сопровождаются ростом температуры — статической T_2 и (особенно)

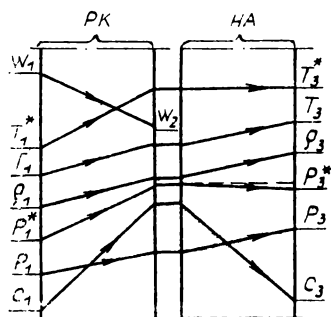


Рис. 2.5. Изменение параметров потока в ступени осевого компрессора

полной T_2^* . В направляющем аппарате абсолютная скорость уменьшается, что ведет к росту статического давления. При этом давление торможения из-за наличия гидравлических потерь несколько снижается. Рост статического давления сопровождается ростом статической температуры. Полное же значение температуры на лопатках направляющего аппарата остается неизменным.

2.3. РАБОТА СЖАТИЯ И КПД СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

На основании уравнения моментов количества движения применительно к ступени компрессора нами было получено выражение для удельной теоретической работы $L_u = u \Delta w_u$. Фактически это работа, которая подводится к единице массы воздуха в межлопаточных каналах (так называемая окружная работа).

Однако работа, которая требуется для сжатия $L_{ст}$, больше на величину потерь, связанных с трением диска колеса о воздух ΔL_d и утечками воздуха в радиальный зазор $\Delta L_{зз}$.

Для ступеней современных компрессоров сумма $\Delta L_d + \Delta L_{зз}$ не превышает 1,5...2% от величины L_u [14], поэтому в расчетах обычно принимают $L_{ст} = L_u$. Это дает возможность ввести простое определение КПД ступени компрессора.

С этой целью изобразим процесс сжатия в ступени в координатах $p-v$ и $T-s$ (термодинамические диаграммы приведены на рис. 2.6): линия 1—3_s — сжатие без потерь; линия 1—3 — действительный процесс сжатия. Причем линия 1—2 — сжатие в рабочем колесе, а 2—3 — в направляющем аппарате.

Известно, что в действительном процессе сжатия в комп-

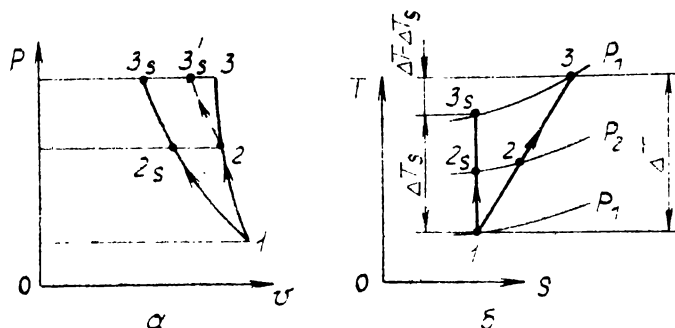


Рис. 2.6. Изображение процесса сжатия в ступени осевого компрессора: а—в $p-v$ -диаграмме; б—в $T-s$ -диаграмме

ресурсе происходят дополнительные затраты энергии, связанные с преодолением гидравлических потерь (трение воздуха о стенки проточной части; взаимное трение слоев потока, движущихся с разными скоростями; вихревое движение частиц воздуха; изменение направления скорости потока). Все гидравлические потери ΔL_r превращаются в теплоту, которая передается сжимаемому воздуху, при этом для сжатия более нагретого воздуха требуются дополнительные затраты энергии ΔL_v . Чем меньше гидравлические потери, тем меньше дополнительный подогрев потока (следовательно, тем меньше разница $\Delta T - \Delta T_s$).

Отношение изэнтропического подогрева воздуха в ступени ($\Delta T_s = T_{3s} - T_1$) к действительному подогреву ($\Delta T = T_3 - T_1$) называют изэнтропическим КПД ступени. Его определяют по статическим параметрам:

$$\eta_{ст} = \Delta T_s / \Delta T. \quad (2.1)$$

Изэнтропический КПД характеризует термодинамическое совершенство ступени.

Умножим числитель и знаменатель правой части полученного уравнения на $kR/(k-1)$, т. е. на c_p :

$$\eta_{ст} = \frac{kR(T_{3s} - T_1)/(k-1)}{c_p(T_3 - T_1)} = \frac{L_{сст}}{i_3 - i_1}. \quad (2.2)$$

В уравнение входят значения энтальпии потока, поэтому целесообразно рассмотреть процесс сжатия в координатах $i - s$ (рис. 2.7). В этой диаграмме все энергетические величины изображаются вертикальными отрезками. В частности, отрезок $1-3_s$ — работа изэнтропического сжатия; $1-3$ — работа действительного сжатия. Тогда, полагая $c_3 \approx c_1$, получим $i_{3s} - i_1 = L_s$ и $i_3 - i_1 = L_{ст}$. Разница $L_{ст} - L_s = (i_3 - i_1) - (i_{3s} - i_1) = \Delta L_r + \Delta L_v$ представляет собой суммарные потери энергии в ступени при наличии трения. Если в уравнении (2.2) заменить $(i_3 - i_1)$ на $L_{ст}$, получим (с учетом $L_{ст} = L_u$)

$$\eta_{ст} = L_{сст} / L_{ст} \approx L_{сст} / L_u. \quad (2.3)$$

При расчетах компрессора можно использовать параметры заторможенного потока (рис. 2.8), тогда КПД ступени будет иметь такой вид:

$$\eta_{ст}^* = (T_{3s}^* - T_1^*) / (T_3^* - T_1^*). \quad (2.4)$$

Это уравнение удобно в том отношении, что позволяет определять КПД по температурам T_1^* и T_3^* , измеренным с помощью термопар, установленных в потоке.

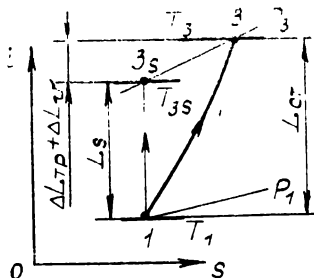


Рис. 2.7. Изображение процесса сжатия в ступени осевого компрессора в i - s -диаграмме

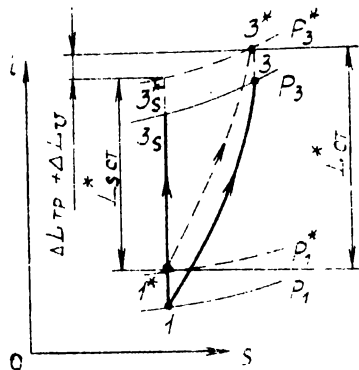


Рис. 2.8. Процесс сжатия в i - s -диаграмме в параметрах торможения ($c_1 = c_3$)

Отметим, что с учетом $c_1 \approx c_3$ и слабого изменения теплоемкости воздуха в ступени (не в компрессоре) $L_{сг*} \approx L_{сг}$, $L_{сг*} \approx L_{сг}$ и $\eta_{сг*} \approx \eta_{сг}$ (с точностью до 1%). У современных ГТД $\eta_{сг} = 0,86 \dots 0,92$, т. е. ступени аэродинамически совершенны. Выражение (2.4) можно привести к виду

$$\eta_{сг*} = \frac{T_{3s*}/T_1^* - 1}{T_3^*/T_1^* - 1} = \frac{(p_3^*/p_1^*)^{(k-1)/k} - 1}{T_3^*/T_1^* - 1}. \quad (2.5)$$

Последнее выражение позволяет вычислить $\eta_{сг*}$ по измеренным давлениям и температурам на входе в ступень и выходе из нее, что обусловило его широкое применение в экспериментальной практике.

2.4. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ

Основные параметры ступени принято условно разделять на три группы: геометрические, кинематические и энергетические (или термодинамические).

Геометрические параметры ступени показаны на рис. 2.9. Характерными размерами ступени в любом контрольном сечении являются: наружный (периферийный) диаметр D_k ; втулочный диаметр $D_{вт}$; средний диаметр $D_{ср} = (D_k + D_{вт})/2$; высота лопаток $h_l = (D_k - D_{вт})/2$; ширина венца $S_{рк}$ и $S_{на}$, а также величина осевого зазора δ_0 , определяемые на текущем радиусе r ; радиальный зазор δr между наружным диаметром рабочего колеса и диаметром статора.

В практике расчетов широко пользуются относительными

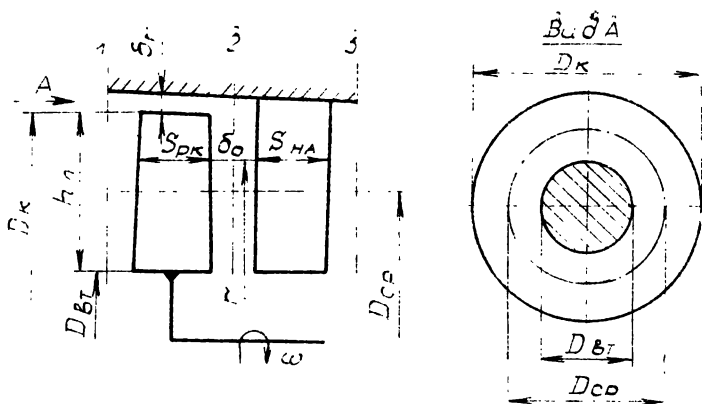


Рис. 2.9. Основные геометрические параметры ступени осевого компрессора

геометрическими параметрами. В частности, относительная высота лопаток характеризуется относительным диаметром втулки $\bar{d}_{вт} = D_{вт}/D_k$ (на первых ступенях $\bar{d}_{вт} = 0,35 \dots 0,50$, на последних — $\bar{d}_{вт} = 0,8 \dots 0,90$). Уменьшение $\bar{d}_{вт}$ ниже $0,30 \dots 0,35$ не имеет смысла, так как площадь проходного сечения при этом увеличивается незначительно, а размещение лопаток на диске усложняется.

Удлинение лопаток определяется как отношение $\bar{h}_л = h_л/S_{ср}$. Для первых ступеней $\bar{h}_л \approx 3,5 \dots 4,5$, для последних — $\bar{h}_л = 1 \dots 2$, так как последние ступени передают работу более нагретому воздуху.

Кинематические параметры могут быть наглядно представлены планом скоростей.

В качестве наиболее характерного параметра принимается окружная скорость на периферийном диаметре рабочего колеса во входном сечении $u_{1к}$, которая во многом определяет величину $L_{ст}$ и других важнейших параметров. Для современных компрессоров $u_{1к} = 300 \dots 600$ м/с. Дальнейшее увеличение $u_{1к}$ ограничено прочностью лопаток и диска.

Очень важным параметром ступени является осевая составляющая скорости $c_{1а}$, так как от ее величины зависит расход воздуха через компрессор при выбранной площади входа F_1 . Казалось бы, что с этой точки зрения необходимо принимать $c_{1а}$ близкой к скорости звука, когда максимальная плотность тока ($c_{1а} \rho$).

Но два обстоятельства против такого выбора:

плотность тока на больших дозвуковых скоростях изменяется очень медленно: так, с изменением $c_{1а}$ от $0,7 a_1$, до $c_{1а} = a_1$

плотность тока увеличивается только на 8% [3, 14]; при $c_{1a}=u_1$ величина w_1 становится значительно больше скорости звука, что сопровождается резким увеличением потерь энергии.

Для первых ступеней рекомендуется принимать $c_{1a} = 180...230$ м/с, для последних — $110...140$ м/с [7]. Следует обратить внимание на то, что c_{1a} необходимо снижать от входа к выходу. Важным параметром является коэффициент расхода $\bar{c}_a = c_a/u_k$. Практика показала, что профиль лопатки рабочего колеса технологичен, если $\bar{c}_a = 0,4...0,8$.

Величины c_a и u_k определяют скорости набегания газа на входные кромки рабочих и направляющих лопаток. Именно w_1 и c_2 являются наибольшими скоростями, возникающими в ступени. Поэтому в качестве характерных параметров принимают приведенную скорость

$$\lambda_{w1} = w_1/18,32 \sqrt{T_{w1}^*}, \quad (2.6)$$

где $T_{w1}^* = T_1 + w_1^2/2c_p$, и приведенную скорость

$$\lambda_{w3} = w_1/18,32 \sqrt{T_{c2}^*}, \quad (2.7)$$

где $T_{c2}^* = T_2 + c_2^2/2c_p$.

В зависимости от величины приведенных скоростей различают ступени: дозвуковые, если $\lambda_{w1} < 0,9$ и $\lambda_{c2} < 0,9$; трансзвуковые, если $\lambda_{w1} = 0,95...1,1$ или $\lambda_{c2} = 0,95...1,1$; сверхзвуковые, если $\lambda_{w1} = 1,1...1,35$ или $\lambda_{c2} = 1,1...1,25$. При данном значении u_k величина работы, переданной 1 кг потока, может быть различной. Степень использования окружной скорости при передаче воздуху работы оценивают коэффициентом затраченного напора

$$H_z = L_{ст}/u_{1k}^2, \quad H_z = 0,20...0,35. \quad (2.8)$$

Отношение изоэнтروпической работы сжатия в ступени к u_{1k}^2 называют коэффициентом изоэнтропического напора:

$$H_s = L_{ст}/u_{1k}^2. \quad (2.9)$$

Если в формуле $\eta_{ст} = L_{ст}/L_{ст}$ заменить значения $L_{ст}$ и $L_{ст}$ из (2.8) и (2.9), получим

$$\eta_{ст} = H_s/H_z. \quad (2.10)$$

Окружная скорость по радиусу рабочих лопаток может изменяться в значительных пределах, поэтому часто пользуются безразмерным отношением

$$\mu = L_{ст}/u_{ср}^2, \quad (2.11)$$

где коэффициент нагрузки ступени μ принимает значения в диапазоне $0,25...0,7$.

Энергетические параметры ступени: работа сжатия $L_{ст}$; сте-

пень повышения давления $\pi_{ст}$; КПД ступени $\eta_{ст}$; степень реактивности $\rho_{ст}$.

Параметр $L_{ст}$ зависит от типа ступени, его величина может меняться от 15 до 45 кДж/кг. Степень повышения давления $\pi_{ст}$ также зависит от типа ступени и может принимать значения 1,15...1,75. При этом большие значения $\pi_{ст}$ соответствуют более высоким λ_{w1} и λ_{c2} . КПД ступени $\eta_{ст}$, наоборот, тем меньше, чем больше λ_{w1} и λ_{c2} .

Как уже отмечалось, у современных компрессоров $\eta_{ст} = 0,86...0,92$. Степень реактивности $\rho_{ст}$ оценивает распределение работы сжатия между рабочим колесом и направляющим аппаратом:

$$\rho_{ст} = \frac{L_{спк}}{L_{ст}} = \frac{i_{2s}-i_1}{i_{3s}-i_1}. \quad (1.12)$$

Часто [2, 3] выражение (2.12) без большой погрешности заменяют отношением

$$\rho_{ст} = \frac{L_{рк}}{L_{ст}} = \frac{i_2-i_1}{i_3-i_1}. \quad (2.13)$$

Запишем на основании (1.3) уравнение сохранения энергии для рабочего колеса и ступени в целом:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_{ст} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \text{ или } L_{ст} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

тогда

$$i_2 - i_1 = L_{ст} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_{ст} = i_3 + \frac{c_3^2}{2} \text{ или } L_{ст} = (i_3 - i_1) + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2},$$

откуда

$$i_3 - i_1 = L_{ст} - \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}.$$

Согласно (2.13)

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ст} - 0,5(c_2^2 - c_1^2)}{L_{ст} - 0,5(c_3^2 - c_1^2)}.$$

Полагая $c_1 = c_3$ и $c_{1a} = c_{2a}$, получаем

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ст} - 0,5(c_{2u}^2 - c_{1u}^2)}{L_{ст}} = 1 - \frac{0,5(c_{2u} - c_{1u})(c_{2u} + c_{1u})}{u \Delta w_u}$$

или

$$\rho_{ст} = 1 - \frac{c_{2u} + c_{1u}}{2u}. \quad (2.14)$$

Но $c_{2u} = c_{1u} + \Delta c_u$, тогда выражение для $\rho_{ст}$ можно записать так:

$$\rho_{ст} = 1 - \frac{c_{1u}}{u} - \frac{\Delta c_u}{2u}. \quad (2.15)$$

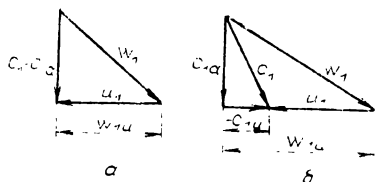


Рис. 2.10. К вопросу о влиянии предварительной закрутки потока: а — без закрутки; б — закрутка против вращения

Для сравнения на рис. 2.10,а изображен треугольник для случая осевого входа ($c_{1u} = 0$), а на рис. 2.10,б — треугольник с закруткой ($-c_{1u}$). При наличии отрицательной закрутки и $u = \text{const}$ существенно возрастает величина w_1 , а следовательно, w_{1u} и $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$. В результате увеличивается $L_{ст} = u \Delta w_u$. Однако при этом возрастает λ_{w1} , что может привести к интенсивному росту потерь.

Рассмотрим закрутку по вращению колеса.

Для сравнения на рис. 2.11 приведены треугольники с осе-

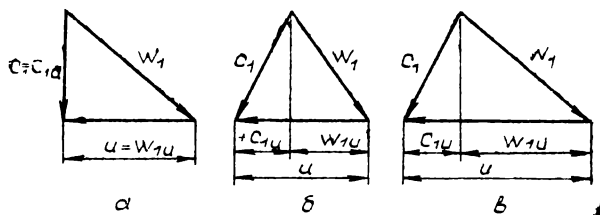


Рис. 2.11. К вопросу о влиянии предварительной закрутки в сторону вращения колеса

вым входом (а) и с закруткой (б), (в). При закрутке $+c_{1u}$ и $u = \text{const}$ существенно уменьшается λ_{w1} , а также w_{1u} , что сопровождается снижением $L_{ст} = u \Delta w_u$. Если же сохранить величину w_1 на прежнем уровне (как и при осевом входе), то можно существенно увеличить u (рис. 2.11,в), а значит и $L_{ст}$. Таким образом, положительную закрутку в направлении вращения колеса можно выполнять для уменьшения Δw_1 при $u = \text{const}$ или для увеличения $L_{ст}$ при условии сохранения λ_{w1} .

Согласно формуле (2.15) предварительная закрутка изменяет $\rho_{ст}$, т. е. распределение работы сжатия между рабочим колесом и направляющим аппаратом.

Для осуществления предварительной закрутки потока на входе в первое рабочее колесо перед ним необходимо устанавливать входной направляющий аппарат.

Как видно, $\rho_{ст}$ зависит от величины c_{1u} , т. е. окружной составляющей абсолютной скорости перед входом на рабочие лопатки. c_{1u} называют предварительной закруткой. Она может осуществляться в сторону вращения ($+c_{1u}$) или против вращения ($-c_{1u}$).

Рассмотрим вначале закрутку против вращения колеса (рис. 2.10,б).

2.5. УСЛОВИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ СТУПЕНЕЙ, РАСПОЛОЖЕННЫХ НА РАЗЛИЧНЫХ РАДИУСАХ

Все предыдущие рассуждения о рабочем процессе ступени осевого компрессора проводились для элементарной ступени, т. е. для двухмерной модели. Действительная ступень представляет собой совокупность бесконечно большого числа элементарных ступеней. Рассмотрим принципиальные отличия в рабочем процессе элементарных ступеней на различных радиусах. Для этого в ступени компрессора (рис. 2.12) выделим три радиуса ($r_{вт}$, $r_{ср}$ и r_k) и построим для них треугольники скоростей на входе в рабочее колесо.

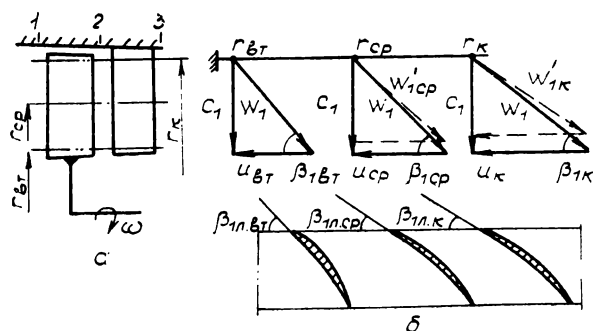


Рис. 2.12. Условия работы элементарных ступеней на различных радиусах: а—схема ступени; б—план скоростей в элементарной ступени

Как следует из рис. 2.12,б, с увеличением радиуса, на котором расположена элементарная ступень, возрастает окружная скорость $u = r\omega$. Если в первом приближении предположить, что скорость C_1 на входе в лопатки по радиусу не изменяется, то увеличение u вызывает уменьшение угла β_1 , т. е. этот угол уменьшается от корня к концу лопаток. Чтобы иметь оптимальный угол атаки по всей длине лопатки, надо уменьшить лопаточные углы от втулки к периферии (см. рис. 2.12,б).

В действительности величина скорости C_1 может быть одинаковой по высоте лопатки только перед рабочим колесом первой ступени. Перед рабочим колесом любой другой ступени абсолютная скорость C_1 уменьшается от втулки к периферии лопаток. Это происходит даже в том случае, когда C_1 перед рабочим колесом имеет осевое направление, т. е. даже тогда, когда поток перед входом в рабочее колесо не имеет закрутки и нет центробежных сил в зазоре. Дело в том, что в предыдущей ре-

шетке имела место окружная составляющая скорости и, следовательно, наблюдалось действие центробежных сил, которое вызвало рост давления к периферии.

В зазоре за решеткой, перед следующим рабочим колесом, на периферии лопаток повышенное давление сохраняется. В зазоре работа к потоку не подводится (потери пренебрегаем), поэтому рост давления к периферии лопаток обуславливает снижение величины абсолютной скорости потока. Следовательно, углы β_1 от втулки лопатки к ее концу уменьшаются значительно (см. пунктирные линии на рис. 2.12,б), чем при учете влияния изменения только величины u . В связи с этим для обеспечения оптимального угла атаки по всей высоте лопаток угол $\beta_{1л}$ надо соответственно уменьшать от втулки к концу лопаток.

Таким образом, для достижения высокого КПД ступени необходимо учитывать ее работу в условиях трехмерного потока. В частности, стараются спроектировать ступень так, чтобы течение в ней происходило по цилиндрическим коаксиальным поверхностям (тогда $c_r=0$), что может быть реализовано при условии (см. уравнение (1.3))

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}, \quad (2.16)$$

которое означает, что слоистое течение возможно при наличии роста давления от втулки к периферии лопаток.

Чтобы установить изменение скорости потока по высоте лопаток, надо исключить величину давления из выражения (2.16). Связь между скоростью и давлением дает уравнение Бернулли. Для струйки тока в зазоре ($L=0$), пренебрегая потерями ($L_r=0$), это уравнение можно записать так:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = 0.$$

Здесь индексы 1 и 2 соответствуют входу в осевой зазор и выходу из него. В такой форме оно справедливо только вдоль поверхности (струйки) тока. Однако если принять допущение, что процесс изменения состояния для всех поверхностей (струек) тока протекает по одной и той же политропе, то уравнение можно почленно продифференцировать по радиусу:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} = 0. \quad (2.17)$$

Заменив значение dp/dr из выражения (2.16), получим

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr} = 0. \quad (2.18)$$

Поскольку $c^2 = c_a^2 + c_u^2$, то

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dc_u^2}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc_a^2}{dr} = 0. \quad (2.19)$$

Последнее уравнение дает связь между скоростью потока в элементарной ступени и радиусом, на котором ступень расположена. Но в него входят две неизвестные величины — c_u и c_a . Поэтому для его решения одна из переменных должна быть задана.

В лопаточных машинах обычно задаются изменением c_u вдоль радиуса, т. е. функцией $c_u = f(r)$. Такие зависимости называют законами закрутки. Принятый закон закрутки определяет распределение параметров потока вдоль радиуса лопатки. Желаемое распределение параметров по высоте лопатки является критерием для проектировщика при выборе закона закрутки.

Чаще всего используют: закон постоянной циркуляции ($c_{ur} = \text{const}$), закон постоянной реактивности ($p = \text{const}$), закон твердого тела ($c_u/r = \text{const}$). Рассмотрим первые два закона.

2.6. СТУПЕНЬ С ПОСТОЯННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Для осевых ступеней компрессора зависимость $c_u = f(r)$ наиболее часто задают в виде $c_{ur} = \text{const}$. Этот закон называется законом свободного вихря.

Вспомним некоторые понятия из гидрогазодинамики и математики. Безвихревой поток является потенциальным [13]. Вектор, являющийся градиентом некоторого скаляра, называют потенциальным вектором. Потенциальные векторы обладают особым, характеризующим их свойством, связанным с понятием линейного интеграла вектора вдоль некоторой кривой. Линейный интеграл вектора по замкнутой кривой определяет циркуляцию вектора по этой кривой.

Из гидрогазодинамики известно, что закон $c_{ur} = \text{const}$ определяет условие безвихревого течения, когда внутреннее трение между отдельными слоями газа отсутствует. Надо ожидать, что в этом случае меньше потери энергии, а следовательно, и более высокий КПД ступени по сравнению с другими законами изменения величины c_u по радиусу.

Если при законе $c_{ur} = \text{const}$ вычислить циркуляцию скорости вокруг любой замкнутой окружности радиуса r (причем ось окружности совпадает с осью колеса) с помощью выражения

$\Gamma = \int_0^{2\pi} c_u r d\Theta = c_{ur} 2\pi$, то при условии, что $c_{ur} = \text{const}$, величина циркуляции Γ не зависит от r .

Ступени, спроектированные по закону свободного вихря, называются ступенями с постоянной циркуляцией. Рассмотрим изменение параметров потока и его кинематику вдоль радиуса лопатки при законе $\Gamma = \text{const}$. В этом случае $c_{1u}r = \text{const}$ и $c_{2u}r = \text{const}$, т. е. окружные составляющие перед рабочим колесом и за ним изменяются обратно пропорционально радиусу.

Оценим изменение L_u вдоль радиуса:

$$L_u = u(c_{2u} - c_{1u}) = \omega r(c_{2u} - c_{1u}) = \omega(c_{2u}r - c_{1u}r). \quad (2.20)$$

Но ($c_{1u}r = \text{const}$ и $c_{2u}r = \text{const}$, тогда и $L_u = \text{const}$, т. е. на всех радиусах колесо сообщает воздуху одну и ту же энергию. Из уравнения (2.20) однозначно следует, что с увеличением r закрутка $\Delta \omega_u = c_{2u} - c_{1u}$ уменьшается.

Если в уравнение (2.19) подставить $c_u = \text{const}/r$, то получим $dc_u^2/dr = 0$, т. е.

$$c_{1a} = \text{const} \quad \text{и} \quad c_{2a} = \text{const}. \quad (2.21)$$

Отсюда можно сделать вывод, что при законе $\Gamma = \text{const}$ осевые составляющие вдоль радиуса не изменяются.

Таким образом, имея треугольники скоростей на одном радиусе, можно построить треугольники на любом другом радиусе.

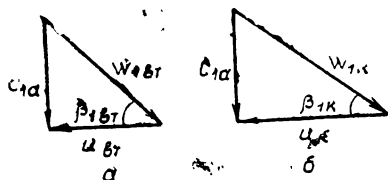


Рис. 2.13. Изменение угла β_1 вдоль высоты лопатки при законе $c_u r = \text{const}$: а — втулочное сечение; б — периферийное

Чтобы установить характер изменения величин скоростей и углов обтекания рабочих и направляющих лопаток, рассмотрим вначале треугольники на входе в рабочее колесо при условии осевого входа, т. е. $c_{1u} = 0$ (закон $c_u r = \text{const}$ при этом выдерживается). Треугольники, построенные для втулки и конца лопатки, приведены на рис. 2.13. Напомним,

что при этом $c_a = \text{const}$. Так как $u_k > u_{вт}$, то $w_{1к} > w_{1вт}$, а $\beta_{1к} < \beta_{1вт}$. Следовательно, для сохранения оптимального угла атаки надо угол $\beta_{1л}$ уменьшать от втулки к периферии. Если же есть предварительная закрутка, то от втулки к концу лопатки величина c_{1u} уменьшается (так как $c_u r = \text{const}$), т. е. $c_{1увт} > c_{1ук}$.

Построим для этого случая треугольники скоростей на входе в колесо (см. рис. 2.14). Из рисунка видно, что уменьшение $+c_{1u}$ к концу лопаток также приводит к уменьшению β_1 от втулки к периферии лопаток. При этом интенсивно растет и величина w_1 к концу лопаток. Следовательно, для сохранения

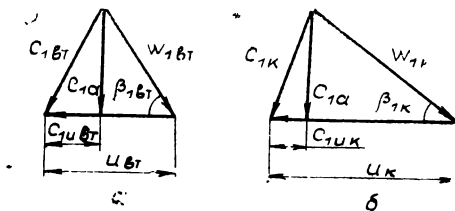


Рис. 2.14. Изменение закрутки c_u вдоль высоты лопатки при законе $c_u r = \text{const}$: а — втулка; б — периферия

оптимального угла атаки от втулки к периферии необходимо большее, чем без закрутки, снижение угла $\beta_{1л}$. Отметим, что рост w_1 к концу лопаток может привести к недопустимо большому значению λ_{w1} .

Теперь проследим характер изменения w_2 и c_2 по высоте лопаток при законе профилирования $\Gamma = \text{const}$ (рис. 2.15).

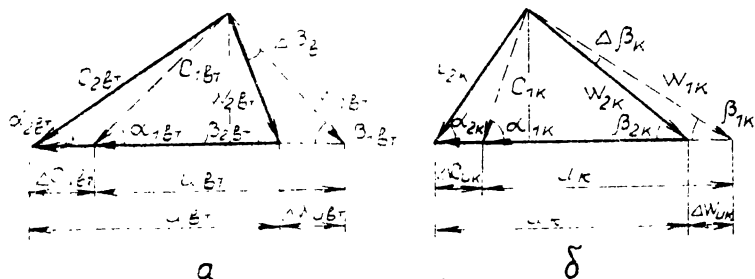


Рис. 2.15. Изменение планов скоростей вдоль высоты лопатки при законе $c_u r = \text{const}$: а — втулка; б — периферия

Как уже отмечалось, в этом случае величина закрутки потока Δw_u к периферии лопаток уменьшается, т. е. угол поворота потока в решетке рабочего колеса снижается к периферии: $\Delta \beta_k < \Delta \beta_{вт}$. Так как окружная составляющая скорости c_{2u} к периферии убывает, то при сохранении постоянной составляющей скорости c_{2a} угол $\alpha_2 = \arctg(c_{2a}/c_{2u})$ к периферии возрастает, т. е. $\alpha_{2к} > \alpha_{2вт}$. Следовательно, для сохранения оптимального угла атаки направляющих лопаток угол α_2 надо увеличивать от втулки к периферии. На рис. 2.16 показан вид сверху на лопатки рабочего колеса (а) и на лопатки направляющего аппарата (б) при законе их профилирования по высоте $\Gamma = \text{const}$.

Рассмотрим характер изменения степени реактивности $\rho_{ст}$ по высоте лопатки при законе $\Gamma = \text{const}$. Согласно уравнению (2.15) $\rho_{ст} = 1 - (c_{1u}/u) - (\Delta c_u/2u)$ увеличение $+c_{1u}$ и Δc_u к корню

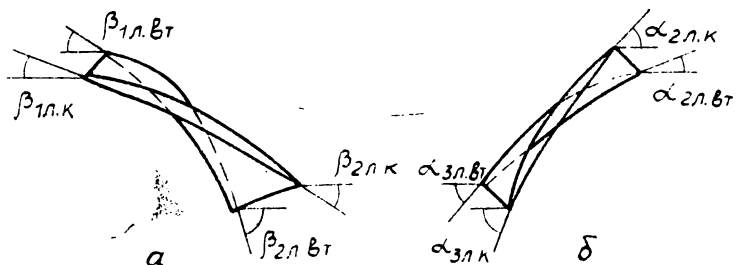


Рис. 2.16. Изменение формы пера лопатки РК и НА при законе $c_u r = \text{const}$: а—перо лопатки РК; б—перо лопатки НА

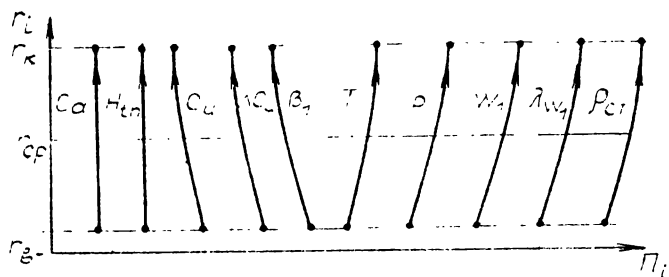


Рис. 2.17. Схема изменения основных параметров потока по радиусу при законе $c_u r = \text{const}$.

лопатки приводит к уменьшению степени реактивности. При достаточно длинных лопатках у корня может оказаться отрицательная величина $\rho_{ст}$, а это значит, что в рабочем колесе происходит не повышение давления, а его снижение. Понятно, что такая ступень будет иметь низкий КПД.

На рис. 2.17 приведена схема изменения основных параметров потока по радиусу при законе профилирования $\Gamma = \text{const}$.

Закон профилирования $\Gamma = \text{const}$ имеет следующие преимущества: 1) отсутствие внутреннего трения между отдельными слоями газа, а отсюда высокий $\eta_{ст}$; 2) возможность выполнения конструкции без входного направляющего аппарата (так как допустим осевой вход).

Недостатки закона: 1) интенсивное возрастание w_1 к концу лопаток из-за уменьшения c_{1u} , что при длинных лопатках может привести к сверхзвуковому обтеканию лопаток на периферии ($\lambda_{w1} < 1$); 2) повышенные утечки в радиальный зазор, вызванные ростом степени реактивности к периферии лопаток; 3) возможность появления отрицательных значений степени реактивности у корня лопаток; 4) сложность изготовления лопатки, так как ее перо получается сильно закрученным.

Эти недостатки особенно сильно проявляются на относительно длинных лопатках, у которых $\bar{d}_{вт} = D_{вт}/D_k < 0,5$. Поэтому обычно для лопаток первых ступеней компрессоров применяют другие законы закрутки, а закон $\Gamma = \text{const}$ используют для профилирования средних и последних ступеней при $\bar{d}_{вт} \geq 0,6$.

2.7. СТУПЕНЬ С ПОСТОЯННОЙ РЕАКТИВНОСТЬЮ

Итак, было установлено, что основными недостатками профилирования по закону $\Gamma = \text{const}$ являются большие значения ω_1 на периферии лопаток и вероятность возникновения отрицательных значений $\rho_{ст}$ у втулки.

Скорость ω_1 к концу лопаток можно уменьшить, если выполнить предварительную закрутку потока, увеличив c_{1u} от корня лопатки к периферии. На рис. 2.18 показано, как увеличение закрутки c_{1u} уменьшает ω_1 при условии $u = \text{const}$. Следовательно, для снижения скорости ω_1 к концевой части лопаток надо иметь закон профилирования, при котором c_{1u} увеличивается к периферии.

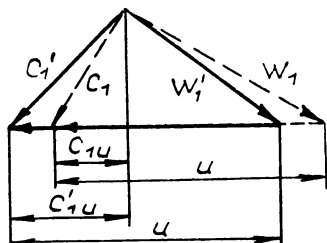


Рис. 2.18. К вопросу о влиянии c_{1u} на величину ω_1

При таком законе не будет и уменьшения $\rho_{ст}$ к корню лопаток:

$$\rho_{ст} = 1 - (c_{1u}/u) - (\Delta w_u/2u).$$

С целью уменьшения энергомассообмена между слоями газа, движущегося по ступени, целесообразно на всех радиусах сообщать воздуху одну и ту же энергию, т. е. реализовать условие $L_u = \text{const}$.

Наиболее распространенной ступенью, где c_{1u} увеличивается от втулки к периферии лопаток при $L_u = \text{const}$, является ступень с законом профилирования $\rho_{ст} = \text{const}$.

Для выполнения закона $\rho_{ст} = \text{const}$ должны быть выполнены два условия: $L_u = u \Delta w_u = \text{const}$ и $\rho_{ст} = 1 - (c_{1u}/u) - (\Delta w_u/2u) = \text{const}$.

Решим эти два уравнения относительно c_{1u} и c_{2u} :

$$c_{1u} = u(1 - \rho_{ст}) - \frac{\Delta w_u u}{2u}$$

или
$$c_{1u} = u(1 - \rho_{ст}) - \frac{L_u}{2u}; \quad (2.22)$$

или
$$\begin{aligned} \Delta w_u &= \Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}, \text{ откуда } c_{2u} = c_{1u} + \Delta w_u \\ c_{2u} &= u(1 - \rho_{ст}) - (L_u/2u) + \Delta w_u = \\ &= u(1 - \rho_{ст}) - (L_u - 2 \Delta w_u u)/2u. \end{aligned}$$

И окончательно

$$c_{2u} = u(1 - \rho_{ст}) + (L_u/2 u). \quad (2.23)$$

Из уравнения (2.22) следует, что при $\rho_{ст} = \text{const}$ и $L_u = \text{const}$ с увеличением радиуса c_{1u} увеличивается.

Как было доказано ранее, в ступени давление растет по радиусу к периферии, а значит, снижается величина абсолютной скорости потока. Поэтому в случае увеличения окружной составляющей c_u к периферии осевая составляющая c_a неизбежно будет уменьшаться. Чтобы найти закон изменения c_a по радиусу (т. е. законы изменения c_{1a} и c_{2a}), нужно в уравнение (2.19) подставить c_{1u} и c_{2u} из выражений (2.22) и (2.23). Тогда для c_{1a} получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dc_{1a}^2}{dr} = 2(1 - \rho_{ст}) \frac{L_u}{r} - 4\omega^2(1 - \rho_{ст})^2 r.$$

Проинтегрировав это уравнение вдоль радиуса и определив константу интегрирования по значению c_a на $r_{ср}$, получим

$$c_{1a} = \sqrt{c_{2a\text{ср}}^2 - 2(1 - \rho_{ст})^2(u^2 - u_{ср}^2) + 2(1 - \rho_{ст})L_u \ln(r/r_{ср})}$$

Аналогично за колесом

$$c_{2a} = \sqrt{c_{2a\text{ср}}^2 - 2(1 - \rho_{ст})^2(u^2 - u_{ср}^2) - 2(1 - \rho_{ст})L_u \ln(r/r_{ср})}.$$

В реальных ступенях из-за нецилиндричности поверхностей тока разница в величинах c_{1a} и c_{2a} меньше, чем по полученным формулам. Поэтому в расчетах можно принять осевые скорости перед колесом и за ним равными среднему значению величин c_{1a} и c_{2a} (из расчета по указанным выше формулам), т. е.

$$c_a = \sqrt{c_{a\text{ср}}^2 - 2(1 - \rho_{ст})^2(u^2 - u_{ср}^2)}. \quad (2.24)$$

Из выражения (2.24) следует, что при $\rho_{ст} = \text{const}$ величина c_a интенсивно уменьшается от корня к периферии лопаток.

На рис. 2.19 приведена схема изменения основных параметров потока по радиусу при законе профилирования $\rho_{ст} = \text{const}$. Для сравнения на схеме пунктирной линией показано изменение соответствующего параметра при законе $\Gamma = \text{const}$.

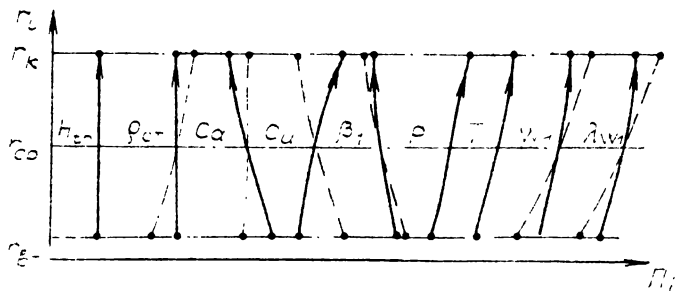


Рис. 2,19, Схема изменения параметров потока по радиусу при законе $\rho = \text{const}$

Обратим внимание, что снижение c_{1u} к корню лопатки при законе $\rho_{ст} = \text{const}$ обуславливает менее интенсивное изменение угла β_1 по длине лопатки, т. е. перо лопатки менее закручено, а следовательно, более технологично. Основным недостатком ступени с $\rho_{ст} = \text{const}$ является обязательное наличие входного направляющего аппарата, обеспечивающего заданное изменение c_{1u} по высоте лопаток.

Ступени с $\rho_{ст} = \text{const}$ и близкие к ним по характеру изменения c_{1u} по радиусу (например, по закону твердого тела $c_u/r = \text{const}$) широко применяются в компрессорах ГТД, особенно в первых ступенях.

2.8. ТЕОРЕМА ЖУКОВСКОГО В ПРИМЕНЕНИИ К ДВИЖЕНИЮ ГАЗА В РЕШЕТКЕ

Величина энергии, передаваемой воздуху, при его движении по решетке, определяется не только частотой вращения и величиной диаметра решетки, но и зависит от параметров последней. Действительно, $L_u = u \Delta \omega_u$, а $\Delta \omega_u$ зависит от угла поворота в решетке $\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1$, который определяет не только L_u , но и L_r , т. е. потери энергии при течении газа по решетке. Если с целью увеличения $\Delta \beta$ уменьшить β_1 , то может произойти интенсивный рост L_r из-за срыва на входной кромке лопатки (рис. 2.20). Энергию, передаваемую газу, можно увеличить за счет роста u и $\Delta \omega_u$, при этом увеличивается сила воздействия лопаток на поток. Формулы (1.18) и (1.19) устанавливают

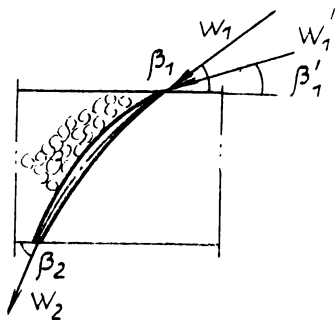


Рис. 2.20. К вопросу о влиянии угла β_1 на величину потерь энергии

связь между силами действия газа на лопатки в окружном R_u и осевом R_a направлениях и составляющими относительной (или абсолютной) скорости на входе в решетку и выходе из нее. Фактически это связь R_u и R_a с u и $\Delta \omega_u$.

Теперь найдем зависимость R_u и R_a от плотности газа ρ и шага решетки (числа лопаток). С этой целью для решетки профилей запишем уравнение Бернулли в относительном движении:

$$L_{PK(w)} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} + L_r.$$

Предположим, что $c_a = w_a = \text{const}$, а решетка профилей обтекается идеальным несжимаемым газом. В этом случае

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}. \quad (2.25)$$

Преобразуем правую часть выражения (2.25):

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u}).$$

Согласно рис. 2.21 $w_{1u} + w_{2u} = 2 w_{mu}$ и $w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$, где w_{mu} — окружная составляющая вектора среднегеометрической скорости.

Тогда из уравнения (2.25) следует

$$p_2 - p_1 = \rho w_{mu} \Delta w_u. \quad (2.26)$$

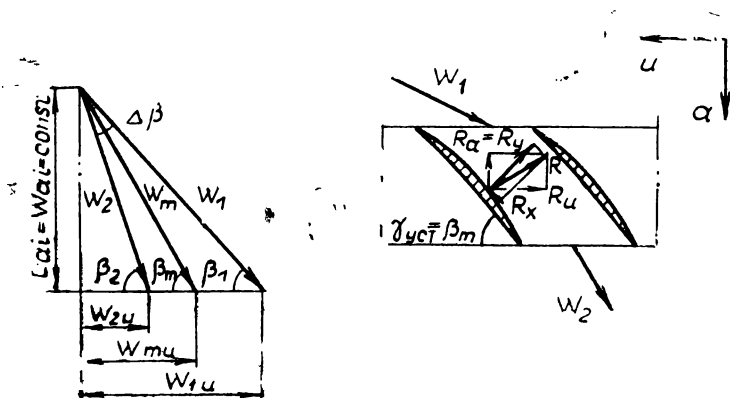


Рис. 2.21. К определению усилий, действующих на профиль со стороны потока

Полагая радиальную протяженность решетки равной единице, величину массового расхода через один канал решетки представим выражением

$$\Delta G = \rho c_a t. \quad (2.27)$$

С учетом (2.26) и (2.27) при условии $c_a = w_a = \text{const}$ выражения для R_a и R_u примут вид

$$\begin{cases} R_u = G (w_{1u} - w_{2u}) = \rho t c_a \Delta w_u; \\ R_a = (p_1 - p_2) t + G (w_{1a} - w_{2a}) = \rho t w_{mu} \Delta w_u. \end{cases} \quad (2.28)$$

Полная сила P действия газа на лопатку

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{R_u^2 + R_a^2} = \sqrt{\rho^2 t^2 c_a^2 \Delta w_u^2 + \rho^2 t^2 w_{mu}^2 \Delta w_u^2} = \\ &= \rho t \Delta w_u \sqrt{c_a^2 + w_{mu}^2} = \rho t \Delta w_u w_m = \rho w_m t \Delta w_u = \rho w_m \Gamma, \end{aligned} \quad (2.29)$$

где $t \Delta w_u = \dot{\Gamma}$ — циркуляция скорости вокруг профиля. Эту силу R , действующую на профиль при его обтекании потоком газа, называют аэродинамической силой. Согласно уравнению (2.29) при обтекании решетки идеальной несжимаемой жидкостью аэродинамическая сила равна произведению плотности жидкости, модуля вектора среднегеометрической скорости обтекания и циркуляции скорости вокруг профиля. Это положение носит название теоремы Жуковского.

Б. С. Стечкин показал, что для случая сжимаемого невязкого газа формула (2.29) принимает вид

$$R = \rho_m w_m \Gamma, \quad (2.30)$$

где $\rho_m = \sqrt{\rho_1 \rho_2}$ — среднегеометрическое значение плотности.

При расчете осевого компрессора исходят из идеи взаимодействия лопатки с рабочим телом как аэродинамического профиля, обтекаемого потоком. При обтекании профиля реальным вязким газом появляются силы, которые оказывают влияние на величину и направление равнодействующей силы R . В аэродинамике равнодействующую сил давления и трения, действующую на профиль (т. е. аэродинамическую силу R), принято раскладывать на две составляющие R_y и R_x : R_y — подъемная сила, направленная перпендикулярно w_m ; R_x — сила лобового сопротивления, направленная параллельно w_m .

Экспериментально установлено, что

$$R_y = c_y \rho_m \frac{w_m^2}{2} b; \quad R_x = c_x \rho_m \frac{w_m^2}{2} b, \quad (2.31)$$

где b — хорда профиля; c_y — коэффициент подъемной силы; c_x — коэффициент сопротивления профиля в решетке.

С другой стороны, сила R может быть разложена на осевую и окружную составляющие (рис. 2.22), причем

$$R_y = R \cos \Theta. \quad (2.32)$$

Найдем связь между коэффициентами c_y и c_x и параметрами решетки. Для этого выражение

$$R = R_u / [\sin(\Theta + \beta_m)]$$

подставим в (2.32):

$$R_y = R_u \cos \Theta / [\sin(\Theta + \beta_m)],$$

а значения R_y и R_u заменим выражениями (2.31) и (2.28).

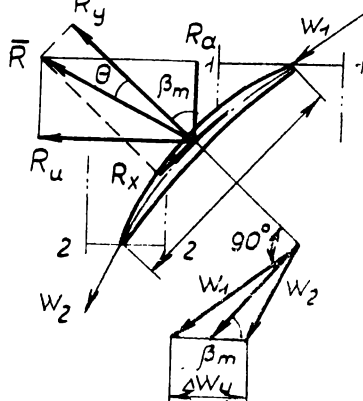


Рис. 2.22. К вопросу о подъемной силе профиля в решетке

В последнем выражении вместо ρ используем ρ_m , так как рассматриваем случай сжимаемого газа. В результате

$$c_y \rho_m \frac{\omega_m^2}{2} b = \frac{\rho_m t c_a \Delta \omega_u}{\sin(\Theta + \beta_m)} \cos \Theta \quad \text{и}$$

$$c_y \frac{b}{t} = \frac{2 c_a \Delta \omega_u \cos \Theta}{\sin(\Theta + \beta_m) \omega_m^2}.$$

Учитывая, что в компрессорах угол $\Theta = 3 \dots 5^\circ$, можно принять $\cos \Theta = 1$. Умножим и разделим правую часть последнего уравнения на c_a и запишем его в виде

$$c_y b/t = [2/\sin(\Theta + \beta_m)] (c_a/\omega_m) (\Delta \omega_u/c_a).$$

Учитывая, что $c_a/\omega_m = \sin \beta_m$, получаем

$$c_y b/t = [2 \sin^2 \beta_m / \sin(\Theta + \beta_m)] (\Delta \omega_u/c_a)$$

или

$$\Delta \omega_u/c_a = c_y (b/t) \sin(\Theta + \beta_m) / 2 \sin^2 \beta_m. \quad (2.33)$$

В (2.33) имеет место прямая зависимость между c_y , $\Delta \omega_u$ и b/t . Аналогично можно показать, что

$$L_r = c_x \frac{b}{t} \frac{\omega_m^2}{2 \sin \beta_m}. \quad (2.34)$$

В теории компрессоров сопротивление решетки оценивают не величиной c_x , а значениями ξ и σ , где $\sigma = p_2^*/p_1^*$ — коэффициент сохранения полного напора в решетке; ξ — коэффициент потерь в компрессорной решетке, равный

$$\xi = 2 L_r / \omega_1^2. \quad (2.35)$$

Величину $L_r = (p_1^* - p_2^*) \rho_1$ определяют экспериментально (потери уменьшают полный напор). В этом случае коэффициент потерь может быть найден из выражения

$$\xi = \frac{2 (p_1^* - p_2^*)}{\rho_1 \omega_1^2}. \quad (2.36)$$

Отметим, что при постоянном угле атаки в широком диапазоне изменения ω_1 коэффициент потерь в решетке ξ остается постоянным, так как потери практически пропорциональны квадрату скорости набегающего потока.

Все соотношения (2.33) — (2.36) в решетке рабочего колеса применимы к решетке направляющего аппарата, однако в этом случае необходимо рассматривать векторы скоростей в абсолютном движении.

2.9. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК

Основной рабочий элемент осевого компрессора — лопатка. От скорости ее движения, формы и ориентации в пространстве

в значительной степени зависит работа, передаваемая потоку.

Обычно стремятся увеличить работу L_u и снизить затраты работы на преодоление потерь L_r (т. е. снизить ξ).

Величина $L_u = u \Delta \omega_u$ зависит от D_i и частоты вращения n решетки, а также от угла поворота струи в решетке, так как $\Delta \omega_u = f(\Delta \beta)$ (рис. 2.23). За счет увеличения $\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1$ можно получить большое значение L_u , но при этом высокие гидравлические потери могут существенно снизить работу, затрачиваемую на повышение давления. Поэтому для данной решетки необходимо знать не только $\Delta \beta$, но и величину гидравлических потерь L_r (или ξ). Величины $\Delta \beta$ и L_r во многом зависят от угла атаки набегающего на профиль потока. Зависимость $\Delta \beta$ и L_r (или ξ) от величины угла атаки называют характеристиками решетки. Обычно стремятся построить и зависимость КПД решетки ($\eta_{\text{реш}} = L_{s \text{ реш}} / L_{\text{реш}}$) от угла атаки.

Характеристики компрессорных решеток обычно получают экспериментально. На рис. 2.24 приведена схема типового стенда для испытания компрессорных решеток.

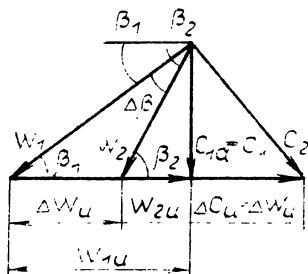


Рис. 2.23. План скоростей в компрессорной решетке

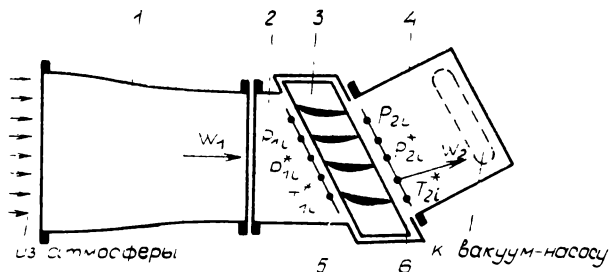


Рис. 2.24. Схема стенда для испытания дозвуковых компрессорных решеток

Воздух из атмосферы поступает в конфузор 1, где поток выравнивается, а затем подается в рабочую часть 2. Здесь установлен блок 3 испытываемой плоской решетки, после выхода из которой воздух поступает в выпускной корпус 4, откуда откачивается вакуум-насосом. Перед решеткой и за ней расположены плоскости 5 и 6, где осуществляется измерение пара-

метров потока. На входе в решетку обычно измеряют статическое p_1 и полное p_1^* давление, полную температуру T_1^* . Угол β_1 (или угол атаки i) устанавливается за счет изменения положения блока 3 по отношению к вектору скорости w_1 . На выходе из решетки измеряются параметры p_2, p_2^*, β_2 . По отношению p/p^* определяют приведенную скорость λ , а по температуре T^* — критическую скорость $a_{кр}$. Затем находят относительную скорость $w = \lambda a_{кр}$ и ее составляющие w_u и w_a . Через указанные величины определяют и другие параметры, необходимые для построения характеристик, в частности (см. рис. 2.23):

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = (\beta_{2л} - \delta) - (\beta_{1л} - i);$$

$$\Delta\beta = (\beta_{2л} - \beta_{1л}) + (i - \delta);$$

$$\Delta w_u = c_a (\text{ctg } \beta_1 - \text{ctg } \beta_2).$$

В результате выполненных измерений строят зависимости $\Delta\beta = f(i)$, $\xi = f(i)$, $\eta_{реш} = f(i)$ (см. график на рис. 2.25). Как видно,

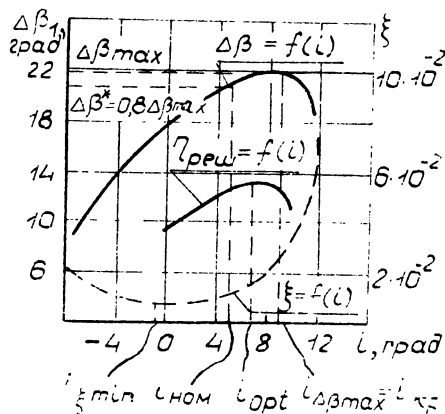


Рис. 2.25. Типовая характеристика плоской компрессорной решетки

минимальные гидравлические потери наблюдаются при значениях $i_{\min}$, близких к нулю. С ростом отрицательных значений угла атаки гидравлические потери увеличиваются из-за роста потерь в пограничном слое, а при больших i начинается срыв потока со стороны корыта. При увеличении угла атаки от $i_{\min}$ в сторону положительных значений потери сначала растут медленно (пока происходит безотрывное обтекание). С появлением зон срыва на спинке (с дальнейшим увеличением i) потери растут весьма интенсивно, так как отрыв потока в этом случае энергично распространяется по каналу

(действие центробежных сил в криволинейных каналах отрывает поток от спинки и перемещает его к корыту).

Угол поворота потока ($\Delta\beta$) с увеличением угла атаки до значения $i_{кр}$ непрерывно возрастает. Причем при отрицательных и малых положительных значениях углов атаки $\Delta\beta$ растет пропорционально i , так как величина угла отставания потока δ при этом незначительна и мало меняется. С появлением интенсивного отрыва (при больших $+i$) рост $\Delta\beta$ с увеличением i замедляется, так как угол δ в этом диапазоне сильно возрастает.

В этом случае компрессорная решетка уже не может вернуть поток до $\beta_2 \approx \beta_{2л}$ (рис. 2.26). При критическом значении угла атаки $i_{кр}$ $\Delta\beta$ достигает максимальной величины. Дальнейшее увеличение i приводит к снижению $\Delta\beta$. Гидравлическое совершенство решеток оценивается КПД решетки:

$$\eta_{реш} = L_{s\text{ реш}}/L_{реш}.$$

Поскольку

$$L_{s\text{ реш}} = L_{реш} - L_r,$$

окончательно имеем

$$\eta_{реш} = 1 - (L_r/L_{реш}). \quad (2.37)$$

Максимальный КПД решетки соответствует i_{opt} , причем $i_{opt} > i_{\xi\text{ min}}$. Это связано с тем, что при увеличении угла атаки от $i_{\xi\text{ min}}$ до i_{opt} $\Delta\beta$ растет быстрее, чем потери ξ . Другими словами, при малых углах атаки их увеличение обуславливает медленный прирост потерь энергии, поэтому относительная доля потерь $L_r/L_{реш}$ от $i_{\xi\text{ min}}$ до i_{opt} снижается. При дальнейшем увеличении угла атаки гидравлические потери интенсивно возрастают и КПД снижается.

Итак, оптимальный угол атаки i_{opt} имеет положительные значения. Казалось бы, надо стремиться работать при i_{opt} и этот режим принимать за расчетный. Но эксперименты показали, что часто i_{opt} по значению близок $i_{кр}$, поэтому для того, чтобы иметь запас по срыву на возможные случайные отклонения угла атаки от расчетного, рекомендуют в качестве проектного выбирать режим, при котором $\Delta\beta_p = 0,8 \Delta\beta_{max}$. Этот режим называют номинальным, а его параметры — номинальными ($\Delta\beta^*$, i^* и т. д.). Как правило, различие между i^* и i_{opt} не более $1...3^\circ$, поэтому номинальный режим близок к оптимальному.

Анализ многочисленных продувок дозвуковых решеток позволил установить, что $\Delta\beta^*$ зависит главным образом от густоты решетки b/t и угла выхода потока β_2 . Влияние других параметров менее существенно.

Обобщение экспериментов дало графическую связь $\Delta\beta^* = f(b/t; \beta_2)$, показанную на рис. 2.27. Видно, что с увеличением

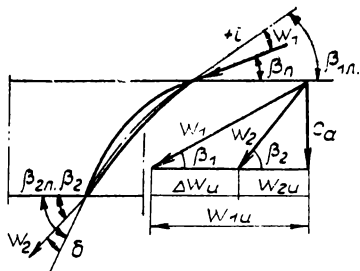


Рис. 2.26. К вопросу о влиянии угла атаки на потери энергии в решетке

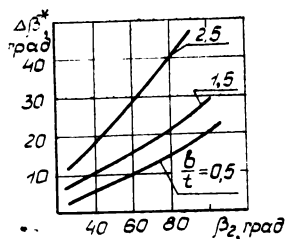


Рис. 2.27. Зависимость $(b/t)_{\text{потр}} = f(\Delta\beta^*, \beta_2)$

b/t и β_2 номинальный угол поворота потока $\Delta\beta^*$ возрастает. Это объясняется тем, что большее число лопаток оказывает более сильное влияние на поворот потока. Однако при больших b/t начинает происходить существенное стеснение проходного сечения межлопаточных каналов, что сопровождается ростом скорости в них. Это не только снижает КПД, но и ухудшает поворот потока в решетке. Поэтому обычная густота решеток дозвуковых профилей $b/t \leq 1,7 \dots 1,8$. Влияние β_2 на $\Delta\beta^*$, по-видимому, в объяснении не нуждается.

2.10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В РЕШЕТКЕ

Потери в решетке обычно делят на три группы: профильные, концевые, дополнительные.

Профильные потери. Величина профильных потерь зависит главным образом от формы профиля лопатки — этим и объясняется их название. Профильные потери возникают в результате трения и вихреобразования в пограничном слое на профиле лопатки; вихреобразования за выходными кромками (так называемые кромочные потери); отрыва потока от поверхности профиля; образования скачков уплотнения в межлопаточных каналах (волновые потери). Последние два вида потерь наблюдаются лишь в определенных случаях (т. е. не всегда), об этом будет сказано ниже.

Профильные потери исследуют, продувая решетки с большой относительной длиной, когда в средней части лопаток влияние концевых поверхностей на поток отсутствует.

Составляющие профильных потерь. Потери на трение. При обтекании лопатки потоком газа на ее поверхности возникает пограничный слой. В пограничном слое скорость изменяется от нуля (на поверхности лопатки) до скорости потока на внеш-

ней границе поверхности пограничного слоя. Течение струек газа с различными скоростями по толщине пограничного слоя вызывает потери на трение.

В компрессорной решетке движение по каналу происходит с замедлением потока, т. е. поток движется в сторону увеличения давления. Поэтому пограничный слой быстро набухает и потери интенсивно растут.

Если лопатки имеют значительную кривизну, то на спинке, ближе к выходу с лопатки, происходит заметное снижение скорости потока, что сопровождается наращиванием пограничного слоя. Это может привести к отрыву пограничного слоя. Часть срывных зон попадает в основной поток, что вызывает дополнительные потери. Особенно интенсивно развиваются срывные зоны при резком повышении давления. Поэтому профиль лопатки выполняют с плавными переходами.

Минимальные профильные потери наблюдаются при нулевом угле атаки. При отклонении угла атаки от нуля профильные потери возрастают.

Кромочные потери. Физическая сущность образования кромочных потерь связана с разностью давлений на корыте и спинке профиля лопатки, что приводит к отрыву потока при выходе с кромки и образованию вихревого следа (рис. 2.28), на создание которого и тратится часть энергии потока. По мере удаления потока от выхода из решетки вихревой след смешивается с ядром потока, и поток становится однородным (по скорости, направлению и давлению). Обтекание последующей решетки лопаток неравномерным потоком (так же, как и выравнивание полей скоростей и давлений в зазоре между решетками) сопровождается потерей энергии. Поэтому существует оптимальная величина зазора между решетками.

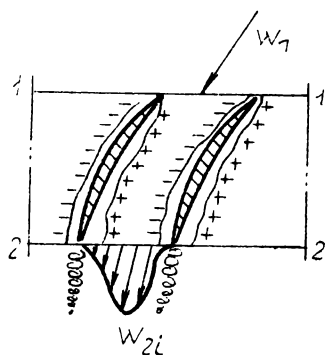


Рис. 2.28. К вопросу об образовании закруточных вихревых следов

Величина кромочных потерь для данной формы лопаток зависит главным образом от толщины выходных кромок по отношению к горлу или шагу решетки. Чем тоньше выходные кромки, тем меньше кромочные потери. Однако следует помнить, что тонкие выходные кромки сложны в изготовлении, при этом они снижают ресурс и надежность лопаточной машины.

Отрыв потока от поверхности. Подобного рода потери не всегда имеют место. Но если они есть, то составляют существенную

часть профильных потерь, поскольку вихри, образующиеся при отрыве, поглощают значительную часть энергии потока. Однако этим не исчерпывается ущерб от отрыва, так как вихри закупаивают проточную часть и могут существенно снизить расход по сравнению с расчетным. Отрыв потока возникает при больших углах атаки и резких изменениях кривизны спинки.

Аналитически подсчитать потери от срыва весьма сложно, а выделить их при экспериментах очень трудно. Тем не менее эксперименты показали следующее:

положительные углы атаки увеличивают потери в большей степени, чем отрицательные;

увеличение радиуса входной кромки делает профиль менее чувствительным к изменению угла атаки;

густые решетки менее чувствительны к изменению угла атаки.

Волновые потери. Увеличение расхода α_a или частоты вращения n может привести к сверхзвуковой скорости обтекания профиля. Торможение этого потока в канале сопровождается возникновением скачков уплотнения. Появление скачков уплотнения вызывает дополнительные волновые потери. Однако основные потери возникают от взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем, что вызывает крупномасштабный отрыв пограничного слоя. Эксперименты показали, что значительная часть межлопаточных каналов при сверхзвуковом обтекании решетки занята зоной отрыва. При этом не только растут потери, но и уменьшается угол поворота потока $\Delta\beta$.

Концевые потери. Такого рода потери обусловлены наличием концевых поверхностей, ограничивающих решетку по высоте. Их составляющими являются: трение в пограничном слое на концевых поверхностях (рис. 2.29); вторичные (индуцированные) течения (рис. 2.30); перетекание через радиальный зазор (не следует путать с утечками).

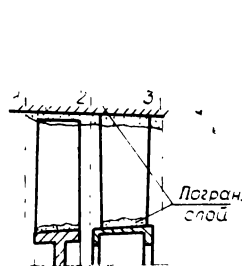


Рис. 2.29. Схема образования концевых (торцевых) потерь

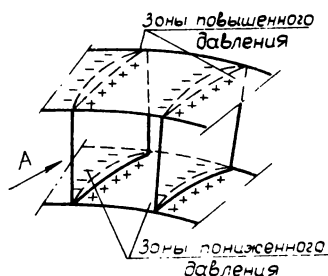
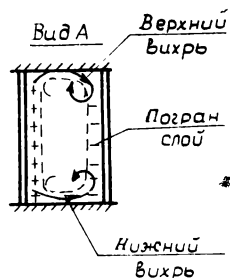


Рис. 2.30. Схема образования «парного вихря»



Потери на трение в пограничном слое на концевых поверхностях в общем балансе потерь очень малы и заметны лишь в каналах малой высоты.

Вторичные потери существенно сказываются на общем балансе потерь энергии в решетке. Эти потери возникают из-за разности давлений на корыте и спинке лопаток, что вызывает перетекание газа в пограничном слое (рис. 2.30). Таким образом, разность давлений заставляет газ пограничного слоя течь от корыта к спинке. Сливаясь с основным потоком, это течение образует два противоположно направленных вихревых шнура — «парные вихри». Вторичные течения вызывают значительные потери энергии потока.

С уменьшением высоты лопаток толщина пограничного слоя сохраняется и относительная масса потока, участвующая во вторичных течениях, увеличивается, т. е. растут концевые потери. Потери резко возрастают, когда вследствие уменьшения высоты лопаток происходит смыкание «парных вихрей».

Перетекание через радиальный зазор обусловлено радиальным зазором между торцом пера лопаток и статором. Из-за разности давлений на корыте и спинке часть газа, движущегося вдоль корыта, идет на создание верхней части «парного вихря», а другая часть через зазор перетекает в соседний канал, где поток сворачивается в вихревую пленку, которая уносится основным потоком (рис. 2.31). Вихревой след от перетекания в радиальный зазор не перемешивается с верхней частью «парного вихря», а лишь оттесняет его от спинки лопатки (вихри вращаются в разном направлении). Перетекание не только увеличивает гидравлические потери, но и уменьшает разность давлений на корыте и спинке периферийной части лопаток, т. е. работу, передаваемую лопатками воздуху.

Потери от перетекания зависят не только от разности давления на корыте и спинке, но и от относительной величины радиального зазора.

Для расчета концевых потерь используют различные эмпирические формулы.

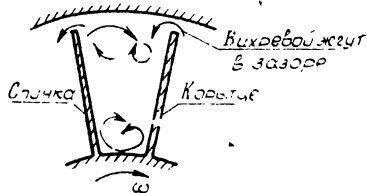


Рис. 2.31. Схема образования вихря от перетекания в зазоре

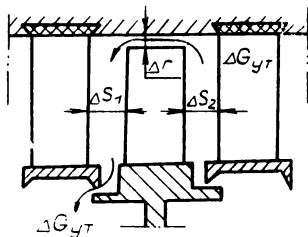


Рис. 2.32. Схема зазоров в ступени осевого компрессора

Дополнительные потери. К ним относятся потери:

на утечку газа; от радиального течения газа; от нестационарности потока, обтекающего решетку, что связано с непрерывным изменением взаимного расположения решетки рабочего колеса и направляющего аппарата. Эти потери в значительной степени зависят от величины радиальных и осевых зазоров.

Влияние радиальных и осевых зазоров на работу ступени. Необходимость радиального зазора Δr вызвана явлениями радиальной деформации деталей статора и ротора под действием центробежных и газовых сил, а также теплового расширения. Причем радиальный зазор определяет потери не только на протекание (рассмотрены выше), но и на утечку $\Delta G_{\text{ут}}$ (рис. 2.32). Как уже отмечалось, степень влияния Δr на потери от утечки во многом зависит от относительной величины $\Delta \bar{r} = \Delta r/h$, где h — высота лопаток. Эксперименты показали, что увеличение радиального зазора на 1% снижает КПД компрессора на 2...3% и давление на 3...5%. Поэтому стремятся обеспечить возможно меньшие значения Δr .

В настоящее время создаются компрессоры с управляемыми радиальными зазорами, при этом обычно $\Delta r = 0,5...1,5\%$ от h .

Влияние осевых зазоров Δs_1 и Δs_2 на потери связано с образованием вихревых следов за выходными кромками предыдущего лопаточного венца, что обуславливает значительную шаговую неравномерность параметров потока за решеткой. Поэтому при относительном перемещении лопаточных венцов величина и направление скорости потока, истекающего на лопатки последующей решетки, будут периодически меняться. Это так называемое нестационарное обтекание. Оно, как правило, сопровождается потерями энергии.

Увеличение осевых зазоров снижает нестационарность обтекания, но на выравнивание потока затрачивается энергия, при этом увеличиваются осевые габариты и масса компрессоров. Обычно Δs_1 и s_2 принимают равными 15...20% от величины хорды лопаток. Эксперименты показали, что с увеличением осевых зазоров заметно снижаются уровень шума от работы компрессора и степень повреждения лопаток при попадании в проточную часть посторонних предметов. Поэтому в вентиляторах ТРДД величину осевых зазоров выполняют до $(1...1,5)b$, где b — величина хорды рабочей лопатки вентилятора.

2.11. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ СТУПЕНИ

Как уже отмечалось, экономичность ТРДД на 30...50% выше, чем экономичность ТРД при скоростях полета до $M = 1,2...1,3$. Это связано с существенным увеличением полетного КПД $\eta_{\pi} = 2/[1 + (c_c/V_{\pi})]$ (здесь c_c — скорость истечения газа из сопла,

$V_{\text{п}}$ — скорость полета) из-за значительного снижения средней величины скорости истечения из сопла (или сопел).

Воздух, поступающий во второй контур, сжимается, как правило, в одной, редко в двух или трех ступенях. Поэтому степень повышения давления изменяется от 1,3 до 2,5.

Низконапорный осевой компрессор, нагнетающий воздух во второй контур, а также на ступени компрессора первого контура, принято называть вентилятором.

Отношение расхода воздуха через второй контур G_{II} к расходу через первый G_{I} называют степенью двухконтурности m . Величина двухконтурности может меняться от 0,3 до 8.

Стремление к уменьшению габаритов и массы двигателя обусловило широкое применение одноступенчатых вентиляторов.

Большие диаметры и длина лопаток вентилятора определяют некоторые особенности условий его работы. Одна из главных особенностей вентиляторных ступеней — это существенное изменение u от корня к периферии лопаток, что определяет значительную разницу в величине работы, передаваемой воздуху у втулки и на периферии ($L_u = u \Delta w_u$). Отсюда интенсивный энергомассообмен в потоке и снижение КПД.

С целью уменьшения разницы в величине работы, сообщаемой потоку на периферии и у втулки, применяют так называемые подпорные ступени. В этом случае входное устройство разделяют кольцевой полкой на две части [18, 19]. Воздух во внутреннем канале до поступления на рабочее колесо вентилятора сжимается в подпорной ступени (рис. 2.33). Рабочее колесо вентилятора также имеет кольцевую полку, и из подпорной ступени воздух поступает на нижнюю часть рабочего колеса. В этом случае направляющий аппарат вентилятора не имеет кольцевых полок.

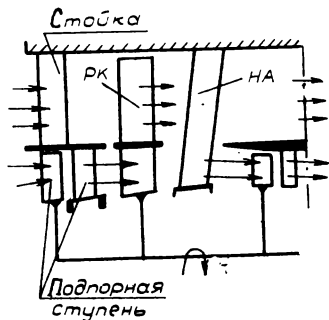


Рис. 2.33. Возможная схема выполнения вентиляторной ступени

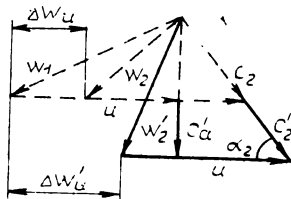


Рис. 2.34. К вопросу о влиянии c_a на работу втулочного сечения

В некоторых случаях с целью увеличения работы в области втулки увеличивают осевую составляющую скорости c_a' в межлопаточных каналах рабочего колеса при сохранении значения угла α_2 (рис. 2.34). При этом увеличивается $\Delta \psi_u'$, т. е. L_u в области втулки.

Вторая особенность вентиляторных ступеней связана с более высокими (от 1,4 до 1,8) степенями повышения давления π_v в них. (В обычных ступенях осевых компрессоров $\pi_{ст}$ не превышает 1,35). Высокие значения π_v при значительной ширине лопаток вентилятора определяют заметное уменьшение площади меридионального сечения по ходу потока, что вызывает появление радиальной составляющей скорости (рис. 2.35) и, следовательно, дополнительных затрат энергии.

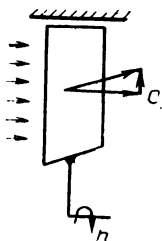


Рис. 2.35. Радиальная составляющая скорости c_r в вентиляторных ступенях



Рис. 2.36. Схема наклона лопатки вентиляторной ступени

Третья особенность также связана с большой разницей в величине окружных скоростей по высоте лопатки. На концах лопатки $u_k = 420 \dots 500$ м/с и $M_{w1} = 1,4 \dots 1,5$; с приближением к втулке скорость становится околосвуковой, а вблизи втулки — дозвуковой. Следовательно, типы профилей лопатки должны меняться по высоте.

Лопатки направляющего аппарата вентилятора часто делают наклонными с целью увеличения проходного сечения. Причем определение оптимального угла наклона — задача довольно сложная. В первом приближении рекомендуют смещение периферийной точки по отношению к втулке на величину хорды лопатки (рис. 2.36).

3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

3.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОМПРЕССОРА И ИХ СВЯЗЬ С ПАРАМЕТРАМИ СТУПЕНИ

Степень повышения давления в одной ступени осевого компрессора обычно не превышает 1,4. В то же время общая степень повышения давления в компрессоре составляет 10...40, что достигается использованием многоступенчатых конструкций. Условимся, согласно схеме на рис. 3.1, сечение перед входом в направляющий аппарат компрессора обозначить в, на входе в ступени — I, II, III и т. д. Если входной направляющий аппарат отсутствует, то сечение в и I совпадают. Сечение к находится за последней ступенью. Число ступеней в современных авиационных компрессорах составляет от 6 до 17.

Для характеристики компрессоров используют следующие параметры:

степень повышения давления

$$\pi_k^* = p_k^* / p_v^* \quad (\text{или } \pi_k = p_k / p_v); \quad (3.1)$$

удельная производительность, т. е. расход воздуха через единицу общей габаритной площади на входе в компрессор

$$G_F = G_v / F_D; \quad (3.2)$$

работа вращения вала компрессора и изэнтропическая работа (рис. 3.2), которые находятся в соответствии с уравнением энергии

$$L_k^* = i_k^* - i_v^*, \quad (3.3)$$

$$L_{sk}^* = i_{ks}^* - i_v^*$$

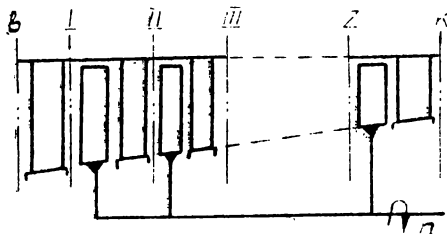


Рис. 3.1. Схема многоступенчатого осевого компрессора

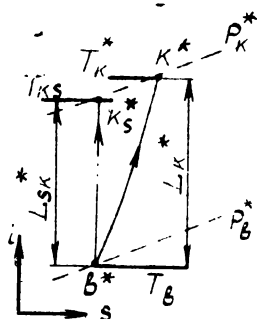


Рис. 3.2. i - s -диаграмма процесса сжатия в компрессоре

или

$$L_{sk}^* = kRT_{в}^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1) / (k-1);$$

изоэнтروпический КПД компрессора (характеризует термодинамическое совершенство компрессора)

$$\eta_k^* = \frac{i_{sk}^* - i_{в}^*}{i_k^* - i_{в}^*} = \frac{L_{sk}^*}{L_k^*}; \quad (3.4)$$

мощность, затрачиваемая на вращение компрессора:

$$N_k = G_{в} L_k. \quad (3.5)$$

Рассмотрим связь некоторых одноименных величин многоступенчатого компрессора и его ступени.

Работа, затрачиваемая на вращение компрессора, в соответствии с уравнением энергии равна сумме работ на вращение всех ступеней:

$$L_k = \sum_{i=1}^z L_{cti}. \quad (3.6)$$

Степень повышения давления в компрессоре равна произведению степеней повышения давления в отдельных ступенях:

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_{в}^*} = \frac{p_{II}^*}{p_{в}^*} \cdot \frac{p_{III}^*}{p_{II}^*} \cdot \dots \cdot \frac{p_k^*}{p_z^*} = \prod_{i=1}^z \pi_{cti}^*.$$

Связь между КПД компрессора η_k и ступени η_{ct} не столь очевидна, и для ее определения необходимо рассмотреть процесс сжатия в трехступенчатом компрессоре в координатах $p-v$ (рис. 3.3).

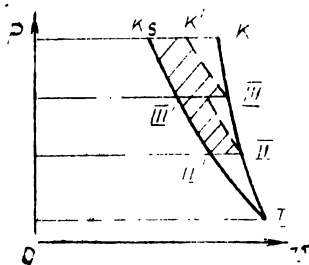


Рис. 3.3. $p-v$ -диаграмма процесса сжатия в многоступенчатом осевом компрессоре

Отличие в КПД компрессора и ступеней возникает вследствие принятой условности сжатия в ступенях. Считают, что изоэнтропическое сжатие в каждой ступени происходит от температуры, которая была бы на входе в ступень при условии реального сжатия (с гидравлическими потерями и соответствующим дополнительным подогревом). В этом случае при изоэнтропическом сжатии в каждой ступени надо затратить дополнительную работу (заштрихованные площади на рис. 3.3) по сравнению

со сжатием по изоэнтропе I—II'—III'— k_s .

С учетом принятой условности найдем связь между η_k^* и

$\eta_{ст}^*$. С этой целью из уравнений (3.4) и (2.3) запишем $L_k^* = L_{sk}^* / \eta_k^*$ и $L_{ст}^* = L_{сст}^* / \eta_{ст}^*$. Но на основании уравнения (3.6)

$$L_k^* = \sum_{i=1}^z L_{сст i}^* = L_{sk}^* / \eta_k^*$$

или

$$\sum_{i=1}^z L_{сст i}^* / \eta_{сст i}^* = L_{sk}^* / \eta_k^*,$$

откуда

$$\eta_k^* = L_{sk}^* / \sum_{i=1}^z (L_{сст i}^* / \eta_{сст i}^*). \quad (3.7)$$

Если принять, что КПД у всех ступеней одинаковый, и обозначить его η_0^* , то последнее уравнение примет вид

$$\eta_k^* = \eta_0^* (L_{sk}^* / \sum_{i=1}^z L_{сст i}^*). \quad (3.8)$$

Установлено (см. рис. 3.3), что $\sum_{i=1}^z L_{сст i}^* > L_{sk}^*$, поэтому $\eta_k^* < \eta_0^*$.

Очевидно, что эта разница возрастает с увеличением степени сжатия в компрессоре.

3.2. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАЗМЕРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА

Из уравнения неразрывности $\rho_v c_{ав} F_{ав} = \rho_k c_{ак} F_{ак}$, записанного для входного и выходного сечений компрессора, следует, что увеличение плотности воздуха по мере его сжатия должно сопровождаться либо снижением осевой скорости c_a , либо уменьшением площади проточной части. При $c_a = \text{const}$ высота лопаток последних ступеней окажется очень мала, что приведет к резкому увеличению концевых потерь и снижению КПД.

Для увеличения высоты лопаток требуется интенсивное снижение c_a на последних ступенях, но это вызовет столь резкое уменьшение угла β_1 , что решетка уже не сможет осуществить бесрывный поворот потока (рис. 3.4). Наименьшее значение c_a связано с минимально допустимым значением угла β_1 , которое соответствует примерно 30° . Обычно на последних ступенях c_a составляет от 110 до 120 м/с.

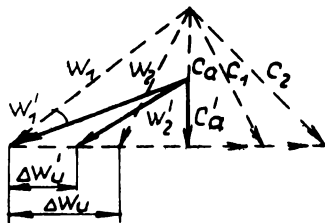


Рис. 3.4. К вопросу об изменении c_a в проточной части компрессора

Отметим, что при значительном уменьшении β_1 уже не удастся сохранить величину угла β_2 , так как он уменьшается быстрее, чем β_1 , и в результате уменьшается Δw_u , а значит, и величина работы, передаваемой воздуху в ступени (см. рис. 3.4).

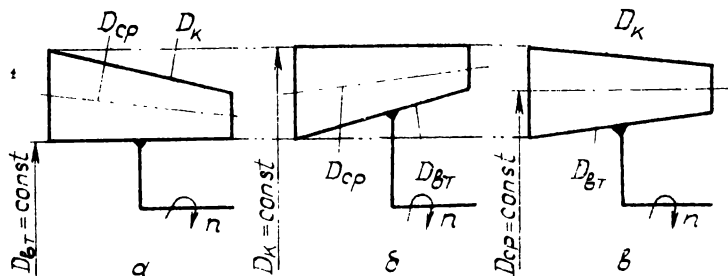


Рис. 3.5. Возможные формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора

Уменьшение высоты лопаток от ступени к ступени можно осуществлять уменьшением наружного диаметра (рис. 3.5,а), увеличением диаметра втулки (рис. 3.5,б), одновременным изменением D_k и $D_{вт}$ при сохранении $D_{ср} = \text{const}$ (рис. 3.5,в). По технологическим соображениям целесообразно реализовать схемы, в которых $D_k = \text{const}$ или $D_{вт} = \text{const}$.

При $D_k = \text{const}$ средний диаметр растет, поэтому растет работа, передаваемая воздуху на средних и последних ступенях, что может привести к уменьшению числа ступеней. Однако при прочих равных условиях более интенсивно уменьшается высота лопаток последних ступеней, что снижает КПД компрессора.

При $D_{вт} = \text{const}$ увеличивается высота лопаток последних ступеней, но из-за уменьшения $D_{ср}$ снижается работа, передаваемая воздуху на средних и последних ступенях, а число их возрастает. Поэтому в авиационных ГТД довольно часто применяют схему, в которой $D_{ср} = \text{const}$, реже — комбинированные схемы.

3.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОТЫ СЖАТИЯ МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ

Ступени одного и того же компрессора работают в различных условиях (имеют разные значения s_a , u , M и т. д.). Поэтому величина работы сжатия в ступенях может заметно отличаться. Типичное распределение работы сжатия по ступеням многоступенчатого компрессора показано на рис. 3.6. Видно, что в первых и (в меньшей степени) последних ступенях $L_{ст i}$ снижается.

Это делается из следующих соображений.

1. Первая ступень обтекается самым холодным воздухом, что при больших величинах $L_{ст}(L_u)$ может привести к высоким значениям λ_{w1} на периферии лопаток.

2. На первых ступенях имеют место самые малые значения $D_{тв}$, что обуславливает малые u в районе втулки, а следовательно, и малые величины L_u .

3. На входе в первые ступени часто имеет место окружная и радиальная неравномерность потока, вызванная изменениями условий полета и атмосферными условиями. Это может сопровождаться недопустимым увеличением углов атаки лопаток первых ступеней.

На основании изложенного можно сделать вывод о необходимости запаса по углам атаки, т. е. по величине $\Delta\beta$. Поэтому одна или две первые ступени имеют работу $L_{ст}$ меньше ее среднего значения.

4. На последних ступенях также снижают работу сжатия, что обусловлено снижением c_a , когда уже не удастся сохранить величину Δw_u . К тому же из-за малых значений высоты лопаток последние ступени имеют пониженное значение КПД.

Если принять $L_{ст.ср.} = L_k/z$ за 100%, то $L_{ст.1} = 55...75\%$ от $L_{ст.ср.}$, $L_{ст.11} = 75...90\%$ от $L_{ст.ср.}$ и, наконец, $L_{ст.z} = 80...90\%$ от $L_{ст.ср.}$. Величина уменьшенной работы на первых и последней ступенях распределяется на средние ступени.

В современных ГТД с целью повышения их эффективности широко используют двухкаскадные и трехкаскадные компрессоры. В этом случае группы ступеней образуют так называемые каскады, каждый из которых приводится во вращение своей турбиной (рис. 3.7). Первая по ходу воздушного потока группа ступеней компрессора — каскад низкого давления (КНД);

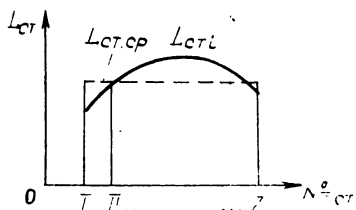


Рис. 3.6. К вопросу о распределении работ между ступенями осевого компрессора

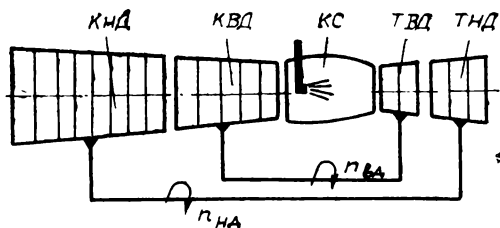


Рис. 3.7. Схема двухкаскадного турбокомпрессора

вторая группа — каскад высокого давления (КВД). Если схема трехкаскадная, то появляется каскад среднего давления (КСД).

Естественно, система каскадов усложняет конструкцию ГТД, но в значительной степени повышает ее эффективность. Так как из первого каскада воздух в результате сжатия выходит сильно подогретым, то при допустимых значениях $M_{\text{вх}}$ можно увеличить u_k на втором каскаде на 20...25% по сравнению с первым. Величина u_k уже ограничивается не числом $M_{\text{вх}}$, а условиями прочности лопаток и диска. В результате увеличивается работа сжатия в каждой ступени второго каскада, что в конечном итоге уменьшает число ступеней (по сравнению с одновальной схемой), а значит, длину и массу компрессора.

Существенно повышается экономическая эффективность турбин привода, так как каждая (ТВД и ТНД) работает при оптимальном значении параметра нагруженности y_T . Облегчается запуск ГТД, поскольку начальной раскрутке подвергается только один каскад — каскад ВД.

Основным достоинством многокаскадных компрессоров является их более устойчивая работа на нерасчетных режимах.

Распределение работы сжатия и степени повышения давления между каскадами обусловливается возможностями распределения теплоперепада между приводными турбинами, а также требованиями обеспечения устойчивой работы компрессора при эксплуатации. Обычно работа сжатия в каскаде низкого давления составляет примерно 40% от общей работы сжатия в компрессоре.

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

4.1. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОТУ КОМПРЕССОРА

Компрессор проектируется на расчетный режим. На этом режиме все основные геометрические параметры ступеней соответствуют оптимальным условиям обтекания лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. В условиях эксплуатации компрессор часто работает на нерасчетных режимах, что связано с изменением скорости и высоты полета, частоты вращения n , состояния воздуха в атмосфере, т. е. будут изменяться π_k^* , η_k^* и условия обтекания лопаток. Изменение указанных параметров по-разному сказывается на работе отдельных ступеней многоступенчатого компрессора.

Рассмотрим влияние G_v на условия работы различных ступеней при $n = \text{const}$. С увеличением G_v растет скорость c_a по

всей проточной части компрессора. При этом рост c_a сопровождается уменьшением L_u в каждой ступени, так как уменьшается Δw_u (см. рис. 4.1). При увеличении c_a увеличивается угол β_1 , а угол атаки уменьшается и становится неоптимальным.

Уменьшение работы сжатия на ступенях сопровождается интенсивным увеличением скорости c_a на последних ступенях, так как это вызвано не только увеличением G_b , но и замедлением роста плотности воздуха (из-за уменьшения L_u в каждой ступени). Поэтому на последних ступенях особенно интенсивно снижается L_u . К тому же с увеличением c_a растут гидравлические потери из-за нерасчетного обтекания лопаток в каждой ступени (особенно последних), что сопровождается интенсивным снижением КПД.

Рассмотрим условия работы ступеней при снижении G_b . В этом случае на первой ступени уменьшается c_{1a} , что при $n = \text{const}$ сопровождается уменьшением β_1 , увеличением положительного угла атаки и Δw_u , т. е. ростом L_u . При значительном увеличении i возможен срыв потока со спинки лопаток.

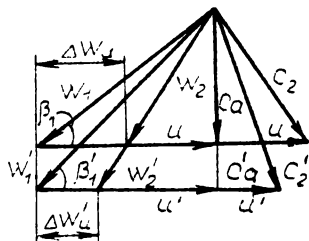


Рис. 4.1. Изменение планов скоростей ступени компрессора при увеличении расхода воздуха

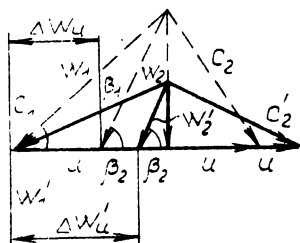


Рис. 4.2. Изменение планов скоростей ступени компрессора при уменьшении расхода воздуха

Возрастание работы на каждой ступени вызывает резкое увеличение плотности воздуха к последним ступеням. Это приводит к существенному уменьшению c_{1a} на последних ступенях, поэтому на них в первую очередь возникают срывные режимы (рис. 4.2).

Теперь рассмотрим влияние величины n на работу разных ступеней компрессора. С уменьшением n работа в каждой ступени также уменьшается ($L_u = u \Delta w_u$). Снижение сжатия воздуха сопровождается замедлением роста его плотности, и поэтому c_{1a} от ступени к ступени увеличивается. Замедление роста плотности воздуха по ступеням сопровождается увеличением сопротивления вдоль проточной части компрессора, что приводит к уменьшению расхода через первую ступень. При этом

если c_{1a} уменьшается быстрее, чем u , то увеличивается $+i$, что может привести к срыву (рис. 4.3,а). Однако возможен вариант, когда снижение c_{1a} проходит пропорционально изменению u и величина угла атаки остается постоянной (рис. 4.3,б). Как правило, режим работы средних ступеней изменяется мало, так как уменьшение расхода и изменение частоты вращения почти не влияют на форму треугольников скоростей на входе в эти ступени. Чтобы знать характер изменения π_k^* и η_k^* компрессора в целом на режимах его работы, отличных от расчетного, а также чтобы установить границы возможных режимов неустойчивой работы, снимают характеристику компрессора, т. е. зависимость π_k^* и η_k^* от G_b и n .

Обычно такие характеристики получают экспериментально, так как расчетные методы дают значительные погрешности.

На рис. 4.4 приведена типичная схема стенда для испытания компрессора. Ротор последнего вращается электродвигателем или газовой турбиной. Для согласования частот вращения ис-

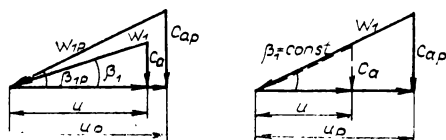


Рис. 4.3. Совместное влияние c_a и u на величину скоростей у входной кромки профиля

пользуют редуктор. В выходной магистрали компрессора устанавливается дроссель. Перед компрессором измеряют полное давление p_b^* , полную температуру t_b^* , перепад между полным и статическим давлением $\Delta p_b^* = p_b^* - p_b$. На выходе из компрессора измеряют полное давление p_k^* и температуру t_k^* . Используя измерения, рассчитывают расход воздуха:

$$G_b = 40,4 F_b p_b^* q(\lambda_b) / \sqrt{T_b^*}, \quad (4.1)$$

где F_b — площадь коллектора, m^2 ;

p_b^* — полное давление, kPa ;

$T_b^* = 273 + t_b^*$ — полная температура; K ;

$q(\lambda_b)$ — газодинамическая функция числа λ_b , которая вычисляется по формуле $\pi(\lambda_b) = p_b/p_b^* = (1 - \Delta p_b^*)/p_b^*$ с помощью таблиц ГДФ.

Удельную работу компрессора находят по соотношению

$$L_k = c_p (T_k^* - T_b^*) = i_k^* - i_b^*.$$

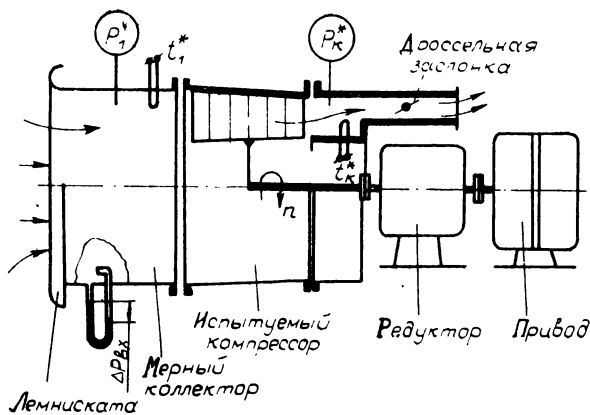


Рис. 4.4. Схема стана для испытания компрессора

КПД компрессора может определяться двумя методами — по замеренным температурам (η_{kt}^*) и по замеренной мощности (η_{kN}^*). С этой целью по величине $\pi_k^* = p_k^*/p_v^*$ рассчитывают изоэнтальпическую работу сжатия в компрессоре:

$$L_{ks}^* = kRT_v^* (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1) / (k-1).$$

Тогда КПД по замеренным температурам

$$\eta_{kt}^* = L_{ks}^* / L_k. \quad (4.2)$$

Для определения КПД по замеренной мощности надо знать крутящий момент, передаваемый ротору компрессора, и частоту вращения ротора. Тогда мощность, потребляемую компрессором, можно найти из выражения

$$N_k = KM_{кр}n,$$

где K — коэффициент, учитывающий единицы измерения $M_{кр}$ и n . КПД компрессора, равный отношению L_{ks}^*/L_k , в этом случае найдем из выражения

$$\eta_{kN}^* = G_v L_{ks}^* / N_k. \quad (4.3)$$

Величины η_{kt}^* и η_{kN}^* должны совпадать. Их различие говорит о погрешностях измерения физических величин, входящих в расчет.

Итак, характеристику компрессора (зависимости π_k^* и η_k^* от изменения G_v и n) обычно получают экспериментально (рис. 4.5). Зависимость $\eta_k^* = f(G_v)$ при $n = \text{const}$ называют напорной линией. Вид напорной линии объясняется следующим.

Пусть при некотором расходе величина π_k^* соответствует точке «а». Если дроссель на выходе из компрессора прикрыть, то расход уменьшается, увеличивается угол атаки, растут Δw_u и π_k^* . Если и дальше уменьшать G_b , то последовательно пройдем по точкам «о» и «б». Однако при каком-то минимальном расходе, соответствующем точке «г», угол атаки становится столь значительным, что появляется срыв со спинки лопаток, т. е. режим становится неустойчивым. Таким образом, точка «г» является границей устойчивой работы.

Если же от точки «а» двигаться вправо, т. е. в сторону увеличения расхода, то это приведет к росту угла β_1 , снижению Δw_u и π_k^* (рис. 4.6). Начиная с некоторой точки «к», несмотря на то, что дроссель открывается, расход остается неизменным, а π_k^* снижается (вертикальный участок на напорной линии). Сохранение расхода постоянным при открытии дросселя связано с тем, что при повышенных значениях c_{1a} происходит срыв на корыте лопатки, и срывные зоны дросселируют проходное сечение. Величина π_k^* при этом снижается из-за роста профильных сопротивлений. Если и дальше открывать дроссель установки,

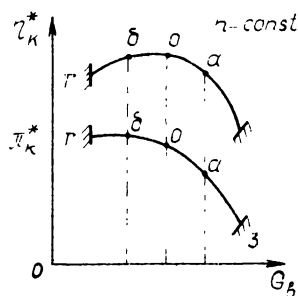


Рис. 4.5. Общий вид зависимостей $\eta_k^* = f(G_b)$ и $\pi_k^* = f(G_b)$

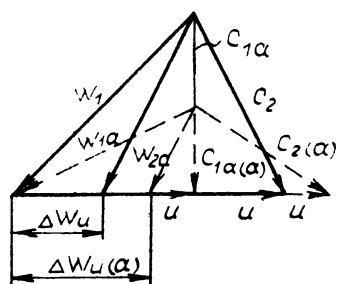


Рис. 4.6. К вопросу о влиянии G_b на величину π_k^*

то начиная с какой-то точки «з» ни расход, ни π_k^* не изменяются. Это объясняется тем, что из-за значительного увеличения скорости на последних ступенях происходит запирание каналов направляющего аппарата последней ступени (т. е. в горловине каналов достигается звуковая скорость). Режим для точки «з» называют режимом «запирания» по выходу.

Теперь рассмотрим характер зависимости $\eta_k^* = f(G_b)$. Пусть оптимальные условия обтекания лопаток соответствуют точке «о» (см. рис. 4.5). При уменьшении расхода увеличивается угол атаки и быстро растут гидравлические потери (см. рис. 2.26). При этом из-за появляющихся срывов на спинке величина по-

ворота потока ($\Delta\beta$) растет медленно, что и определяет снижение η_k^* . При расходе воздуха, соответствующем точке «г», достигается граница устойчивой работы компрессора; на меньших расходах эксплуатация недопустима. При увеличении расхода от точки «о» происходит уменьшение угла атаки, снижение ω_u , а следовательно, L_u и η_k^* . При значительном увеличении расхода не только снижается L_u (из-за уменьшения $\Delta\omega_u$), но и увеличиваются потери из-за роста отрицательных значений углов атаки. Поэтому η_k^* на этом участке резко падает (см. рис. 2.27).

Если снять напорные линии при одном и том же значении $p_b^* = \text{const}$ и $T_b^* = \text{const}$ для нескольких значений частот вращения n , то получим характеристику компрессора при данных условиях (рис. 4.7). Линия, соединяющая точки «г» всех напорных линий, называется границей устойчивых режимов работы; линия, соединяющая точки «з», —

границей записания компрессора по выходу; линия 0—0, соединяющая точки максимальных значений КПД, — линией оптимальных режимов. Естественно, что с увеличением n растет расход G_b , так как при этом компрессор прогоняет воздух более энергично.

С увеличением n при фиксированном положении дросселя на выходе из компрессора возрастает и p_k^* , так как увеличивается окружная скорость рабочего колеса. Таким образом, вся напорная линия смещается вправо и вверх. Причем с увеличением n закрытие дросселя обуславливает более интенсивный рост p_k^* , т. е. напорная линия проходит более круто при увеличении частоты вращения.

Максимальное значение КПД наблюдается обычно при значениях n , несколько меньших $n_{\text{расч}}$.

Характеристика компрессора получена при условии $p_b^* = \text{const}$ и $T_b^* = \text{const}$. При эксплуатации компрессора на его входе могут меняться атмосферные условия, высота и скорость полета. Чтобы характеристики, полученные при определенных p_b^* и T_b^* , были пригодны для любых параметров на входе в компрессор, их строят в критериях или параметрах подобия.

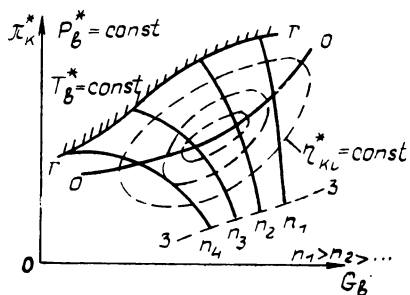


Рис. 4.7. Характеристика компрессора

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ К ТЕЧЕНИЮ ГАЗА В КОМПРЕССОРЕ

Из общих законов подобия движения жидкостей установлено, что условия подобия соблюдаются при выполнении геометрического, кинематического и динамического подобия.

Геометрическое подобие — постоянство отношений сходственных геометрических размеров натуре и модели (причем должны моделироваться и величины шероховатости, и зазоры). *Кинематическое подобие* — подобие треугольников осредненных скоростей в сходственных точках проточной части натуре и модели. *Динамическое подобие* — подобие осредненных силовых полей. Доказывается, что динамическое подобие режимов выдерживается при равенстве безразмерных критериев Струхала, Рейнольдса и Эйлера.

Критерии Пекле и Фруда опускают, т. е. пренебрегают теплообменом и влиянием разницы сил земного тяготения. Для установившегося движения (а мы рассматриваем, как правило, только установившееся движение) критерий Струхала не влияет на подобие режимов.

При $Re > 2 \cdot 10^5$ силы инерции настолько больше сил вязкости, что изменение числа Re не оказывает влияния на характеристики компрессоров. Обычно компрессоры работают при $Re > (2,5 \dots 3,5) \cdot 10^5$, т. е. в области автомодельности (независимости) по числу Re ($Re = cl/\nu$), где c — скорость; l — характерный геометрический размер; ν — кинематическая вязкость.

Остается критерий Эйлера, т. е. для выполнения условий динамического подобия режимов работы компрессоров достаточно равенства чисел Эйлера $Eu = p/\rho c^2$. Умножив и разделив правую часть числа Эйлера на величину $k = c_p/c_v$, получим $Eu = kp/k\rho c^2$. Но $p/\rho = RT$, тогда $Eu = kRT/kc^2$, $kRT = a^2$; $Eu = a^2/kc^2$, $c/a = M$. Следовательно, $Eu = 1/kM^2$.

Таким образом, для компрессоров критерием динамического подобия является число Маха. К примеру, в качестве критерия динамического подобия можно выбрать число Маха в относительном движении на входе в рабочее колесо $M_{w1} = \text{const}$ (здесь $M_{w1} = \omega_1 / \sqrt{kRT_1}$). Итак, если имеем один компрессор, работающий на разных режимах, или компрессоры геометрически подобные, то в качестве условий подобия необходимо равенство чисел Маха M_{w1} и подобие треугольников скоростей в сходственных точках (кинематическое подобие). При подобии треугольников скоростей (рис. 4.8)

$$\frac{c_1}{c_1'} = \frac{u_1}{u_1'} = \frac{w_1}{w_1'} = \text{const.} \quad (4.4)$$

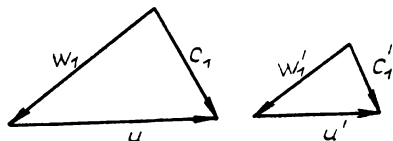
На подобных режимах

$$M_{w_1} = w_1 / \sqrt{kRT_1} = M_{w_1}' = w_1' / \sqrt{kRT_1}' = \text{const},$$

т. е. $w_1/w_1' = a_1/a_1' = \text{const}$. Но из (4.4) $w_1/w_1' = u_1/u_1' = a_1/a_1'$. Следовательно, $u_1/a_1 = u_1'/a_1' = \text{const}$, т. е.

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{kRT_1}} = M_u' = \frac{u_1'}{\sqrt{kRT_1}'} = \text{const}.$$

Таким образом, при условии соблюдения геометрического подобия режимы работы компрессора (или компрессоров) будут подобны, если обеспечить постоянство чисел M_{w_1} и M_u (подобие треугольников скоростей выполняется уже автоматически). В полных курсах теории лопаточных машин далее обычно доказывается, что при $M_{w_1} = \text{const}$ и $M_u = \text{const}$ числа Маха и треугольники скоростей в решетках всех ступеней компрессора остаются неизменными. Подобие течений газовых потоков дает возможность построения характеристик компрессоров в параметрах подобия, а также получения этих характеристик путем продувки моделей компрессоров.



Р и с. 4.8. Пример подобия планов скоростей ступени компрессора

4.3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРОВ В ПАРАМЕТРАХ ПОДОБИЯ

Числа M_{w_1} и M_u , обеспечивающие подобие течения воздуха в компрессоре, называют параметрами или критериями подобия режимов компрессора. На подобных режимах все безразмерные величины и отношения (λ_k^* , η_k^* , отношение давлений и температур) постоянны.

Характеристики компрессора, построенные в параметрах подобия, не зависят от условий, при которых они получены, т. е. они универсальны.

Приведенная скорость $\lambda = c/a_{кр}$ однозначно связана с числом Маха:

$$\lambda = \sqrt{0,5(k+1)} [M / \sqrt{1+0,5(k-1)M^2}],$$

поэтому λ также может служить критерием подобия. Но приведенная скорость λ является основой газодинамических функций. Следовательно, газодинамические функции могут быть использованы в качестве критериев подобия.

Параметры M_{w_1} и M_u не всегда удобны для анализа характеристик компрессора, поэтому для построения их часто выби-

рают величины, пропорциональные критериям подобия M_{w1} и M_u .

В эксплуатации основными параметрами, характеризующими работу компрессора, являются G_b и n , поэтому желательно иметь критериальные параметры, содержащие G_b и n . Например, приведенную скорость $\lambda_u = u/a_{кр} = u/\sqrt{2kRT_b^*/(k+1)}$ можно заменить отношением $u/\sqrt{T_b^*}$, если же сравнивают подобные режимы одного компрессора, то отношением $n/\sqrt{T_b^*}$.

Запишем уравнение расхода для сечения на входе в компрессор:

$$G_b = m \frac{p_b^*}{\sqrt{T_b^*}} F_b q(\lambda_b).$$

Величина m зависит только от k и R , т. е. $m = \text{const}$ (для воздуха $m = 0,0404 \text{ (кг} \cdot \text{К/ДЖ)}^{0,5}$). Тогда уравнение расхода можно записать в таком виде:

$$G_b \sqrt{T_b^*}/p_b^* = m F_b q(\lambda_b).$$

Отсюда следует, что параметр $G_b \sqrt{T_b^*}/p_b^*$ пропорционален плотности тока $q(\lambda_b)$, но последняя есть однозначная функция числа Маха. Потому условие $G_b \sqrt{T_b^*}/p_b^* = \text{const}$ одновременно означает $M = \text{const}$.

Итак, параметры $G_b \sqrt{T_b^*}/p_b^*$ и $u/\sqrt{T_b^*}$ также являются параметрами, или критериями, подобия режимов работы компрессора и могут быть использованы для построения универсальных характеристик.

4.4. ПРИВЕДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ КОМПРЕССОРА К СТАНДАРТНЫМ АТМОСФЕРНЫМ УСЛОВИЯМ

Степень повышения давления в компрессоре и массовый расход воздуха находятся в зависимости от температуры окружающего воздуха. Изменение окружающего давления также оказывает влияние на G_b и в значительной меньшей степени на λ_k^* . Таким образом, параметры воздуха на выходе из компрессора могут существенно зависеть от атмосферных условий.

Для возможности сравнения результатов испытаний компрессора, выполненных при различных погодных условиях, данные испытаний приводят к одинаковым (стандартным) атмосферным условиям: $T_b^* = 288 \text{ К}$, $p_b^* = 760 \text{ мм рт. ст. (101,325 кПа)}$.

Для приведения результатов испытания к стандартным атмосферным условиям используют критериальные параметры расхода и частоты вращения

$$G_{в\text{ зам}} \sqrt{T_{в\text{ зам}}^*} / \rho_{в\text{ зам}}^* = G_{в\text{ пр}} \sqrt{288} / 101,325, \quad (4.5)$$

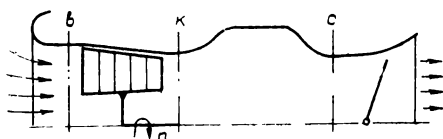
$$n_{\text{зам}} / \sqrt{T_{в\text{ зам}}^*} = n_{\text{пр}} / \sqrt{288}, \quad (4.6)$$

где индекс «зам» относится к измеренным значениям параметров, а «пр» — к значениям, приведенным к стандартным атмосферным условиям.

4.5. НЕУСТОЙЧИВЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

В процессе эксплуатации возможны режимы работы, при которых на выходе из компрессора резко падают давление и расход воздуха. В этом случае хорошо слышен характерный «хлопок», параметры потока на выходе пульсируют, и возникает вибрация лопаток. Такой режим работы компрессора называют неустойчивым.

Многочисленные эксперименты показали, что причиной возникновения неустойчивых режимов является *срыв потока со спинок лопаток*. Это происходит из-за увеличения углов атаки, вызванного снижением c_a или ростом u .



Р и с. 4.9. Схема гидравлической системы в процессе работы компрессора

Чтобы выяснить физическую сущность возникновения неустойчивых режимов работы компрессора, рассмотрим его работу в системе с потребителем (рис. 4.9) вход—компрессор—ресивер—дроссель. В ГТД такая же система: ресивер — это камера сгорания, дроссель — это тепло, подводимое в камеру сгорания.

До сих пор для оценки работы компрессора мы пользовались таким понятием, как напорная линия компрессора (графическая связь степени повышения давления от величины расхода — $\pi_k^* = f(G_b)$ при $n = \text{const}$). Введем новое понятие — характеристика системы (графическая связь потребной степени повышения давления для обеспечения заданного расхода воздуха через систему $\pi_c^* = f(G_b)$). На рис. 4.10 нанесены напорная линия компрессора $\pi_k^* = f(G_b)$ (сплошная линия) и четыре характеристики системы $\pi_c^* = f(G_b)$ (пунктирные линии c_1, c_2, c_3, c_4).

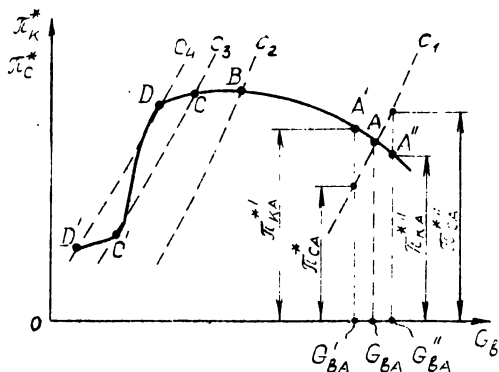


Рис. 4.10. К понятию устойчивых и неустойчивых режимов работы компрессора в системе

На установившемся режиме $\pi_k^* = \pi_c^*$ — это точки пересечения характеристик c_1, c_2, c_3, c_4 с линией $\pi_k^* = f(G_B)$, т. е. точки A, B, C, D, C', D' .

Режим работы компрессора в точках A, B, C, D' существенно отличается от режима в точках D и C' . В первом режиме работы устойчивый, во втором — неустойчивый.

Устойчивым называется режим, где случайное изменение рас-

хода автоматически восстанавливается до заданного. Действительно, если в точке A произойдет уменьшение расхода (до уровня G'_{BA}), то потребный напор системы для заданного расхода воздуха $\pi_{cA}' < \pi_{kA}'$. Избыток напора компрессора повысит давление в ресивере, скорость истечения воздуха через сечение «с—с» (см. рис. 4.9) возрастет, а расход будет увеличиваться, пока не достигнет своего значения в точке A .

Если же в точке A произойдет случайное увеличение расхода через систему, то потребный напор для обеспечения этого расхода π_{cA}'' окажется больше, чем дает компрессор π_{kA}' . При этом давление в ресивере начнет падать, расход через сечение «с—с» (т. е. через систему) будет снижаться, пока не достигнет расхода в точке A , где $\pi_{kA}' = \pi_{cA}''$. Так же устойчив режим в точках B, C и D' .

Иначе обстоит дело в точках D и C' . Здесь тоже имеет место равенство $\pi_{kB}' = \pi_{cB}'$, но случайное уменьшение расхода в точке D' или его увеличение в точке C' не приводит к автоматическому возвращению к расходу в этих точках.

Действительно, при уменьшении расхода в точке D потребное значение π_c^* для его обеспечения окажется больше, чем дает компрессор π_k^* . Поэтому расход будет снижаться, пока не достигнет точки D' , где обеспечена устойчивая работа компрессора.

При увеличении расхода в точке C' имеет место $\pi_k^* > \pi_c^*$. Поэтому он будет продолжать расти, пока не достигнет точки C . Таким образом, в точках D и C' наблюдается неустойчивый режим работы компрессора.

Необратимый процесс перехода из точки D в точку D' приводит к потере статической устойчивости. Этот процесс происходит скачкообразно (промежуточные точки получить экспериментально не удается). Причиной потери устойчивости чаще всего является неравномерность потока на входе в компрессор, вызывающая снижение скорости c_{1a} в отдельных участках. Это, в свою очередь, увеличивает угол атаки, что в конечном итоге приводит к срыву потока.

Таким образом, первоисточник потери устойчивости — отрыв потока в межлопаточных каналах компрессора.

Сначала очаги отрыва локализуются на стенках лопаток, затем разрастаются (если угол атаки растет) и полностью захватывают некоторые каналы. Обычно срывные зоны первоначально возникают на периферии лопаток и распространяются по части дуги лопаточного венца. Потом они развиваются по высоте лопаток в сторону корня. Если лопатки короткие, то зоны срывных течений занимают всю высоту лопатки.

Срывные зоны, возникшие в компрессоре, перемещаются в окружном направлении.

Рассмотрим одну из причин вращения срывных зон — растекание потока воздуха по обе стороны зоны, занятой срывом.

Эксперименты показали, что срыв сначала возникает на отдельных лопатках с наиболее неблагоприятными отклонениями от формы. Район срыва как бы закупоривает часть сечения канала (или весь канал), и поток начинает растекаться по обе стороны зоны срыва (рис. 4.11). В результате слева от зоны срыва угол β_1 уменьшается, угол атаки увеличивается, что способствует распространению срыва на эти лопатки. Справа от этой зоны угол атаки уменьшается, и срыв прекращается. Итак, зона срыва смещается в сторону, противоположную вращению колеса.

В то же время действие растекания потока на направляющих лопатках дает противоположное вращение зоны срыва. Действительно, растекание слева от зоны срыва (см. рис. 4.12) увеличивает α_2 , т. е. уменьшает угол атаки лопаток и устраняет срыв. Растекание справа от зоны срыва уменьшает α_2 ,

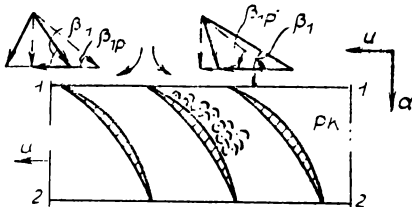


Рис. 4.11. Возникновение вращающегося срыва на лопатках РК:
 — — — — — расчетное обтекание;
 — — — — — нерасчетное обтекание

т. е. увеличивает угол атаки лопаток НА, в результате чего срыв усиливается.

Итак, в направляющем аппарате срывная зона перемещается в сторону вращения колеса.

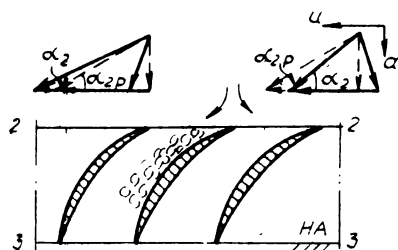


Рис. 4.12. Возникновение вращающегося срыва на лопатках НА:
 — — — — — расчетное обтекание;
 — — — — — нерасчетное обтекание

Возникшая зона срыва тормозит поток между двумя следующими друг за другом венцами, т. е. индуцирует срыв в них. В конечном итоге возникшие зоны срыва формируются в единое целое. Поэтому растут осевые скорости потока в бессрывных зонах (а значит, уменьшаются углы атаки).

Рабочие колеса увлекают срывные зоны и переносят их в сторону

вращения, тем самым смещают срывную зону в направлении вращения. Но скорость смещения меньше скорости вращения колеса.

Развитие процесса после потери устойчивости принято делить на две разновидности—*срыв компрессора* и *помпаж* (рис. 4.13). *Срыв компрессора* — скачкообразный переход рабочей точки D в точку D' , при этом без внешних воздействий перейти в точку D компрессор не может. *Помпаж* — сильные низкочастотные колебания параметров воздуха в проточной части компрессора.

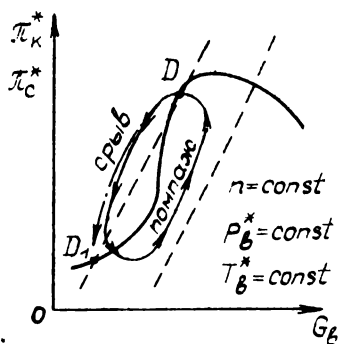


Рис. 4.13. Срывные и помпажные режимы работы компрессора

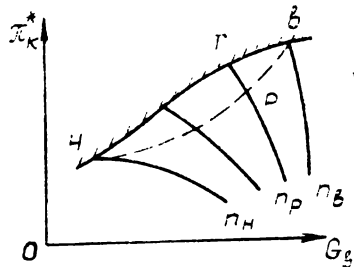


Рис. 4.14. К понятию запаса устойчивой работы компрессора

Любая потеря устойчивости сопровождается пульсацией параметров потока, что вызывает увеличение температуры в камере сгорания и вибрацию деталей компрессора. Все это может привести к серьезным авариям ГТД.

4.6. РАБОЧИЕ РЕЖИМЫ И ЗАПАС УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА В СИСТЕМЕ ГТД

При работе компрессора в системе ГТД реализуется лишь часть тех режимов, которые можно получить при испытании компрессора на стенде. Обычно в ГТД каждому значению n на установившемся режиме соответствует одна рабочая точка, т. е. нельзя изменить G_b , не изменив n .

Соединив такие точки для различных значений n , получим рабочую линию (*линию рабочих режимов*) (рис. 4.14). Рабочая линия пересекает границу устойчивой работы компрессора в точках «и» и «в». Точка «в» — верхний срыв; точка «и» — нижний срыв.

При эксплуатации ГТД не рекомендуется работать на режимах, близких к границе устойчивости, т. е. должен быть запас устойчивости. Принято запас устойчивости компрессора оценивать при данной частоте вращения по отношению $\pi^*_{кг}/G_{вг}$ на границе устойчивости к $\pi^*_{кг}/G_{вр}$ в рабочей точке:

$$K_y = (\pi^*_{кг}/G_{вг}) / (\pi^*_{кг}/G_{вр}), \quad (4.7)$$

где K_y — коэффициент устойчивости компрессора. Запас устойчивости определяется в соответствии с выражением

$$\Delta K_y = (K_y - 1) 100\%. \quad (4.8)$$

4.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ГТД

Установлено, что при изменении режима работы компрессора (частоты вращения или расхода) обычно происходит рассогласование работы ступеней. Это может привести к срыву потока на лопатках и неустойчивой работе компрессора. Даже если не возникают срывные режимы, из-за рассогласования работы ступеней снижаются η_k^* и π_k^* . Более того, в этом случае появляются переменные аэродинамические силы, действующие на лопатки, что может привести к разрушению последних.

Таким образом, необходимо регулирование компрессоров, в задачу которого входит:

сохранение устойчивой работы на всех эксплуатационных режимах;

получение максимально возможных η_k^* и π_k^* на всех эксплуатационных режимах;

исключение появления опасных автоколебаний лопаток.

Все отрицательные явления в работе компрессора обусловлены срывом потока со спинок лопаток, поэтому основная задача регулирования компрессоров — создание устройств, позволяющих получить на всех режимах углы атаки, близкие к расчетным.

Уменьшение рассогласования ступеней на нерасчетных режимах, т. е. регулирование работы ступеней компрессора, решается тремя способами: перепуском воздуха из одной или нескольких средних ступеней в атмосферу или второй контур; поворотом лопаток направляющего аппарата; применением многокаскадных компрессоров.

Регулирование перепуском воздуха. Частота вращения ротора компрессора существенно влияет на величину расхода воздуха. С уменьшением частоты вращения от ее расчетного значения расход снижается; при этом уменьшение скорости на первых ступенях происходит быстрее, чем снижение окружной скорости, и угол атаки увеличивается (см. рис. 4.15). Но с уменьшением частоты вращения снижается работа сжатия в каждой ступени, и от ступени к ступени скорость c_a увеличивается. В результате на средних ступенях (при снижении n) угол атаки остается близким к расчетному.

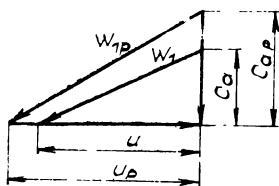


Рис. 4.15. Влияние частоты вращения на расход воздуха в ступени

На последних ступенях из-за снижения работы сжатия скорость c_a увеличивается по сравнению с расчетной, а угол атаки становится меньше расчетного, в итоге падают η_k^* и π_k^* .

При уменьшении частоты вращения наиболее опасным является режим работы первых ступеней, где увеличение угла атаки может привести к срыву потока.

Если при уменьшении частоты вращения на одной или нескольких средних ступенях часть воздуха выпустить из компрессора в окружающую среду или во второй контур, то вследствие резкого уменьшения противодавления возрастает расход через все ступени, предшествующие окнам перепуска. В результате c_a возрастает на этих ступенях, уменьшается угол атаки и обтекание лопаток будет близко к расчетному. При перепуске расход воздуха через все ступени за перепускными окнами уменьшается, а значит, на этих ступенях снижается c_a и угол атаки приближается к расчетному.

Итак, за счет перепуска воздуха первые и последние ступени работают в условиях, близких к оптимальным (т. е. η_k^* увели-

чивается), и, главное, ликвидируется возможность срыва работы компрессора.

Работа, передаваемая каждому килограмму воздуха на первых ступенях, при перепуске уменьшается, так как увеличивается его расход. На последних ступенях она увеличивается, поэтому изменение π_k^* зависит от соотношения работ на первых и последних ступенях. Следует отметить, что запас устойчивости на последних ступенях при перепуске уменьшается, так как уменьшается c_a и возможен срыв со спинки лопаток.

Перепуск осуществляется через окна, закрываемые лентой или клапанами. При $\pi_k^* > 7$ перепуск осуществляется на двух или трех средних ступенях, причем по мере уменьшения частоты вращения сначала открываются окна, расположенные у входа в компрессор, потом последовательно другие. Выпускается от 15 до 25% воздуха, поступающего в компрессор.

Перепуск прост в осуществлении, но вызывает ряд отрицательных явлений: растет температура перед турбиной, снижается тяга. Кроме того, нельзя регулировать компрессор при больших значениях частот вращения, так как возможно возникновение срыва на последних ступенях.

Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата. Основная задача регулирования — сохранить угол атаки близким к расчетному при изменении частоты вращения и расхода. В частности, эта задача может быть решена изменением угла наклона направляющего аппарата первой ступени или спрямляющего аппарата следующих ступеней. Если расход уменьшился по сравнению с расчетным, то осевая составляющая скорости $c_{aII} < c_{арасч}$. Чтобы сохранить угол атаки, надо сохранить величину угла β_1 . С этой целью лопатки НА или СА поворачивают в положение II (см. рис. 4.16), при этом $\alpha_{1II} < \alpha_{1расч}$. Если же расход больше расчетного, то $c_{арасч} < c_{aIII}$ (см. рис. 4.17), и чтобы сохранить величину угла $\beta_1 = \beta_{1расч}$, надо

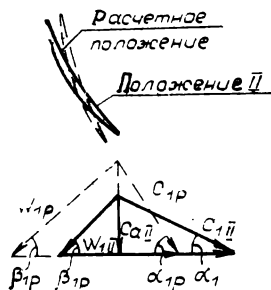


Рис. 4.16. Схема поворота лопаток РНА при $c_{aII} < c_{ар}$

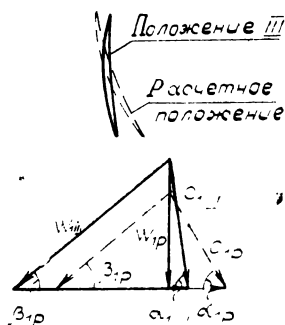


Рис. 4.17. Схема поворота лопаток РНА при $c_{aIII} > c_{ар}$

увеличить угол $\alpha_{\text{расч}}$ до α_{III} . Вначале регулирование поворотом лопаток осуществлялось изменением угла наклона лопаток направляющего аппарата первой ступени. В настоящее время на некоторых ГТД осуществляется поворот лопаток спрямляющих аппаратов трех и даже семи ступеней. Это усложняет конструкцию компрессора, но существенно снижает возможность появления срывных режимов и повышает значение КПД компрессора в широком диапазоне изменения расходов и частот вращения.

Регулирование применением многокаскадных компрессоров. Многокаскадные схемы применяют при суммарной степени сжатия $\pi_k^* > 10$. В этом случае компрессор делится на ряд каскадов по несколько ступеней в каждом. Обычно применяют двухкаскадные конструкции, реже — трехкаскадные.

Группу первых ступеней от входа в компрессор называют каскадом низкого давления (КНД), последующую группу ступеней — каскадом высокого давления (КВД).

Рассмотрим принцип регулирования в двухкаскадном компрессоре. Если по каким-то причинам снизился расход воздуха по сравнению с расчетным, то уменьшится и осевая скорость c_a на первых ступенях компрессора. Если при этом снизить частоту вращения КНД, т. е. уменьшить n , то можно сохранить расчетное значение угла атаки.

При уменьшении частоты вращения КНД уменьшается работа сжатия в ступенях каскада, что приводит к увеличению скорости c_a на ступенях КВД. Если при этом увеличить частоту вращения КВД, то можно сохранить значение углов атаки в ступенях близким к расчетному.

Таким образом, сохраняется угол атаки, близкий к расчетному, и на первых, и на последних ступенях, что не только исключает срыв, но и сохраняет высокие значения η_k^* и π_k^* .

Более того, разделение компрессора на каскады обуславливает привод каждого из них своей турбиной и улучшает условия работы турбин КВД и КНД.

5. АВИАЦИОННЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

5.1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Турбина — это лопаточная машина, в которой происходит отбор энергии от сжатого и нагретого газа и преобразование ее в механическую энергию вращения ротора.

На рис. 5.1 представлена схема одноступенчатой газовой турбины. Из камеры сгорания газ поступает в сопловой аппа-

рат 1, который спрофилирован так, что при движении по его каналам происходит увеличение скорости потока газа за счет снижения температуры и давления последнего. Скорость газа на выходе из соплового аппарата составляет 700...1200 м/с. Заметим, что скорость ураганного ветра 35 м/с, при скорости 100...150 м/с ветер сваливает деревья, дома, переворачивает машины, уносит людей и животных.

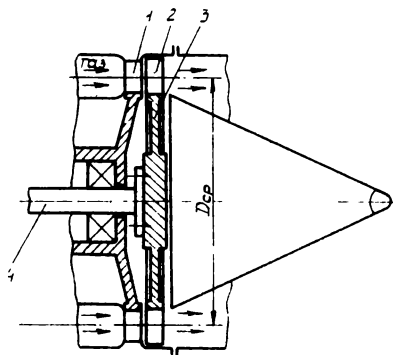


Рис. 5.1. Схема одноступенчатой турбины

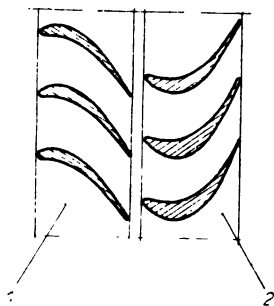


Рис. 5.2. Плоские решетки профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса: 1 — сопловая решетка; 2 — рабочая решетка

Кроме преобразования потенциальной энергии в кинетическую, сопловой аппарат направляет поток рабочего тела под заданным углом на колесо 2. С большой скоростью (следовательно, и кинетической энергией) газ попадает на рабочие лопатки. Благодаря тому, что лопатки имеют специальную форму, часть кинетической энергии газа преобразуется в механическую. Сопловые лопатки неподвижны, а рабочие лопатки соединены с диском 3 и вращаются вместе с ним. Рабочие лопатки и диск образуют рабочее колесо. Последнее соединено с валом 4. Совокупность соплового аппарата с последующим за ним рабочим колесом называют ступенью турбины. Турбины могут иметь несколько ступеней.

Чтобы понять механизм превращения скорости газа в механическую энергию, рассечем сопловой аппарат и рабочее колесо цилиндрической поверхностью $D_{ср}$, а сечение развернем на плоскость. Получим так называемую плоскую решетку профилей соплового аппарата и рабочего колеса (рис. 5.2). Экспериментальные исследования показывают, что давление на вогнутой

части (корытце) значительно больше, чем на выпуклой, называемой спинкой (рис. 5.3).

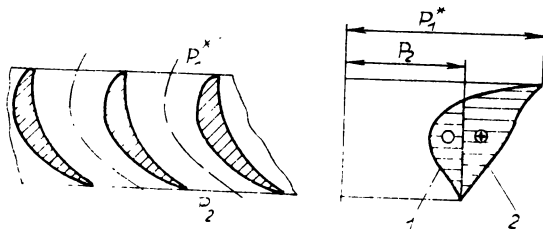


Рис. 5.3. Схема распределения давления по профилю лопатки рабочего колеса: изменение давления по спинке (1) и по корытцу (2)

Разность давлений на корытце и спинке складывается из следующих составляющих:

активное действие газа, набегающего на профиль лопатки (рис. 5.4);

действие центробежных сил при движении газа по криволинейной поверхности корытца лопатки (рис. 5.5);

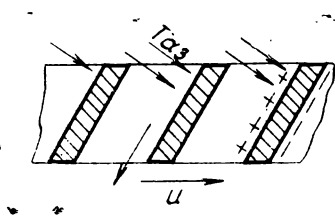


Рис. 5.4. Схема активного действия газа, набегающего на прямолинейную лопатку

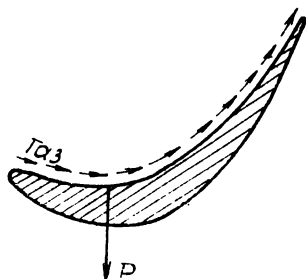


Рис. 5.5. Схема действия центробежной силы, возникающей при движении газа вдоль криволинейной поверхности

действие реактивной силы, образующейся при расширении газа в каналах рабочих лопаток, т. е. в случае, когда от входа к выходу из каналов рабочих лопаток относительная скорость потока газа увеличивается (рис. 5.6).

Равнодействующая всех сил, действующих на все лопатки, и создает крутящий момент на валу ступени турбины.

Если расширение газа происходит лишь на лопатках соплового аппарата, то такие ступени турбины называют актив-

ными. Если расширение газа происходит и в сопловом аппарате, и в каналах рабочего колеса, то такие ступени турбины называют реактивными.

Рассмотрим изменение основных параметров газа при его движении по элементу ступени турбины. Условимся индексом «0» обозначать параметры газа на входе в сопловый аппарат, индексом «1» — на выходе из него и индексом «2» — на выходе из рабочего колеса.

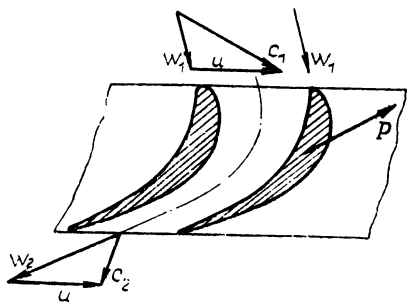


Рис. 5. 6 Схема действия реактивной силы P при движении газа с ускорением в сужающемся межлопаточном канале рабочего колеса

На рис. 5.7 приведена качественная картина изменения параметров в активной ступени, а на рис. 5.8 — в реактивной ступени. В сопловых аппаратах обеих ступеней статическое давление p и температура T уменьшаются вследствие увеличения скорости c в абсолютном движении в сужающихся межлопаточных каналах.

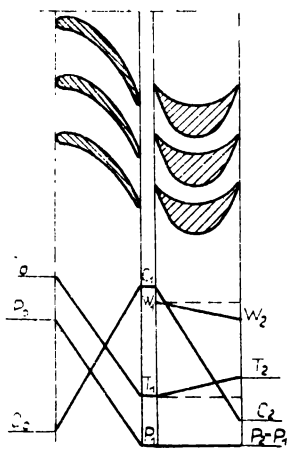


Рис. 5.7. Изменение параметров газа в активной ступени: — — — — — идеальный процесс в рабочем колесе; — — — — — реальный процесс

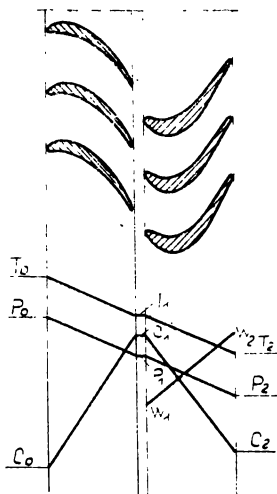


Рис. 5.8. Изменение параметров газа в реактивной ступени

В рабочих колесах абсолютная скорость c уменьшается из-за преобразования части кинетической энергии потока в механическую энергию вращения рабочего колеса. При этом в активной ступени (см. рис. 5.7) вследствие равенства давлений $p_1 = p_2$ скорость потока в относительном движении можно считать неизменной ($\omega_1 = \omega_2$) в случае идеального невязкого газа. Статическая температура газа будет оставаться постоянной ($T_1 = T_2$). Если же учесть вязкость газа, то скорость ω_2 будет меньше ω_1 , а температура T_2 — больше температуры T_1 .

В рабочем колесе реактивной ступени (см. рис. 5.8) вследствие уменьшения статического давления p скорость газа в относительном движении увеличивается, а статическая температура уменьшается.

Запас общей энергии газа на входе в ступень выражается его энтальпией $i_0^* = c_p T_0^* = c_p T_0 + 0,5 c_0^2$. Разность энтальпий называют теплоперепадом. На сопловом аппарате теплоперепад равен $L_{CA} = i_0^* - i_1$, на рабочем колесе — $L_{PK} = i_1 - i_2$, на всей ступени — $L_{CT} = i_0^* - i_2$.

Для оценки распределения общего теплоперепада между сопловым аппаратом и рабочим колесом вводится понятие степени реактивности ступени:

$$\rho_T = \frac{L_{PK}}{L_{CA} + L_{PK}} = \frac{L_{PK}}{L_{CT}}. \quad (5.1)$$

Степень реактивности есть отношение теплоперепада на рабочем колесе к общему теплоперепаду на всей ступени.

Если величина $\rho_T \leq 0,15$, то такие ступени принято называть активными. Если $\rho_T > 0,15$, то ступени называют реактивными.

Какие особенности имеет газовая турбина как тепловой двигатель? Почему в последние годы возник большой интерес к газовым турбинам?

Особенности газовой турбины как теплового двигателя следующие: отсутствие возвратно-поступательно движущихся масс, непрерывность процесса; высокая частота вращения ротора; более высокое значение КПД по сравнению с другими тепловыми двигателями.

Таким образом, газовые турбины имеют ряд преимуществ по сравнению, например, с двигателями внутреннего сгорания. Вместе с тем указанные преимущества проявляются только при высоких температурах газа на входе в сопловый аппарат (при $T_0^* > 1000$ К). Температура газа на входе в современные турбины достигает 1400...1650 К. Такой высокий уровень температур обуславливает применение в конструкции турбин деталей из материалов, имеющих высокую жаропрочность и жаростойкость. Однако обнадёживающие результаты в области создания

таких материалов и разработки технологии изготовления из них деталей появились только в середине сороковых годов нашего столетия. Именно к этому времени и относится начало интенсивного развития газовых турбин и применения их в авиационных двигателях.

Конечно, большое значение при создании авиационных турбин имели работы в области теории и конструкции газовых турбин. Здесь уместно назвать ученых, чьи работы в этой области были основополагающими.

Известно, что в 1891 г. англичанин Джон Барбер разработал проект газотурбинного двигателя, но, по-видимому, двигатель не был построен. В 1872 г. Штольце сконструировал газотурбинную установку, которая имела вид, близкий к современным установкам. Испытания ее проводились в начале XX века, но были малоуспешными. В 1897 г. русский инженер П. Д. Кузьминский построил и впервые в мире успешно провел испытания газотурбинной установки. К сожалению, закончить испытания он не успел — умер в 1900 г. С 1903 по 1906 гг. построено несколько опытных газотурбинных установок французскими инженерами Арменго и Лемалем. В 1908 г. русский инженер В. В. Караводин предложил и построил газовую турбину с пульсирующим циклом работы. С 1903 г. много работает над созданием газовых турбин с постоянным объемом сгорания проф. Хольцварт. Конструкция турбины была сложной, но ее КПД, достигавший 17...18%, для того времени был высокий.

Многие ученые считали, что турбинам со сгоранием при $v = \text{const}$ принадлежит будущее. И это мнение долгие годы заставляло научную мысль работать в этом направлении. Однако в 1933 г. Г. И. Зотиков опубликовал монографию «Проблема турбины внутреннего сгорания», где доказал, что путь развития газовых турбин — сгорание при $p = \text{const}$.

В период с 1912 по 1918 гг. отец русской авиации Н. Е. Жуковский опубликовал серию работ по вихревой теории гребных винтов и осевых вентиляторов. Этими работами была заложена основа современной теории турбомашин.

Огромное влияние на развитие турбостроения оказали работы знаменитого словацкого ученого А. Стодола (1859—1942 гг.). Он создал теорию паровых и газовых турбин. Его капитальный труд «Паровые и газовые турбины», последнее издание которого вышло в 1924 г., до сих пор имеет огромное значение, и на эту работу ссылаются почти все авторы крупных современных работ по паровым и газовым турбинам.

Большой вклад в развитие турбостроения внесли работы советских ученых. В 1925 г. проф. В. М. Маковский опубликовал монографию «Опыт исследования турбин внутреннего сгорания

с постоянным давлением». В 1935 г. В. В. Уваров опубликовал монографию «Газовые турбины». В то время это была крупнейшая работа по газовым турбинам. Через десять лет В. В. Уваров опубликовал еще ряд работ. Из них особую ценность представляют работы по профилированию лопаток. Большое влияние на развитие газовых турбин оказали монографии профессоров Г. С. Жирицкого (1950 г.), И. И. Кириллова (1956 г.) и И. И. Шнеэ.

Развитие теории газовых турбин в СССР многим обязано работам академика Стечкина Б. С. и других советских ученых (Дейча М. Е., Степанова Г. Ю., Холщевникова К. В.).

5.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Обычно турбины классифицируют по следующим признакам.

По температуре рабочего тела:

а) *неохлаждаемые*, б) *охлаждаемые*.

В первом случае температура газа перед сопловыми и рабочими лопатками должна гарантировать надежность работы турбины без специального теплоотвода от ее элементов.

Во втором случае для обеспечения надежности работы турбин лопатки ступени (сопловые и рабочие или одни из них) необходимо специально охлаждать.

Однако следует учитывать, что охлаждение снижает КПД турбины из-за расхода энергии на подачу охлаждающего воздуха, а также из-за потерь при смешивании охладителя с рабочим телом и роста кромочных потерь.

По направлению движения рабочего тела:

а) *осевые*, б) *радиальные*, в) *радиально-осевые*.

Схема осевой турбины представлена на рис. 5.1. Схемы радиальной и радиально-осевой турбины показаны на рис. 5.9 и 5.10.

Осевыми называют турбины, в которых поток газа движется главным образом параллельно оси турбины.

Радиальными называют турбины, в которых поток газа движется в основном перпендикулярно оси турбины. Причем, если движение газа осуществляется от периферии к центру, — это радиальная центробежная турбина; если газ движется от центра к периферии, — радиальная центробежная турбина.

Преимущество радиальных турбин по сравнению с осевыми выражается в возможности срабатывать несколько больший теплоперепад на одной ступени и в простоте изготовления. Кроме того, радиальная турбина более приспособлена к регулированию. Но крупные радиальные турбины имеют КПД меньше, чем осевые, что объясняется большими поверхностями трения,

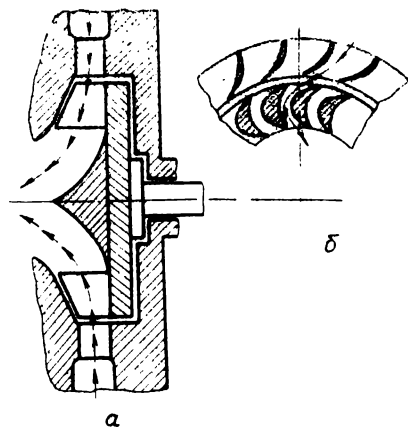


Рис. 5.9. Схема проточной части радиальной центробежной турбины в меридиональной (а) и окружной (б) плоскости

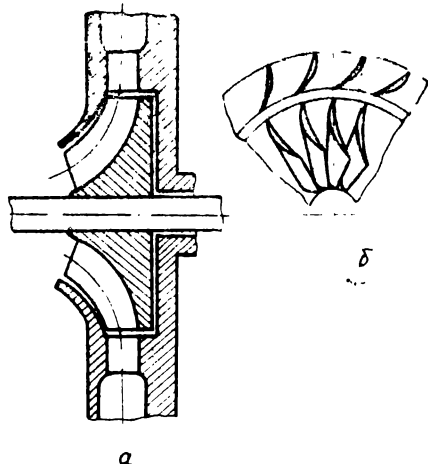


Рис. 5.10. Схема проточной части радиально-осевой турбины в меридиональной (а) и окружной (б) плоскости

дополнительным поворотом газа, значительными дисковыми потерями. Очень усложняется решение вопросов охлаждения. Однако при средней мощности радиальные турбины оказываются более выгодными. Дело в том, что при уменьшении размеров КПД осевой турбины уменьшается быстрее, чем радиальной. А простота изготовления и возможность обойтись одной ступенью вместо двух делает радиальную турбину более желательной.

Радиально-осевыми называют турбины, у которых газ движется сначала перпендикулярно к оси турбины, а затем делает поворот и движется параллельно оси.

По количеству ступеней:

- а) одноступенчатые,
- б) многоступенчатые (рис. 5.11).

На одной ступени можно сбавлять определенную величину теплосоперпада. При необходимости сбавить большой

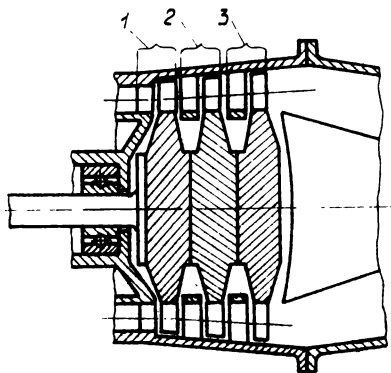


Рис. 5.11. Схема трехступенчатой турбины: 1 — первая ступень; 2 — вторая ступень; 3 — третья ступень 97

теплоперепад (для получения больших мощностей) применяют многоступенчатые турбины. В авиации многоступенчатые турбины широко применяют в газотурбинных двигателях.

По способу срабатывания теплоперепада в многоступенчатых турбинах:

а) турбины со ступенями скорости (рис. 5.12);

б) турбины со ступенями давления (рис. 5.13).

В турбинах со ступенями скорости весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате первой ступени и полученная

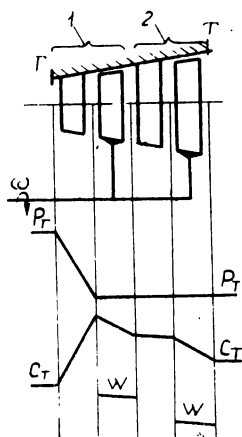


Рис. 5.12. Изменение параметров потока в турбине со ступенями скорости: 1 — первая ступень; 2 — вторая ступень

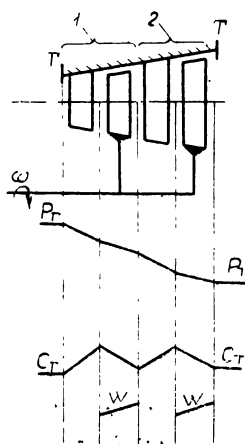


Рис. 5.13. Изменение параметров потока в турбине со ступенями давления: 1 — первая ступень; 2 — вторая ступень

кинетическая энергия газа постепенно используется на нескольких рабочих колесах. Сопловые аппараты последующих ступеней (за первой) выполняют лишь поворотную функцию, и увеличения скорости в их каналах не происходит. Ступени скорости часто называют колесом Кертиса. На рис. 5.12 хорошо видно ступенчатое изменение скорости в колесе Кертиса. В турбинах со ступенями давления на каждой ступени срабатывается часть теплоперепада. Давление газа постепенно понижается от ступени к ступени. На рис. 5.13 хорошо видно ступенчатое изменение давления.

Рассмотрим преимущества и недостатки турбин со ступенями скорости и ступенями давления.

Преимущества турбин со ступенями скорости:

При одинаковых окружных скоростях в турбинах со ступенями скорости для срабатывания заданного теплоперепада требуется меньшее количество ступеней.

Большая степень расширения на первом сопловом аппарате приводит к резкому снижению температуры газа, а значит, и требуемая жаропрочность лопаток рабочего колеса и всех лопаток последующих ступеней заметно уменьшается.

При малых расходах газа в результате полного расширения происходит резкое увеличение объема на первом сопловом аппарате, что приводит к увеличению высоты лопаток рабочего колеса первой и последующих ступеней. Увеличение же высоты лопаток при малых расходах приводит к увеличению КПД (для турбонасоса ЖРД это может быть определяющим обстоятельством при выборе типа турбины).

Меньше осевые силы.

Недостатки турбин со ступенями скорости. При больших мощностях, характерных для современных ГТД, КПД турбин со ступенями скорости меньше, чем у турбин со ступенями давления. Поэтому в авиации применяют в основном многоступенчатые турбины со ступенями давления.

По степени использования возможного проходного сечения соплового аппарата:

а) с полным подводом; б) парциальные.

Если каналы соплового аппарата равномерно расположены по всей окружности, то такие турбины носят название турбин с полным подводом. Если каналы соплового аппарата занимают часть длины окружности, то такие турбины называются парциальными. Использование возможного проходного сечения соплового аппарата оценивается степенью парциальности ϵ . Степень парциальности есть отношение длины дуги, занятой соплами, к полной длине окружности, причем оба параметра измеряются по среднему диаметру (рис. 5.14):

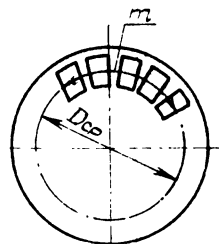


Рис. 5.14. Схема проточной части парциального соплового аппарата в плоскости вращения

$$\epsilon = m / \pi D_{\text{ср}}. \quad (5.2)$$

Парциальные турбины применяют при малых расходах рабочего тела, когда высота рабочих лопаток при $\epsilon=1$ мала.

Отметим, что у парциальных турбин при заданной температуре рабочего тела температура лопаток ниже, чем у турбин с полным подводом рабочего тела.

5.3. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ И ПЛОСКОЙ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

Если ступень турбины расечь цилиндрической поверхностью, а затем поверхность сечения развернуть на плоскость, то получим так называемые плоские решетки профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса. Вогнутую поверхность лопатки называют корытцем, а выпуклую — спинкой.

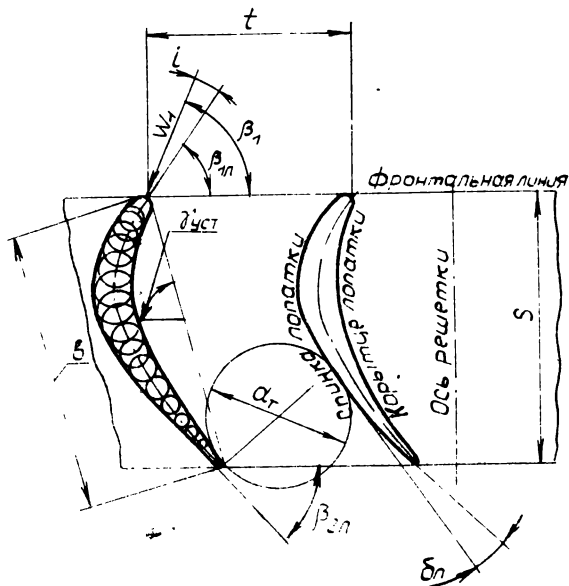


Рис. 5.15. Основные параметры плоской решетки профилей рабочих лопаток.

Рассмотрим основные геометрические параметры плоской решетки рабочих лопаток турбины (рис. 5.15). Для сопловых лопаток плоская решетка имеет аналогичные параметры.

Средняя линия профиля — геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль. *Хорда профиля b* — расстояние между крайними точками средней линии. *Фронтальная линия* — линия, соединяющая одноименные точки профилей. *Ось решетки* — линия, перпендикулярная фронтальной. *Угол установки профиля $\gamma_{уст}$* — угол между хордой и фронтальной линией. *Ширина решетки S* — расстояние между крайними точками средней линии, измеренное в направлении

оси. *Горло решетки* a_r — минимальное расстояние между корытцем и спинкой соседних лопаток. *Шаг решетки* t — расстояние между одноименными точками соседних профилей, измеренное в направлении фронтальной линии. *Входной угол профиля* $\beta_{1л}$ — угол между касательной к средней линии на входе и фронтальной линией. *Выходной угол профиля* $\beta_{2л}$ — угол между касательной к средней линии на выходе и фронтальной линией. *Угол отгиба* $\delta_{л}$ — угол между касательными к контуру спинки в точках e и f (f — точка сопряжения контура спинки и окружности выходной кромки). Он может быть равен нулю при плоском очертании выходного участка спинки. *Высота (или длина) лопатки* h (см. рис. 5.16) — расстояние между концевыми поверхностями лопатки, измеренное по радиусу.

В практике расчетов часто пользуются относительными параметрами: $h/D_{ср}$ — относительной высотой лопатки и t/b — относительным шагом лопаток на среднем радиусе.

Если среднюю величину угла набегающего потока газа обозначить через α_0 для соплового аппарата и β_1 для рабочих лопаток, то разности $(\alpha_{ол} - \alpha_0)$ и $(\beta_{1л} - \beta_1)$ составят так называемые углы атаки i набегающего газа на сопловые и рабочие лопатки.

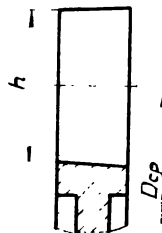


Рис. 5.16. Схема проточной части рабочего колеса в меридиональной плоскости

5.4. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СОПЛОВОМ АППАРАТЕ

Известно, что для вращения рабочего колеса необходимо, чтобы газ с большой скоростью поступал на рабочие лопатки. Сопловой аппарат служит для преобразования потенциальной энергии (давления и температуры) рабочего тела в кинетическую. Однако для получения высокого значения КПД подвод газа к лопаткам рабочего колеса должен осуществляться под определенным углом. Сопловой аппарат помогает решить и эту задачу, т. е. направляет газ под заданным углом на рабочие лопатки. Поэтому иногда сопловой аппарат называют направляющим аппаратом. Но это название в полной мере можно отнести лишь к сопловым аппаратам второй, третьей и последующих ступеней колеса Кертиса, где действительно изменяется лишь направление газа.

Таким образом, сопловой аппарат служит для преобразования потенциальной энергии газа в кинетическую и для подвода газа к рабочим лопаткам под заданным углом.

Сначала посмотрим, как решается первая задача — преобразование потенциальной энергии в кинетическую. Для этого рассмотрим процесс истечения газа из простого сужающегося сопла (рис. 5.17).

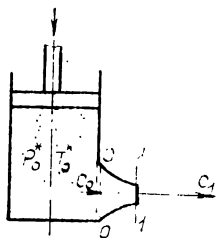


Рис. 5.17. Схема истечения газа из сужающегося сопла

Пусть в цилиндре под поршнем находится газ с параметрами p_0^* и T_0^* . Из соплового насадка вытекает газ. Причем условия истечения не изменяются, так как на поршень действует постоянное усилие. При движении газа по сужающемуся участку от сечения 0—0 до сечения 1—1 его скорость растет за счет снижения статического давления и температуры. Если перепад давления на сопле докритический, то расширение в сопле происходит до давления окружающей среды ($p_1 = p_n$). Нужно определить стати-

ческую температуру и скорость течения газа в сечении 1—1, т. е. на выходе из сопла.

Для упрощения будем считать, что теплообмена с внешней средой на участке от сечения 0—0 до сечения 1—1 не происходит и потери на трение отсутствуют.

Для изэнтропического процесса имеет место соотношение (3.9):

$$\frac{T_{1s}}{T_0^*} = \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{(k-1)/k} \quad \text{и} \quad T_{1s} = T_0^* \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{(k-1)/k} \quad (5.3)$$

Таким образом определяется статическая температура на выходе из сопла в изэнтропическом процессе расширения газа. Для определения скорости истечения из сопла воспользуемся тем, что сопло представляет собой энергоизолированную систему (энергия не подводится и не отводится), поэтому

$$i_0 + 0,5 c_0^2 = i_{1s} + 0,5 c_{1s}^2,$$

откуда

$$c_{1s} = \sqrt{2(i_0 - i_{1s}) + c_0^2} \quad (5.4)$$

или

$$c_{1s} = \sqrt{2 c_p (T_0 - T_{1s}) + c_0^2} = \sqrt{2 c_p T_0 (1 - T_{1s}/T_0) + c_0^2} \quad (5.5)$$

Заменим отношение T_1/T_0 отношением p_1/p_0 , тогда получим

$$c_{1s} = \sqrt{2 c_p T_0 [1 - (p_1/p_0)^{(k-1)/k}] + c_s^2}. \quad (5.6)$$

Если перейти к параметрам торможения, то уравнение (5.5) примет вид

$$c_{1s} = \sqrt{2 c_p T_0^* [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}]}. \quad (5.6)$$

Последнее уравнение преобразуем, заменяя $c_p = kR/(k-1)$:

$$c_{1s} = \sqrt{2 kRT_0^* [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}. \quad (5.7)$$

Из формулы (5.7) следует, что скорость истечения увеличивается с ростом T_0^* и p_0^* . Если известны физические константы рабочего тела (k и R), его параметры на входе в сопло p_0^* , T_0^* и давление p_1 на выходе из него, то по формуле (5.7) можно подсчитать теоретическую (без потерь) скорость истечения из сопла c_{1s} . Если в формулу (5.7) вместо p_1 подставить любое значение p на участке от 0—0 до 1—1, то можно найти скорость в любом сечении сопла.

Из курса газовой динамики известно, что в сужающемся сопле наибольшая скорость, которую можно получить, есть скорость звука. Для получения сверхзвуковых скоростей необходимо применение сопла Лаваля (рис. 5.18).



Рис. 5.18. Форма сопла Лаваля

Величину потребной площади сечения сопла при изэнтропическом течении газа в зависимости от параметров потока в данном сечении можно найти по формуле [4, 10]

$$f_s = G_s / c_s \rho_s = G_s v_s / c_s,$$

где v_s — удельный объем газа.

Если вместо c_s подставить значение c_{1s} из формулы (5.7), то получим формулу для определения площади сопла в сечении 1—1:

$$f_s = G_s v_{1s} / \sqrt{2 kRT_0^* [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}.$$

Площадь любого сечения сопла, с учетом того, что $v_s = RT_s/p$, может быть определена по формуле

$$f_s = \frac{GRT_s/p}{\sqrt{2 kRT_0^* [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}},$$

где p и T_s — текущие значения параметров.

Для изэнтропического процесса $T_s = T_0^* (p/p_0^*)^{(k-1)/k}$, тогда

$$f_s = \frac{G_s R T_0^* (p/p_0^*)^{(k-1)/k}}{p \sqrt{2 k R T_0^* [1 - (p/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}}$$

или

$$f_s = \frac{G_s \sqrt{R T_0^*}}{(p_0^*/p)^{(k-1)/k} p \sqrt{2 k [1 - (p/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}}. \quad (5.8)$$

Но $p/p^{(k-1)/k} = p^{1/k}$, а $p_0^{*(k-1)/k}$ можно представить в таком виде: $p_0^{*(k-1)/k} = p_0^*/p_0^{*1/k}$. Тогда уравнение (5.8) примет вид

$$f_s = \frac{G_s \sqrt{R T_0^*}}{p_0^* (p/p_0^*)^{1/k} \sqrt{2 k [1 - (p/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}},$$

или

$$f_s = \frac{G_s \sqrt{R T_0^*}}{p_0^* \sqrt{2 k [(p/p_0^*)^{2/k} - (p/p_0^*)^{(k+1)/k}] / (k-1)}}. \quad (5.9)$$

Если по формуле (5.9) построить график изменения f_s в зависимости от отношения p/p_0^* , то получим кривую, представленную на рис. 5.19. Обратим внимание, что в начале координат единица, т. е. $p/p_0^* = 1$ и $p = p_0^*$.

До критического сечения сопло сужается, а затем расширяется. Такое изменение площади, несмотря на непрерывное увеличение скорости, объясняется характером изменения удельного объема по длине сопла ($f_s = G_s v_s / c_s$). В сужающейся части сопла скорость течения газа растет быстрее удельного объема, поэтому и потребная площадь сопла уменьшается. В расширяющейся части рост удельного объема превалирует над ростом скорости, и поэтому потребная площадь сопла увеличивается.

Отношение давлений, соответствующее минимальной площади проходного сечения сопла, называют критическим отношением:

$$\begin{aligned} p_{кр} / p_0^* &= \beta_{кр}; \\ \beta_{кр} &= [2/(k+1)]^{k/(k-1)}. \end{aligned} \quad (5.10)$$

Критическая скорость определяется известным соотношением

$$c_{кр} = \sqrt{k R T_{кр}} = \sqrt{2 k R T_0^* / (k+1)}.$$

Теперь рассмотрим, от чего зависит и как меняется расход газа через сужающееся сопло. Для этого воспользуемся рис. 5.17.

Пусть окружающее давление p_n , т. е. давление среды, в которую происходит истечение, постепенно уменьшается от значе-

ния p_0^* (от давления в сосуде) до нуля. При уменьшении p_n уменьшается и давление в устье сопла p_1 . Снижение p_1 происходит до тех пор, пока оно не достигнет значения $p_1 = p_{кр}$. Дальнейшее уменьшение уже не приводит к снижению p_1 , и давление в выходном сечении сопла остается равным $p_{кр}$, т. е.

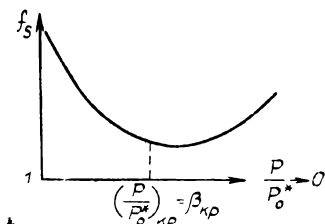


Рис. 5.19. Характер изменения площади поперечного сечения сопла

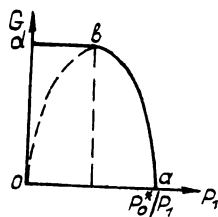


Рис. 5.20. Теоретическая и действительная зависимости расхода от перепада давления

$p_1 = p_{кр}$. Перепад давлений $p_{кр} - p_n$ вызывает резкое расширение газа за соплом. Но эта работа расширения практически не приводит к увеличению скорости истечения, так как затрачивается на разрыв струи и создание волновых колебаний.

Найдем расход газа через сужающееся сопло из уравнения (5.9):

$$G_s = f_1(p_0^*/\sqrt{RT_0^*}) \left(\sqrt{2k[(p_1/p_0^*)^{2/k} - (p_1/p_0^*)^{(k+1)/k}]/(k-1)} \right). \quad (5.11)$$

Если по формуле (5.11) построить зависимость G_s от p_1 , то получим кривую *oba* (рис. 5.20). В действительности процесс пойдет по линии *abd*, так как при уменьшении p_1 от точки *b* в формуле (5.11) нужно подставлять не значение давления среды за соплом, а критическое давление $p_{кр}$. Поэтому, несмотря на уменьшение давления в окружающей среде, давление в критическом сечении остается постоянным. Значит, в формуле (5.11) начиная от точки *b* надо подставлять не давление в среде за соплом, а критическое давление $p_{кр}$. Следовательно, при понижении p_n (окружающего давления) до величин меньше критической расход газа остается постоянным, равным расходу на критическом перепаде давлений. Таким образом, критическое сечение сопла определяет расход через сопло. Поэтому и для сопла Лавалья расход определяется критическим сечением.

5.5. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗА ИЗ СОПЛА

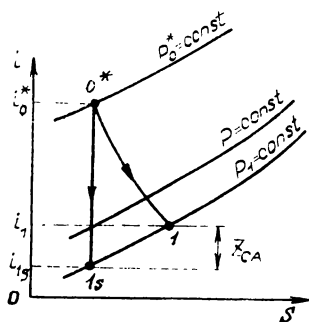


Рис. 5.21. Изображение
изоэнтروпического и дейст-
вительного процессов рас-
ширения газа в сопловом
аппарате в $i-s$ -координатах

При движении по межлопаточному каналу часть энергии газа тратится на трение о стенки, вихреобразование и радиальные течения. Поэтому действительная скорость истечения c_1 меньше изоэнтропической c_{1s} . Энергия, затраченная на трение и вихреобразование, превращается в тепло и вновь передается газу, что увеличивает его энтальпию по статическим параметрам на выходе из сопла по сравнению с изоэнтропическим процессом расширения (рис. 5.21):

$$i_1 > i_{1s} \text{ и } i_0^* - i_{1s} > i_0^* - i_1.$$

Разность энтальпий затрачивается на увеличение кинетической энергии потока газа, протекающего по каналам соплового аппарата:

$$i_0^* - i_{1s} = 0,5 c_{1s}^2 \text{ — для течения без потерь;}$$

$$i_0^* - i_1 = 0,5 c_1^2 \text{ — для течения с потерями.}$$

Отсюда потеря энергии в сопле, отнесенная к 1 кг газа:

$$z_{CA} = 0,5 c_{1s}^2 - 0,5 c_1^2 = (i_0^* - i_{1s}) - (i_0^* - i_1) = i_1 - i_{1s}$$

или

$$z_{CA} = 0,5 (c_{1s}^2 - c_1^2) = i_1 - i_{1s}. \quad (5.12)$$

Потери в сопловом аппарате оценивают коэффициентом скорости сопла φ , который обычно определяется экспериментальным путем. Для сопловых аппаратов газовых турбин значение φ колеблется в пределах 0,90...0,98.

Действительную скорость истечения из сопла находят из выражения

$$c_1 = \varphi c_{1s}. \quad (5.13)$$

Тогда потери энергии в сопле можно представить так:

$$z_{CA} = 0,5 (c_{1s}^2 - \varphi^2 c_{1s}^2) = 0,5 c_{1s}^2 (1 - \varphi^2) = \xi_{CA} c_{1s}^2 / 2, \quad (5.14)$$

где $\xi_{CA} = 1 - \varphi^2$ — коэффициент потери энергии в сопле.

Величина расхода, подсчитанная по формуле (5.11), является теоретической. Действительная величина расхода из-за наличия

пограничного слоя и потерь меньше и может быть найдена из выражения

$$G = \mu G_s, \quad (5.15)$$

где μ — коэффициент расхода.

5.6. СОПЛА С КОСЫМ СРЕЗОМ

Мы рассматривали истечение из сопла, плоскость выходного сечения которого перпендикулярна оси сопла, а образующая поверхности сопла представляет собой или прямую линию, или линию незначительной кривизны (рис. 5.22). Сопловой аппарат турбины — набор рядом расположенных сопел; причем для создания крутящего момента, т. е. для создания разности давлений на корытце и спинке рабочее тело должно подводиться к лопаткам рабочего колеса под углом так, чтобы появилась окружная составляющая абсолютной скорости c_{1u} . И чем она больше, тем больше величина работы 1 кг рабочего тела (это будет доказано позже). Для получения a_{1u} оси сопел должны быть наклонными по отношению к плоскости вращения колеса. На рис. 5.23 показана развертка сечения сопловых лопаток, профили которых выполнены прямыми линиями (или линиями небольшой кривизны). В этом случае (рис. 5.23) выходные

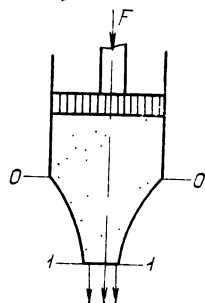


Рис. 5.22. Осесимметричное сужающееся сопло



Рис. 5.23. Сопловая решетка, состоящая из осесимметричных сужающихся сопел

кромки лопаток очень толстые, что приводит к большим потерям энергии (как к кромочным, так и от нестационарного обтекания рабочих лопаток). При этом чем больше угол наклона оси сопел, т. е. чем больше c_{1u} , тем толще выходные кромки, и следовательно, тем больше потери. Чтобы получить тонкие выходные кромки лопаток при больших значениях c_{1u} , стенки каналов сопловых аппаратов выполняют криволинейными; при этом плоскость выходного сечения не перпендикулярна к оси канала — образуется так называемый косой срез (участок ABC на рис. 5.24).

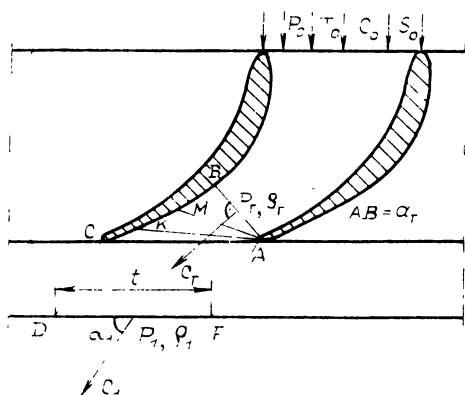


Рис. 5.24. Схема течения газа из сопловой решетки, состоящей из криволинейных межлопаточных каналов

тока (CD и AF), отстоящими друг от друга на расстоянии шага решетки t . Условимся, что высота лопаток соплового аппарата равна единице.

Пусть в самом узком сечении канала (в горле) поток имеет статическое давление p_r , плотность ρ_r и скорость c_r . Причем направление скорости c_r практически перпендикулярно линии AB . В сечении DF поток имеет статическое давление p_1 и скорость c_1 , направленную под углом α_1 к фронтальной линии DF .

Составим уравнение неразрывности для входного и выходного сечений участка $ABCD$:

$$\rho_r c_r a_r = \rho_1 c_1 t \sin \alpha_1,$$

откуда

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{a_r}{t} \frac{\rho_r c_r}{\rho_1 c_1} \right).$$

Из полученного выражения видно, что угол α_1 определяется геометрическими параметрами a_r/t и режимным параметром — отношением плотности тока $\rho_r c_r / \rho_1 c_1$. Отношение a_r/t довольно широко используется для характеристики геометрии косо́го среза, причем $a_r/t = \sin \alpha_{1\text{эф}}$. Угол $\alpha_{1\text{эф}}$ — эффективный угол соплового аппарата, по величине незначительно отличающийся от лопаточного угла $\alpha_{1л}$.

Из выражения

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\sin \alpha_{1\text{эф}} \frac{\rho_r c_r}{\rho_1 c_1} \right)$$

следует, что с ростом $\alpha_{1\text{эф}}$ увеличивается и угол α_1 .

Выясним влияние режима течения на величину угла α_1 .

Истечение из сопла с косым срезом при определенных условиях отличается от истечения из простого суживающегося сопла. Рассмотрим течение газа на участке косо́го среза и осевого зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом (см. рис. 5.24). Участок ABC представляет собой косой срез соплового аппарата, а участок $ACDF$ образован двумя фронтальными линиями (AC и DF) и двумя линиями

Рассмотрим три случая течения газа:

при докритическом перепаде давления на сопловом аппарате, когда $p_1/p_0^* > \beta_{кр}$;

при критическом перепаде давления $p_1/p_{кр} = \beta_{кр}$;

при сверхкритическом перепаде давления $p_1/p_{кр} < \beta_{кр}$.

Пусть перепад давления на сопловом аппарате докритический. В этом случае скорость потока увеличивается от входа в сопловой аппарат до горла, где достигает наибольшего значения, хотя и остается меньше критической ($c_r < c_{кр}$). Косой срез обеспечивает увеличение поперечного сечения потока, что приводит к снижению скорости газа. При этом статическое давление газа и его плотность ρ незначительно увеличиваются. Поскольку в области дозвуковых течений скорость изменяется более интенсивно, чем плотность, то отношение плотностей тока $\rho_r c_r / \rho_1 c_1$ будет больше единицы, и поэтому $\alpha_1 > \alpha_{1эф}$.

Величину α_1 можно представить в виде

$$\alpha_1 = \alpha_{1эф} + \delta\alpha_1,$$

где $\delta\alpha_1$ — угол отклонения потока в косом срезе.

Допустим, что перепад давления p_1/p_0^* близок к критическому. В этом случае, как и при $p_1/p_0^* > \beta_{кр}$, наибольшая скорость потока достигается в горле межлопаточного канала, при этом $c_1 \approx c_{кр}$. В области критических течений плотность тока изменяется незначительно, и поэтому $(\rho_r c_r) / (\rho_1 c_1) = 1$ и $\alpha_1 \approx \alpha_{1эф}$. Статическое давление в области косого среза претерпевает незначительное изменение.

При $p_1/p_0^* \beta_{кр}$ в горле реализуется скорость, равная критической, т. е. $c_r = c_{кр}$, а статическое давление $p_r > p_1$. Поэтому в косом срезе продолжится расширение газа и увеличение скорости потока. Таким образом, косой срез позволяет получать сверхзвуковые скорости.

При расширении газа в косом срезе постоянное давление устанавливается вдоль характеристик, т. е. вдоль лучей, выходящих из точки А (например, вдоль лучей АМ и АК). Если давление, соответствующее давлению p_1 , устанавливается в пределах косого среза, то говорят о неполном использовании расширительной способности косого среза. Если же давление p_1 устанавливается вдоль луча АС, то расширительная способность косого среза исчерпана полностью.

В области сверхкритических течений изменение плотности преобладает над изменением скорости, поэтому $(\rho_r c_r) / (\rho_1 c_1) > 1$ и $\alpha_1 > \alpha_{1эф}$. Известно, что в соплах Лавала при отклонении от расчетного режима интенсивно растут потери. В то же время сужающиеся сопла с косым срезом позволяют получить сверхзвуковые скорости, но при отступлении от расчетного режима потери в таких соплах изменяются незначительно.

5.7. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС НА ЛОПАТКАХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

На выходе из соплового аппарата скорость газа равна c_1 . Так как рабочее колесо турбины вращается, скорость газа относительно рабочих лопаток на входе в колесо определяется величиной ω_1 (рис. 5.25).

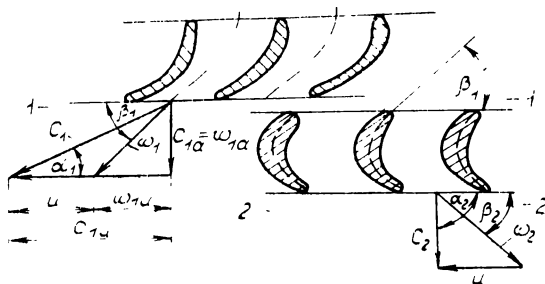


Рис. 5.25. Схема течения газа в рабочем колесе активной ступени

Если турбина чисто активная, то расширение газа в каналах рабочих лопаток не происходит и $\omega_1 \approx \omega_2$.

Величина абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса определяет энергию $c_2^2/2$, не использованную в ступени. С точки зрения получения максимального значения КПД турбины потеря энергии с выходной скоростью должна быть минимальной. Это при прочих равных условиях обеспечивается, когда c_2 направлена приблизительно параллельно оси турбины, т. е. $\alpha_2 \approx 90^\circ$.

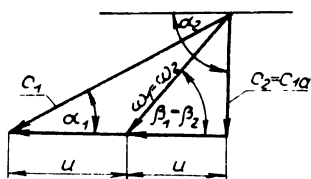


Рис. 5.26. Совмещенные треугольники скоростей на входе в рабочую решетку и на выходе из нее

и выходе можно изобразить совмещенными (рис. 5.26). Из совмещенного плана скоростей следует

$$2u/c_1 = \cos \alpha_1,$$

откуда

$$u/c_1 = \cos \alpha_1/2. \quad (5.16)$$

Уравнение (5.16) определяет условия, при которых потери с выходной скоростью минимальные.

Так как обычно угол $\alpha_1 = 17 \dots 20^\circ$, то оптимальным будет отношение $u/c_1 \approx 0,5$, которое определяет высокую окружную скорость газовых турбин. Например, при $c_1 = 800$ м/с окружная скорость должна быть равной $u = 400$ м/с.

В реактивной ступени $w_2 > w_1$, что обеспечивается сужающимися межлопаточными каналами рабочего колеса (рис. 5.27).

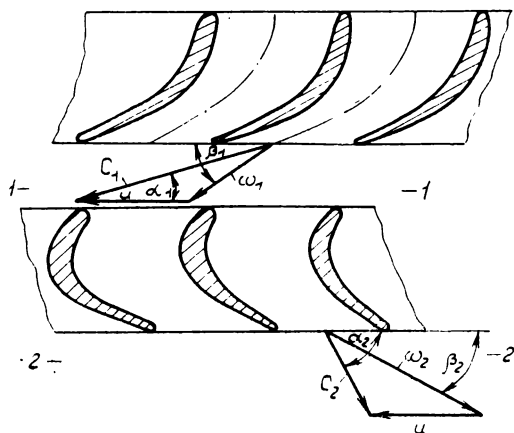


Рис. 5.27. Схема течения газа в рабочем колесе реактивной ступени

На величину скорости w_2 влияют следующие факторы:

величина w_1 ;

теплоперепад на рабочих лопатках L_{pk} ;

потеря энергии на рабочих лопатках.

Определим величину скорости w_{2s} без учета потерь энергии на рабочих лопатках. Для этого запишем уравнение сохранения энергии в относительном движении для сечения 1—1 и 2—2:

$$i_1 + 0,5 w_1^2 = i_{2s} + 0,5 w_{2s}^2$$

или

$$c_p T_1 + 0,5 w_1^2 = c_p T_{2s} + 0,5 w_{2s}^2.$$

Но $c_p = kR/(k-1)$, тогда

$$kRT_1(k-1) + 0,5 w_1^2 = kRT_{2s}/(k-1) + 0,5 w_{2s}^2,$$

откуда

$$w_{2s} = \sqrt{2kR(T_1 - T_{2s})/(k-1) + w_1^2}.$$

Считая, что процесс расширения газа в каналах рабочего колеса происходит без теплообмена, т. е. $T_{2s}/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}$, получим

$$w_{2s} = \sqrt{2kRT_1[1 - (p_1/p_2)^{(k-1)/k}]/(k-1) + w_1^2}. \quad (5.17)$$

Таким образом, если известны физические константы рабочего тела (k и R), параметры газа на входе в рабочее колесо p_1 , T_1 , c_1 , ω_1 и давление на выходе из рабочих лопаток p_2 , то по формуле (5.17) можно определить теоретическую (без учета потерь) относительную скорость на выходе из рабочих лопаток ω_{2s} .

Если же в формулу (5.17) вместо p_2 подставлять любые значения давления на участке от 1—1 до 2—2, то можно найти относительную скорость в любом сечении канала рабочего колеса.

Наличие гидравлических потерь в проточной части рабочего колеса обуславливает снижение действительной относительной скорости на выходе из колеса по сравнению с ее значением, найденным по формуле (5.17). Величину действительной скорости определяют по формуле

$$\omega_2 = \psi \omega_{2s}, \quad (5.18)$$

где ψ — коэффициент скорости рабочих лопаток.

Потери энергии на рабочих лопатках находят из уравнения

$$z_{рк} = 0,5 (\omega_{2s}^2 - \omega_2^2) = 0,5 \omega_{2s}^2 (1 - \psi^2) = 0,5 \xi_{рк} \omega_{2s}^2,$$

где $1 - \psi^2 = \xi_{рк}$ — коэффициент потерь энергии на них.

Величина ψ определяется для решетки экспериментально и может изменяться в широких пределах.

5.8. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В РАБОЧЕЙ РЕШЕТКЕ ПРОФИЛЕЙ

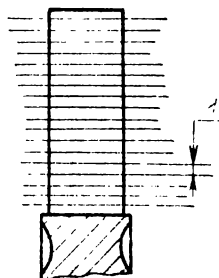


Рис. 5.28. Схема разбиения лопатки по высоте

Чтобы найти силы, действующие на колесо, сначала определяют силу, действующую на единицу высоты одной лопатки. С этой целью лопатку разбивают на высоте на большое число участков и определяют силу, действующую на участок с единичной высотой (рис. 5.28). Согласно уравнению Эйлера о количестве движения сила, действующая на выделенный объем газа, может быть найдена из выражения

$$\sum_{abcd} \bar{R} + P' = \Sigma (G' \bar{\omega}_2 - G' \omega_1), \quad (5.19)$$

где $\sum_{abcd} \bar{R}$ — суммарная сила давления на выделенный объем газа;

P' — сила воздействия тела на обтекающий его поток;

G' — секундный расход газа через единицу высоты лопатки.

Известно, что для определения силы взаимодействия между потоком и обтекаемым телом важно удачно выбрать контрольные поверхности.

Пусть контрольная поверхность $abcd$ проведена, как показано на рис. 5.29. Причем поверхности ac и bd проходят по средним линиям соседних каналов и отстоят друг от друга на расстоянии шага t , рабочее тело сквозь эти поверхности не протекает. Поверхности ab и cd удалены от обтекаемой лопатки настолько, что поток достаточно выравнен, а скорости ω_1 и ω_2 одинаковы по всей длине поверхностей ab и cd .

Сила воздействия потока на лопатку, обтекаемую потоком, $\bar{P}_n = -\bar{P}_n'$.

Из уравнения (5.19) следует

$$\bar{P}_n' = - \sum_{abcd} \bar{R} + \sum (G' \bar{\omega}_2 - G' \bar{\omega}_1),$$

или

$$\bar{P}_n = -\bar{P}_n' = \sum_{abcd} \bar{R} - \sum (G' \bar{\omega}_2 - G' \bar{\omega}_1) = \sum_{abcd} \bar{R} + \sum (G' \bar{\omega}_1 - G' \bar{\omega}_2).$$

На эквидистантные поверхности ac и bd действуют одинаковые по величине и противоположные по направлению силы давления, поэтому их равнодействующая равна нулю. Тогда силу, действующую на единицу длины лопатки в осевом направлении, можно найти из выражения

$$P_a = (p_1 - p_2) t \cdot 1 + G'(\omega_{1a} - \omega_{2a}), \quad (5.20)$$

а силу, действующую на единицу длины лопатки в окружном направлении, — из равенства

$$P_u = G'(\omega_{1u} - \omega_{2u}).$$

Но ω_{1u} и ω_{2u} имеют разное направление (см. рис. 5.29), поэтому

$$P_u = G'[\omega_{1u} - (-\omega_{2u})],$$

или

$$P_u = G'(\omega_{1u} + \omega_{2u}). \quad (5.21)$$

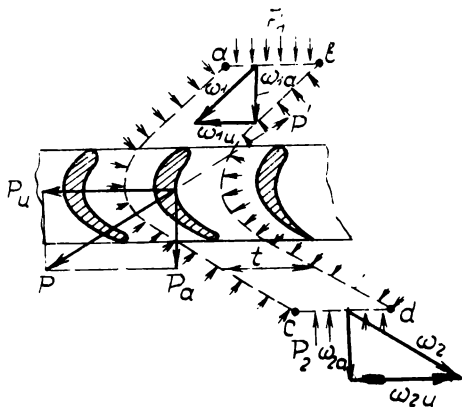


Рис. 5.29. Схема течения газа через рабочую решетку единичной высоты

Окружное усилие, действующее на лопатку, тем больше, чем больше секундная масса потока, проходящего через единицу длины лопатки, и окружные составляющие относительных скоростей на входе в лопатку и выходе из нее.

Для определения P_u через составляющие абсолютных скоростей рассмотрим треугольники скоростей на входе и выходе для случаев $\alpha_2 < 90^\circ$ и $\alpha_2 > 90^\circ$ (рис. 5.30).

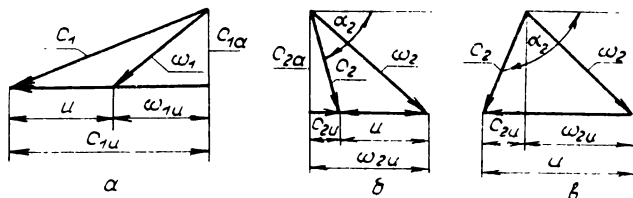


Рис. 5.30. Треугольники скоростей: а — на входе в рабочую решетку; б — на выходе из рабочей решетки при $\alpha_2 < 90^\circ$; в — на выходе из рабочей решетки при $\alpha_2 > 90^\circ$

В соответствии с рис. 5.30, а, б $w_{1u} = c_{1u} - u$ и $w_{2u} = c_{2u} + u$.

Подставив полученные значения в формулу (5.21), получим

$$P_u = G'(c_{1u} - u + c_{2u} + u) = G'(c_{1u} + c_{2u}). \quad (5.22)$$

Согласно рис. 5.30, в $w_{2u} = u - c_{2u}$. Используя (5.21), запишем

$$P_u = G'(c_{1u} - u + u - c_{2u}) = G'(c_{1u} - c_{2u}). \quad (5.23)$$

Объединив уравнения (5.22) и (5.23), получим

$$P_u = G'(c_{1u} \pm c_{2u}), \quad (5.24)$$

где знак «+» используется для случая $\alpha_2 < 90^\circ$, а знак «—» — для случая $\alpha_2 > 90^\circ$.

Так как $w_{1a} = c_{1a}$ и $w_{2a} = c_{2a}$, то сила P_a в соответствии с формулой (5.20) через составляющие абсолютной скорости имеет вид

$$P_a = G'(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t. \quad (5.25)$$

По высоте лопатки силы, действующие на единицу ее длины, неодинаковы. Если разбить лопатку по длине на ряд участков (чем их больше, тем точнее расчет) и по формуле (5.21) или (5.24) найти силы, действующие на каждый участок, а затем их просуммировать, то можно определить результирующую силу, действующую на всю лопатку.

Если в первом приближении принять, что на каждую единицу длины лопатки по всей ее длине действует одинаковая по величине и направлению сила, то суммарную силу, действующую

щую в окружном направлении на все лопатки, можно найти из выражения

$$P_u = P_u h_{\text{л}} z_{\text{рк}} = G' (w_{1u} + w_{2u}) h_{\text{л}} z_{\text{рк}}, \quad (5.26)$$

где $z_{\text{рк}}$ — число лопаток рабочего колеса.

С учетом того, что $G' h_{\text{л}} z_{\text{рк}}$ — секундный расход массы рабочего тела через турбину, формулу (5.26) можно представить в следующем виде:

$$P_u = G (w_{1u} + w_{2u}). \quad (5.27)$$

Сила, действующая на все лопатки в осевом направлении, будет равна

$$P_a = P'_a h_{\text{л}} z_{\text{рк}},$$

или

$$P_a = G (w_{1a} - w_{2a}) + (p_1 - p_2) t h_{\text{л}} z_{\text{рк}}. \quad (5.28)$$

Полная осевая сила ΣP_a , действующая на рабочие колеса турбины, состоит из суммы сил воздействия газа на лопатки и давления последнего на диск. Эту суммарную силу для схемы, представленной на рис. 5.31, находят из выражения

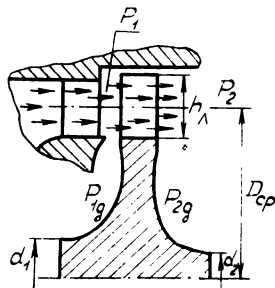


Рис. 5.31. Схема ступени турбины в меридиональной плоскости

$$\begin{aligned} \Sigma P_a = & G (w_{1a} - w_{2a}) + (p_1 - p_2) t h_{\text{л}} z_{\text{рк}} + \\ & + \frac{\pi}{4} (D_{\text{ср}} - h_{\text{л}})^2 (p_{1\text{д}} - p_{2\text{д}}) + \frac{\pi}{4} (d_2^2 p_{2\text{д}} - d_1^2 p_{1\text{д}}), \end{aligned} \quad (5.29)$$

где $p_{1\text{д}}$ и $p_{2\text{д}}$ — давление на переднюю и заднюю поверхности диска; d_1 и d_2 — диаметры, ограничивающие поверхности, на которые действуют давления $p_{1\text{д}}$ и $p_{2\text{д}}$.

Составляющая осевой силы от давления газа на диск

$$P_a = \frac{\pi}{4} (D_{\text{ср}} - h_{\text{л}})^2 (p_{1\text{д}} - p_{2\text{д}}) + \frac{\pi}{4} (d_2^2 p_{2\text{д}} - d_1^2 p_{1\text{д}})$$

обычно значительно больше составляющей силы от воздействия газа на лопатки в том же направлении.

Окружная сила P_u позволяет определить работу в единицу времени на окружности колеса:

$$\Sigma L_u = P_u u = G u (w_{1u} + w_{2u}). \quad (5.30)$$

Если эту работу отнести к 1 кг газа, то получим удельную окружную работу: $L_u = \Sigma L_u / G = u (w_{1u} + w_{2u}) = u (c_{1u} + c_{2u})$. (5.31)

Работа на валу, отнесенная к 1 кг газа, т. е. эффективная работа турбины L_e , меньше L_u на величину затрат на преодоление трения диска о газ и сопротивления подшипников ротора.

6. ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Потери в ступени турбины принято делить на три группы: *профильные, концевые, дополнительные*. Первые два вида потерь свойственны как неподвижным, так и вращающимся решеткам.

Рассмотрим каждый из названных видов потерь.

6.1. ПРОФИЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

Их величина зависит главным образом от очертания профиля лопатки — этим и объясняется их название.

Профильные потери вызываются следующими факторами: трением и вихреобразованием в пограничном слое на профиле лопатки;

вихреобразованием за выходными кромками (в этом случае образуются так называемые кромочные потери, которые не следует путать с концевыми потерями);

отрывом потока от поверхности профиля;

появлением скачков уплотнения в межлопаточных каналах (волновые потери).

Обычно профильные потери исследуют, продувая решетки с большой относительной длиной, при этом в средней части лопаток удается измерить чисто профильные потери.

Рассмотрим подробнее составляющие профильных потерь.

Потери на трение. При обтекании лопатки газом на ее поверхности возникает пограничный слой, в котором скорость изменяется от нуля (на поверхности лопатки) до значений скорости потока на внешней границе пограничного слоя. Течение струек газа с различными скоростями по толщине пограничного слоя вызывает потери на трение. Величина этих потерь зависит от характера течения в пограничном слое — ламинарного или ламинарно-турбулентного. Причем с появлением турбулентного пограничного слоя резко увеличивается величина потерь на трение. При диффузорном течении газа в межлопаточном канале, когда газ движется навстречу повышенному давлению, пограничный слой быстро «разбухает» и потери на трение возрастают. По мере уменьшения степени диффузорности и с переходом к конфузорному течению интенсивность увеличения пограничного слоя снижается и потери на трение уменьшаются.

Именно в этом заключается причина снижения потерь в решетках реактивных ступеней по сравнению с потерями в решетках активных и компрессорных ступеней.

На рис. 6.1 показана примерная схема образования пограничного слоя при обтекании лопатки. Поток набегает на лопатку и в точке 1 разветвляется, причем по обе стороны лопатки сначала образуется ламинарный пограничный слой.

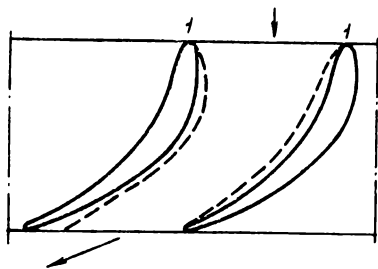


Рис. 6.1. Схема образования пограничного слоя при обтекании лопатки: — — — — — граница пограничного слоя

На корытце толщина пограничного слоя плавно нарастает, и на участках малой кривизны обычно происходит переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный. В этих местах возможен отрыв пограничного слоя. При приближении к горлу канала по мере увеличения скорости потока толщина пограничного слоя уменьшается.

На спинке ламинарный пограничный слой быстро переходит в турбулентный. Причем его толщина сначала быстро увеличивается, но затем с увеличением скорости уменьшается, а потом опять растет на выходном участке спинки, в области косо́го среза. На этом участке могут появиться обратные течения в пограничном слое, что обычно сопровождается отрывом последнего. Часть срывных зон попадает в основной поток, что вызывает дополнительные потери. Особенно интенсивно развиваются срывные зоны при резком повышении давления. Поэтому профиль лопатки необходимо выполнять, используя плавные переходы (дуги, параболы, лемнискаты).

Профильные потери на рабочих лопатках обычно больше, чем на сопловых, что связано с двумя обстоятельствами:

рабочие лопатки имеют большую кривизну оси межлопаточного канала;

степень конфузурности межлопаточных каналов рабочих лопаток значительно больше, чем сопловых (особенно в активных ступенях).

Величину каждого вида потерь принято оценивать как отношение абсолютной величины потерь к изоэнтальпической (располагаемой) работе газа. Это отношение называют коэффициентом потерь. Например, коэффициент потерь на трение в сопловом аппарате

$$\xi_{\text{тр}} = z_{\text{тр}} / L_{\text{ска}}, \quad \text{где} \quad L_{\text{ска}} = c_{1s}^2 / 2. \quad (6.1)$$

Кромочные потери имеют место и в сопловых, и в рабочих решетках. Физическая сущность образования кромочных потерь связана с разностью давлений на корытце и спинке лопаток на выходе из решетки, что приводит к отрыву потока при его сходе с кромки и образованию вихревого следа (рис. 6.2). На создание вихря тратится часть энергии потока. На рис. 6.3, где показано условное распределение давления сразу на выходе из решетки, хорошо видна разность давлений по обе стороны лопат-

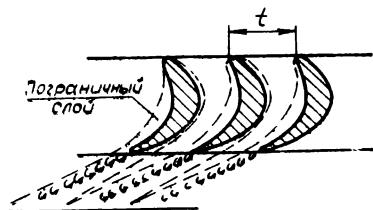


Рис. 6.2. Схема образования кромочного вихревого следа

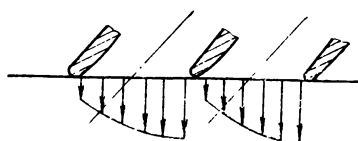


Рис. 6.3. Распределение статического давления на выходе из решетки

ки, что и обуславливает появление вихревого следа. По мере удаления потока от выхода из решетки вихревой след смешивается с ядром потока, а пограничные следы и ядро потока исчезают (см. рис. 6.2). При этом происходит выравнивание полей давлений и скоростей. Как образование вихрей за кромками лопаток, так и выравнивание полей скоростей и давлений сопровождается потерей энергии.

Величина кромочных потерь для данной формы лопаток зависит главным образом от толщины выходных кромок по отношению к горлу или шагу и способа скругления выходных кромок.

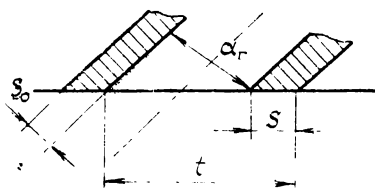


Рис. 6.4. Схема основных геометрических параметров на выходе из решетки

Чем тоньше выходные кромки, тем меньше кромочные потери. Обычная толщина выходных кромок неохлаждаемых лопаток турбин, применяемых в летательных аппаратах, составляет 1...2 мм. Более тонкие выходные кромки не только сложно изготовить, но они могут привести к снижению ресурса лопаток и их надежности.

Для определения величины кромочных потерь большинство авторов рекомендуют применять формулу Флюгеля (рис. 6.4):

$$\xi_{кр} = 0,2 (s_0/a_r). \quad (6.2)$$

Для большинства газовых турбин с $s_0 = 1...2$ мм коэффициент кромочных потерь $\xi_{кр}$ приблизительно равен коэффициенту потерь на трение $\xi_{тр}$ ($\xi_{кр} = \xi_{тр}$).

Потери при отрыве потока от поверхности профиля. Отрыв потока при обтекании профиля может возникать из-за значительного отклонения угла атаки от расчетного значения (рис. 6.5). Вихри, возникающие при отрыве, поглощают значительную часть энергии потока. Но этим не ограничивается ущерб от отрыва. Вихри загромождают проточную часть лопаточных венцов и могут снизить расход газа по сравнению с расчетным.

Отрыв потока может возникнуть не только при больших углах атаки, но и при резких изменениях кривизны спинки. Например, попытка уменьшить толщину выходной кромки приводит к резкому изменению кривизны профиля лопатки, что вызывает отрыв потока (рис. 6.6). Для безотрывного обтекания

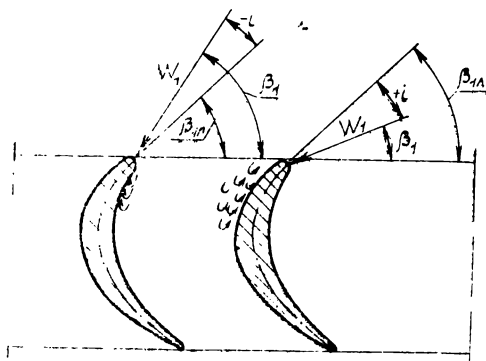


Рис. 6.5. Схема образования зон отрыва потока на входе в решетку

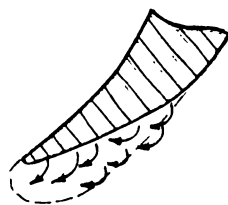


Рис. 6.6. Схема появления срывной зоны у выходной кромки лопатки

необходимы профили с плавно изменяющейся кривизной.

Экспериментальные исследования показали следующее:

положительные углы атаки снижают КПД ступени турбины в большей степени, чем отрицательные;

максимальный КПД наблюдается не всегда при нулевом угле атаки;

оптимальный угол атаки может быть и отрицательным, и положительным;

при увеличении радиуса входной кромки лопатки влияние угла атаки на потери в турбинной решетке уменьшается. В этом

случае считают, что увеличение радиуса входной кромки делает профиль лопатки менее чувствительным к изменению угла атаки;

решетки с большей густотой b/t менее чувствительны к изменению угла атаки.

Волновые потери. При больших значениях степени понижения давления в сопловых и рабочих решетках могут возникнуть сверхзвуковые скорости. В дальнейшем переход сверхзвуковой скорости к дозвуковой осуществляется в скачке уплотнения. Появление скачков уплотнения вызывает волновые потери. Однако основные потери при повышенной степени понижения давления возникают от взаимодействия скачков уплотнения с пограничным слоем, которое вызывает усиленный отрыв последнего. Эксперименты показали, что значительная часть межлопаточных каналов сверхзвуковых турбин занята зоной отрыва.

Появление сверхзвуковых скоростей внутри канала возможно и в случае, когда скорости на входе в решетку и выходе из нее дозвуковые. Это проявляется на спинке профиля в месте наименьшего давления. Увеличение кривизны спинки и шага решетки способствует появлению зон со сверхзвуковыми скоростями.

Число Маха на выходе из решетки, при котором в канале возникают зоны со сверхзвуковыми скоростями, называют критическими, а момент появления таких зон — волновым кризисом.

6.2. КОНЦЕВЫЕ ПОТЕРИ

Концевые потери обусловлены наличием концевых поверхностей, ограничивающих решетку по высоте. Концевые потери складываются из потерь:

- на трение в пограничном слое на концевых поверхностях;
- на образование вторичных (индуцированных) течений;
- на перетекание через радиальный зазор. (Не путать с утечками!).

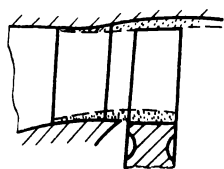


Рис. 6.7. Схема расположения пограничного слоя на концевых поверхностях:
— — — — граница пограничного слоя

Потери на трение в пограничном слое на концевых поверхностях (рис. 6.7) в общем балансе потерь незначительны и заметны лишь в каналах малой высоты.

Вторичные потери существенно влияют на КПД ступени турбины. Они возникают из-за разности давлений на корытце и спинке лопаток. На участке от входа в сопловый аппарат до выхода

из рабочего колеса разность давлений заставляет газ пограничного слоя течь от вогнутой поверхности к спинке (рис. 6.8). Складываясь с основным потоком, эти течения образуют два противоположно направленных вихревых шнура — парный вихрь.

Чем больше разность давлений на корытце и спинке, тем больше энергии затрачивается на вторичные течения. Чем толще пограничный слой, тем большая масса потока участвует во вторичных течениях и тем больше затраты энергии на вторичные течения. С уменьшением высоты лопаток относительная масса потока, участвующая во вторичных течениях, увеличивается и вторичные потери возрастают. Особенно интенсивно увеличиваются потери, когда с уменьшением высоты лопаток парные вихри смыкаются.

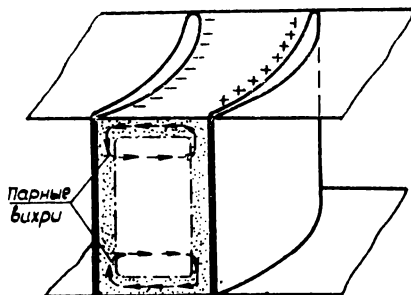


Рис. 6.8. Схема образования вторичных течений: — · — — граница пограничного слоя; — — область пониженного давления; + — область повышенного давления

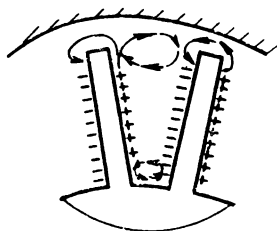


Рис. 6.9. Схема перетекания газа в радиальном зазоре: — — область пониженного давления; + — область повышенного давления

Перетекание некоторой части газа из одного канала рабочего венца в другой (рис. 6.9) связано с наличием радиального зазора между торцом пера лопаток и корпусом, а также с разностью давлений на корытце и спинке лопаток. Часть газа, движущегося по пограничному слою вдоль корытца лопатки, идет на создание верхней части парного вихря. Другая часть через зазор перетекает в соседний канал, где поток сворачивается в вихревую пленку, которая уносится основным потоком. Вихревой след не перемешивается с парным вихрем, а лишь оттесняет его от спинки лопатки (вихри вращаются в разном направлении).

Перетекание связано с затратой энергии на образование вихревой пленки, а также со снижением разности давлений

на корытце и спинке периферийной части лопаток, что уменьшает работу ступени турбины.

Потери на перетекание можно полностью устранить постановкой бандажа — кольца, охватывающего периферийные концы перьев рабочих лопаток (рис. 6.10). Бандаж может быть выполнен и в виде полок рабочего колеса, при этом резко снижается вибрация лопаток.



Рис. 6.10. Схема рабочего колеса с бандажом: 1 — бандаж; 2 — лопатка рабочего колеса

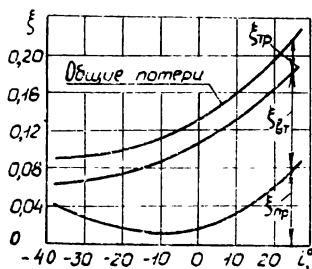


Рис. 6.11. Типовой баланс потерь в турбинной решетке: $\xi_{пр}$ — относительные профильные потери; $\xi_{вт}$ — относительные вторичные потери; $\xi_{тр}$ — относительные потери на трение по концевым поверхностям

Но добавление значительной массы на периферийном диаметре значительно увеличивает напряжения растяжения в лопатках при вращении рабочего колеса. При малой высоте лопаток бандаж существенно повышает КПД ступени.

На рис. 6.11 представлена относительная величина некоторых потерь в турбинных решетках. Снижение общих потерь при уменьшении угла атаки связано с уменьшением угла поворота потока в решетке, со снижением разности давлений на корытце и спинке и, следовательно, с уменьшением интенсивности вторичных течений.

Для расчета величины составляющих потерь турбинной решетки в научно-технической литературе предлагаются различные эмпирические формулы.

6.3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

К дополнительным относятся потери: с выходной скоростью; на трение диска о газ; на утечку; от радиальных течений газа; от нестационарности потока, вызванной непрерывным измене-

нием взаимного расположения рабочих и сопловых лопаток; от парциального подвода.

Рассмотрим эти виды потерь.

Потери с выходной скоростью. Рабочее тело покидает ступень турбины с абсолютной скоростью c_2 . Неиспользованную в данной ступени кинетическую энергию $c_2^2/2$ называют потерями с выходной скоростью $z_{\text{вых}} = c_2^2/2$. Эти потери неизбежны, так как рабочее тело должно выйти из ступени турбины. Уменьшение скорости c_2 повышает энергетическую эффективность ступени турбины. Минимальное значение c_2 при прочих равных условиях наблюдается при $\alpha_2 = 90^\circ$. В этом случае $c_2 = u \operatorname{tg} \beta_2$ (рис. 6.12) и $z_{\text{вых}} = 0,5 c_2^2 = 0,5 u^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2$.

Величина выходных потерь зависит главным образом от параметра нагруженности $y_T = u_{\text{ср}}/c_{\text{ст}}$, где

$$c_{\text{ст}} = \sqrt{[2k/(k-1)]RT_0^*[1-(p_2/p_0^*)^{(k-1)/k}]}$$

В осевых ступенях турбины минимум c_2 и максимум КПД достигаются приблизительно при одном и том же значении $y_T = y_{\text{топт}}$. При отступлении от значения $y_{\text{топт}}$ и в сторону уменьшения, и в сторону увеличения потери с выходной скоростью увеличиваются.

Примем в качестве расчетного оптимальный режим, при котором $y_T = y_{\text{топт}}$ и $\alpha_2 = 90^\circ$. Уменьшение параметра y_T за счет, например, уменьшения окружной скорости u приводит к увеличению скорости ω_1 (рис. 6.13). С увеличением ω_1 растет и скорость ω_2 , $\omega_2 = \psi \sqrt{2kRT_1[1-(p_2/p_1)^{(k-1)/k}]/(k-1) + \omega_1^2}$, что при уменьшении u приводит к росту c_2 (рис. 6.13,а) и, следовательно, потерь с выходной скоростью.

При увеличении y_T по сравнению с расчетным значением скорость ω_1 уменьшается (рис. 6.13,б). В этом случае уменьшается и ω_2 , что при увеличении u сопровождается ростом c_2 , т. е. ростом выходных потерь. Кроме того, при увеличении u растет угол β_1 и сначала появляются, а затем, при дальнейшем увеличении u , растут потери от срыва на лопатках, что также способствует снижению КПД при $y_T > y_{\text{топт}}$.

Заметим, что при увеличении u и снижении ω_1 растет давление в зазоре p_1 , а значит, и отношение p_1/p_2 . Поэтому, несмотря на уменьшение ω_1 , скорость ω_2 снижается незначительно. Тем не менее рост скорости u по сравнению с ее расчетным

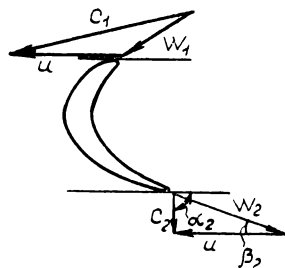


Рис. 6.12. Схема обтекания рабочей лопатки при минимальных потерях с выходной скоростью

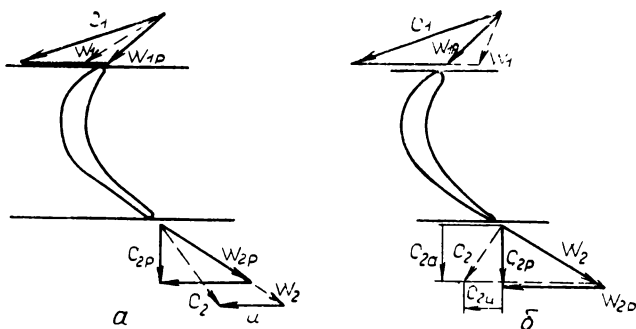


Рис. 6.13. Схема обтекания рабочей лопатки при параметре нагруженности меньше (а) и больше (б) оптимального

значением сопровождается увеличением c_2 , т. е. ростом выходных потерь.

Отметим, что потери с выходной скоростью также зависят от величин $\rho_{ст}$, α_2 , β_2 , φ и ψ .

Основной путь уменьшения потерь с выходной скоростью в турбине — работа при $y_t = y_{тоpt}$ и использование многоступенчатых турбин.

Потери на трение диска о газ могут быть вызваны двумя обстоятельствами. Во-первых, при вращении диска рабочего колеса на его поверхности образуется пограничный слой (рис. 6.14) и, следовательно, появляются потери на трение од-

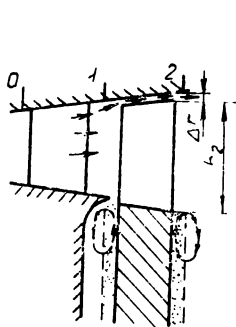


Рис. 6.14. Схема образования циркуляционных течений у диска рабочего колеса; — — — — — граница пограничного слоя

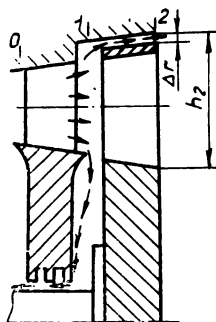


Рис. 6.15. Схема утечек рабочего тела в ступени турбины

них слоев газа о другие. Во-вторых, частицы газа пограничного слоя приобретают вращательное движение и отбрасываются к периферии, а на их место поступают другие частицы (см. рис. 6.14). В результате между диском и корпусом возникает циркуляционное движение газа, на которое затрачивается энергия.

Экспериментально установлено, что такие потери растут при увеличении диаметра диска, частоты вращения, плотности газа.

Потери от радиальных течений. От действия центробежных сил во вращающихся лопаточных венцах и в осевых зазорах могут возникать радиальные течения, на которые затрачивается часть энергии потока. Однако не всегда центробежные силы уравниваются разностью давлений. Профилирование лопаток по высоте позволяет снизить интенсивность радиальных течений.

Потери на утечку. Обычно потери на утечку связаны с перетеканием рабочего тела из полости между сопловым аппаратом и рабочим колесом в область за рабочим колесом через радиальный зазор Δ_r между торцами концов лопаток и корпусом (рис. 6.14) или между бандажом и корпусом (рис. 6.15).

Таким образом, из-за утечек часть рабочего тела не попадает на лопатки рабочего колеса и не совершает механической работы.

Величина утечки тем больше, чем больше разность давлений на рабочем колесе ($p_1 - p_2$) и относительная величина радиального зазора $\bar{\Delta}_r = \Delta_r / h_2$. Однако утечки рабочего тела могут наблюдаться не только через радиальный зазор Δ_r , но и в других местах, например через лабиринтное уплотнение у ротора турбины (см. рис. 6.15).

С уменьшением высоты лопаток абсолютную величину радиального зазора Δ_r можно уменьшить незначительно, и это вызывает существенное увеличение относительного радиального зазора $\bar{\Delta}_r = \Delta_r / h_2$. Вследствие этого с уменьшением абсолютной высоты лопаток h_2 относительная величина утечек возрастает и становится весьма значительной при $p_1 > p_2$. Поэтому при малой высоте лопаток применение реактивных ступеней становится нецелесообразным из-за утечек, приводящих к снижению КПД. В этом случае обычно используют активные ступени.

Для уменьшения утечек применяют различные бесконтактные, реже — контактные уплотнения.

Потери от нестационарного обтекания рабочей решетки. Поток на выходе из соплового аппарата имеет неравномерное поле скоростей. Эта неравномерность особенно велика при большой относительной толщине выходных кромок. Рабочие

лопатки, перемещаясь вдоль фронта выходного сечения сопловых лопаток, периодически попадают то в ядро потока, то в область закруточного следа. Таким образом, на лопатки рабочей решетки набегает поток со скоростью, переменной по величине и направлению. Следовательно, на рабочих лопатках угол атаки периодически изменяется, а это сопровождается потерей энергии потока.

Уменьшить неравномерность потока на входе в рабочую решетку можно за счет увеличения зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом. Однако при выравнивании скоростей потока в осевом зазоре из-за энергомассообмена между отдельными его струйками часть энергии теряется. Поэтому каждая ступень имеет оптимальную величину осевого зазора, которая определяется экспериментально или подсчитывается с помощью эмпирических формул.

Потери от парциального подвода возникают при парциальном подводе рабочего тела и обусловлены следующими факторами:

вентиляционным действием тех рабочих лопаток, которые в данный момент не находятся под воздействием потока, выходящего из сопел;

удалением («выколачиванием») сопловой струей инертного газа из межлопаточных каналов рабочего колеса;

растеканием сопловой струи у концов дуги подвода рабочего тела.

6.4. ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ РЕШЕТКЕ

Рассмотрим влияние конструктивных параметров на уровень потерь в автомодельной области по числу Рейнольдса и при умеренных числах M_1 потока ($M_1 < 0,6$).

Влияние угла изгиба профиля и степени конфузурности турбинной решетки. Угол изгиба Θ профиля лопатки рабочего

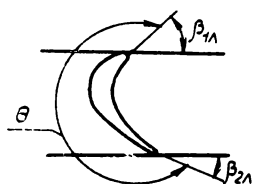


Рис. 6.16. Профиль рабочей лопатки

колеса (рис. 6.16) равен $\Theta_{рк} = 180^\circ - (\beta_{1л} + \beta_{2л})$, а для соплового аппарата — $\Theta_{са} = 180^\circ - (\alpha_{0л} + \alpha_{1л})$. Но обычно угол изгиба характеризуют просто суммой лопаточных углов, т. е. величиной $(\beta_{1л} + \beta_{2л})$. При этом чем меньше эта сумма, тем больше поворот потока в решетке, разность давлений на корытце и спинке, профильные и концевые потери, следовательно, тем больше вероятность отрыва потока

и возникновения волновых потерь. На рис. 6.17 показано изменение коэффициента потерь энергии в решетке в зависимости от величины $(\beta_{1л} + \beta_{2л})$ для нескольких значений степени конфузорности решетки K . Степенью конфузорности называют отношение площадей поперечных сечений канала на входе в решетку и выходе из нее. Для рабочей решетки, изображенной на рис. 6.18, степень конфузорности можно представить в виде

$$K_{рк} = 1 \cdot t \sin \beta_{1л} / 1 \cdot t \sin \beta_{2л} = \sin \beta_{1л} / \sin \beta_{2л}.$$

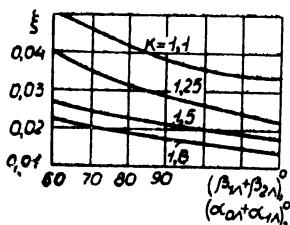


Рис. 6.17. Влияние степени конфузорности и угла изгиба профиля лопатки на потери в турбинной решетке

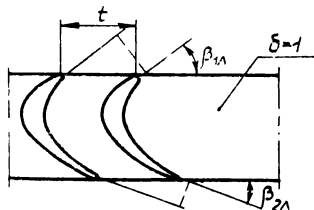


Рис. 6.18. Схема турбинной решетки

С увеличением степени конфузорности потери в решетке снижаются, что объясняется уменьшением толщины пограничного слоя, а значит, снижением профильных и концевых потерь. Именно по этой причине в газотурбинных двигателях (лопатки длинные) используют реактивные ступени, в которых каналы, образованные рабочими лопатками, конфузорные. Последнее обуславливает меньшие гидравлические потери по сравнению с потерями, связанными с течением в каналах активных ступеней.

Влияние относительного шага решетки. С увеличением относительного шага $\bar{t} = t/b$ (с уменьшением числа лопаток) снижаются потери на трение в пограничном слое на профиле, так как при этом уменьшается суммарная площадь лопаток, омываемая потоком газа. Но одновременно из-за роста перепада давления на корытце и спинке лопатки увеличиваются вероятность отрыва потока и появления волновых потерь. Отмеченные факторы обуславливают наличие оптимальной величины относительного шага $\bar{t}_{opt}$ решетки, при которой потери минимальны (рис. 6.19).

Зависимость $\xi = f(\bar{t})$ имеет пологий характер, что позволяет выявить некоторый диапазон $\bar{t}$, в котором потери находятся на минимальном уровне. Для сопловых решеток авиационных

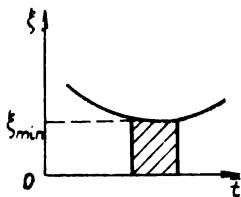


Рис. 6.19. Влияние относительного шага на потери в турбинной решетке

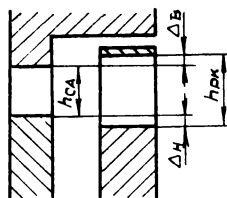


Рис. 6.20. Схема расположения перекрыш

турбин обычно $i_{CA\ opt}=0,7...1,0$, а для рабочих решеток — $i_{рк\ opt}=0,6...0,8$.

Влияние перекрыши. Перекрыша представляет собой разность высот лопаток рабочего колеса и соплового аппарата. Различают верхнюю Δ_v и нижнюю Δ_n перекрыши (рис. 6.20).

Назначение перекрыши — улавливание рабочими лопатками той части пограничного слоя потока, выходящего из соплового аппарата, в которой окружная составляющая скорости газа еще достаточно велика. Поэтому чем больше относительная толщина пограничного слоя, тем значительнее влияние перекрыши на КПД ступени.

Следовательно, с уменьшением абсолютной высоты лопаток турбины, при котором относительная величина пограничного слоя возрастает, выбор оптимальной величины перекрыши оказывает все более существенное влияние на КПД турбины.

6.5. НОМЕНКЛАТУРА КПД СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

На рис. 6.21 условно изображены затраты энергии каждого килограмма рабочего тела, проходящего через ступень турбины.

В общем случае под КПД ступени турбины понимают отношение полезной работы, совершаемой газом в турбине, к располагаемой работе рабочего тела. Обычно используют две величины располагаемой работы — изоэнтروпическую работу L_s по статическим параметрам на выходе из ступени, которая равна $L_s = i_0^* - i_{2s}$ (рис. 6.22), и изоэнтропическую работу L_s^* по параметрам заторможенного потока на выходе из ступени, равную $L_s^* = i_0^* - i_{2s}^*$. Связь между этими работами выражается формулой $L_s^* = L_s - c_2^2/2$.

Естественно, что КПД, вычисленный по работе L_s^* , больше, чем КПД, найденный по L_s .

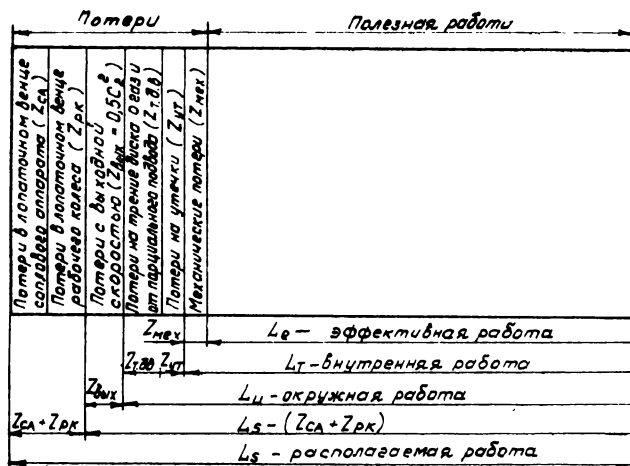


Рис. 6.21. Баланс потерь в ступени турбины

Если из располагаемой работы L_s вычесть потери энергии в лопаточных венцах соплового аппарата и рабочего колеса, то получим работу турбины без учета гидравлических потерь на венцах ступени, т. е. работу, совершенную в проточной части турбины. Отношение этой работы к величине L_s

$$[L_s - (z_{ca} + z_{pk})] / L_s = \eta_s \quad (6.3)$$

называют адиабатическим или изэнтропическим КПД. Он оценивает гидравлическое совершенство проточной части ступени. Величину η_s по параметрам торможения не определяют.

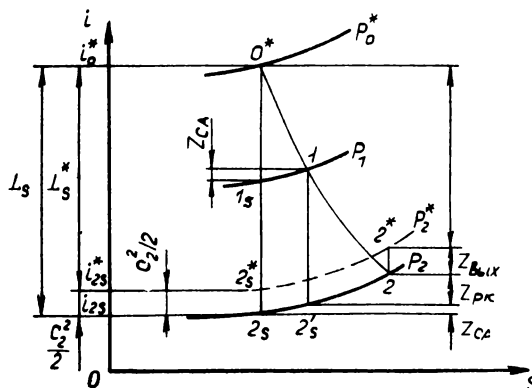


Рис. 6.22. Изображение процесса расширения газа в ступени турбины в $i-s$ -координатах

Если из располагаемой работы вычесть не только потери z_{CA} и z_{PK} , но и потери с выходной скоростью то, получим окружную работу (*работу на окружности колеса*)

$$L_s - (z_{CA} + z_{PK} + z_{вых}) = L_u.$$

Отношения

$$L_u/L_s = \eta_u \text{ и } L_u/L_s^* = \eta_u^* \quad (6.4)$$

называют *окружным КПД*.

Если из располагаемой работы вычесть все внутренние потери энергии в ступени, то получим *внутреннюю работу* турбины

$$L_s - (z_{CA} + z_{PK} + z_{вых} + z_{тр.д} + z_{ут}) = L_T,$$

где $z_{тр.д}$ — потери на трение диска и вентиляционные потери;
 $z_{ут}$ — потери на утечки.

Отношение внутренней работы L_T к располагаемой

$$L_T/L_s = \eta_T \text{ и } L_T/L_s^* = \eta_T^* \quad (6.5)$$

называют *внутренним* или *мощностным* КПД, (иногда η_T^* называют просто КПД ступени).

Внутренней работе соответствует внутренняя мощность турбины, определяемая выражением

$$N_T = GL_T.$$

Если при определении полезной работы учесть еще и механические потери энергии $z_{мех}$, то получим *эффективную работу*, или *работу на валу турбины*

$$L_s - (z_{CA} + z_{PK} + z_{вых} + z_{тр.д} + z_{ут} + z_{мех}) = L_e.$$

Отношение

$$L_e/L_s = \eta_e \text{ и } L_e/L_s^* = \eta_e^* \quad (6.6)$$

представляет собой *эффективный КПД*. Эффективной работе соответствует *эффективная мощность* турбины:

$$N_e = GL_e = GL_s \eta_e. \quad (6.7)$$

В соответствии с последней формулой форсировать мощность турбины можно за счет увеличения расхода рабочего тела или располагаемой работы $L_s = kRT_0^*[1 - (p_2/p_0^*)^{(k-1)/k}]/(k-1)$, т. е. необходимо увеличивать T_0^* , p_0^* , эффективный КПД и уменьшать p_2 .

Механические потери в турбине, например потери на трение в подшипниках, контактных уплотнениях оценивают отношением

$$L_e/L_T = N_e/N_T = \eta_{мех}, \quad (6.8)$$

которое называют *механическим КПД*.

6.6. ОСОБЕННОСТИ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ПО ВЫСОТЕ ДЛИННЫХ ЛОПАТОК

Если лопатки короткие, то газодинамические расчеты и профилирование лопаток проводят только по среднему диаметру ступени турбины. Следовательно, и оптимальный угол атаки выбирают на основании расчета на среднем диаметре. Если же лопатки длинные ($D_{\text{ср}}/h_2 < 11...12$), то выполнение профиля по данным газодинамического расчета на среднем диаметре приводит к значительному отступлению от i_{opt} в районе корневого и периферийного сечений.

Причины этого заключаются в следующем. Во-первых, от корня к периферии окружная скорость увеличивается: $u_{\text{вт}} < u_{\text{ср}} < u_{\text{п}}$. Если в первом приближении принять $\alpha = \text{const}$ по высоте лопатки (рис. 6.23), то $\beta_{\text{вт}} < \beta_{\text{ср}} < \beta_{\text{п}}$ и для сохранения i_{opt} от втулки к периферии нужно увеличить $\beta_{\text{л}}$.

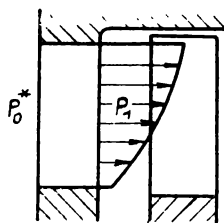


Рис. 6.24. Схема распределения давления p_1 по высоте лопатки

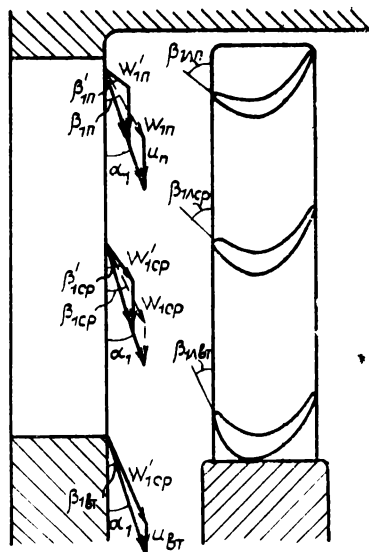


Рис. 6.23. Треугольники скоростей в различных сечениях по высоте лопатки: — — — без учета изменения давления; — — — с учетом изменения давления по высоте лопатки

Во-вторых, на выходе из соплового аппарата поток имеет окружную составляющую c_{1u} и, следовательно, вращается вокруг оси турбины. При этом под действием центробежных сил от корня к периферии растет статическое давление p_1 в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом (рис. 6.24). Поэтому степень понижения давления в сопловом аппарате, а также скорость c_1 уменьшаются от корня к периферии.

Снижение c_1 сопровождается еще большим увеличением угла β_1 на указанном участке (см. рис. 6.24):

$$\beta_{\text{вт}} < \beta'_{\text{ср}} < \beta'_{\text{п.}}$$

Итак, цель профилирования длинных лопаток — сохранение оптимального угла атаки по высоте лопатки за счет увеличения $\beta_{\text{пл}}$ рабочих лопаток от корня к периферии.

6.7. ПОДОБНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИНЫ

Многие процессы в турбинах не поддаются теоретическому расчету, поэтому весьма важным этапом при изучении турбин являются экспериментальные исследования. Причем результаты исследований стремятся обработать так, чтобы их можно было использовать при проектировании других турбин.

Экспериментальное исследование турбин большой мощности сложно и дорого. Так же сложно и опасно испытание турбин, работающих на токсичных и агрессивных рабочих телах. В этих случаях используют *модели* больших турбин и *модельные рабочие тела*. Обработка результатов экспериментов, а также выбор параметров модели или модельного рабочего тела при этом осуществляется с помощью теории подобия.

Для любого режима работы турбины можно подобрать много других режимов, для которых течение газа в отдельных элементах турбины остается подобным течению газа в тех же элементах на выбранном режиме. Такие режимы турбины называются **подобными**.

Геометрическое подобие — постоянство отношений сходственных геометрических размеров натуре и модели, причем должны моделироваться величины шероховатостей поверхностей лопаток и зазоров в ступени. **Кинематическое подобие** — подобие треугольников осредненных скоростей в сходственных точках проточной части натуре и модели. **Динамическое подобие** — подобие осредненных силовых полей.

Доказывается, что динамическое подобие режимов выдерживается при равенстве безразмерных критериев Струхала, Рейнольдса и Эйлера. Для установившегося движения критерий Струхала не влияет на подобие режимов. При $Re > 10^5$ силы инерции значительно больше сил вязкости, поэтому величина потерь при течении рабочего тела практически не зависит от величины Re . Отсюда автомодельность (независимость) подобия от числа Рейнольдса.

Итак, для выполнения условия динамического подобия режимов работы турбины (или турбин) обычно достаточно равенства чисел Эйлера $Eu = p/\rho c^2$.

Умножим числитель и знаменатель числа Eu на величину k :

$$Eu = kp / k\rho c^2.$$

Но $p/\rho = RT$, тогда $Eu = kRT/kc^2 = a^2/k\alpha^2$

и

$$Eu = 1/kM^2. \quad (6.9)$$

Таким образом, для турбин, работающих на одном и том же рабочем теле, критерием динамического подобия является число Маха.

В частности, в качестве критерия динамического подобия можно выбрать число Маха в абсолютном движении на выходе из соплового аппарата

$$M_{c1} = c_1 / \sqrt{kRT_1}.$$

Если имеем одну турбину, работающую на разных режимах, или турбины геометрически подобные, то в качестве условия подобия необходимо равенство чисел M_{c1} и подобие треугольников скоростей в сходственных точках, т. е. $c_1/c_1' = u/u' = \omega_1/\omega_1' = \text{const}$. Но в этом случае числа Маха равны и в переносном движении:

$$M_u = M_u' = (u_1 / \sqrt{kRT_1}) = (u_1' / \sqrt{kRT_1'}).$$

Действительно, на подобных режимах

$$M_{c1} = c_1 / \sqrt{kRT_1} = M'c_1 = a_1' / \sqrt{kRT_1'}$$

или

$$c_1/a_1 = c_1'/a_1',$$

отсюда $c_1/c_1' = a_1/a_1'$. Но $c_1/c_1' = u/u'$, а значит, $u/u' = a_1/a_1'$ и $u/a_1 = u_1'/a_1'$. Следовательно, $M_u = M_u'$, что и требовалось доказать.

Таким образом, при условии соблюдения геометрического подобия режимы работы турбины (или турбин) будут подобны, если обеспечивается постоянство чисел M_{c1} и M_u (подобие треугольников скоростей в этом случае выполняется уже автоматически).

Можно доказать, что при постоянстве M_{c1} будет иметь место равенство чисел Маха $M_{\omega_2} = \omega_2 / \sqrt{kRT_2} = M_{\omega_2}' = \omega_2' / \sqrt{kRT_2'}$. Таким образом, режимы работы турбины (или турбин) подобны и при постоянстве другой пары чисел Маха — M_u и M_{ω_2} .

Пары критериев подобия M_{c1} и M_u , M_u и M_{ω_2} могут быть заменены двумя другими критериями, производными от этой пары (например, M_u и p_1/p_0^* , M_u и p_2/p_0^* , π_τ и u/c_{1s}).

Приведенная скорость $\lambda = c/a_{кр}$ однозначно связана с числом Маха, поэтому λ также может служить критерием подобия. Так как приведенная скорость λ является основной газодинамических функций, то газодинамические функции могут быть использованы в качестве критериев подобия.

В практике экспериментальных исследований возможна замена безразмерных критериев подобия на размерные. Например, приведенная скорость $\lambda_u = u / c_{кр} = u / \sqrt{2kRT_0^* / (k+1)}$ может быть заменена в случае использования одного и того же рабочего тела отношением $u / \sqrt{T_0^*}$, а если сравнивать подобные режимы одной турбины, — то $n / \sqrt{T_0^*}$. Вместо критерия $q(\lambda)$ обычно [9, 13] используют параметр $G \sqrt{T_0^* / \rho_0^*}$.

На подобных режимах работы турбины, несмотря на то, что параметры газа меняются по абсолютной величине, все относительные параметры (степень понижения давления, отношения температур и скоростей, а также КПД) остаются постоянными.

7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

7.1. СПОСОБЫ ИЗОБРАЖЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИН

Зависимости параметров турбины (КПД, расход рабочего тела, мощность и т. д.), характеризующих ее работу, от режимных параметров (частота вращения, степень понижения давления, температура газа на входе) называются характеристиками турбин.

Нормальная характеристика представляет собой взаимосвязь размерных параметров, а универсальная — безразмерных. Недостатком нормальных характеристик является то, что для оценки работы турбины необходимо иметь большое число зависимостей, при этом сравнение отдельных режимов весьма затруднительно.

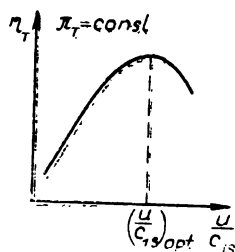


Рис. 7.1. Характеристика турбины
 $\eta_t = f(u_{cp}/c_{st})$

Универсальные характеристики, поскольку они позволяют оценить все многообразие режимов работы турбины двумя безразмерными параметрами, нашли наиболее широкое применение.

В частности, для оценки работы турбины очень часто используют зависимость $\eta_t = f(u/c_{1s})$ при $\pi_t = \text{const}$ (рис. 7.1).

Снижение КПД турбины при уменьшении частоты вращения (или при уменьшении u/c_{1s}) по сравнению с ее оптимальным значением связано с увеличением угла атаки на лопатках рабочего колеса и, следовательно, с ростом профилейных потерь (рис. 7.2, а). Дополнительно к этому интенсивно возрастают потери с выходной скоростью (рис. 7.2, б). Действительно, при

уменьшении n увеличивается w_1 . Это приводит к росту w_2 , что при уменьшении u сопровождается существенным увеличением c_2 .

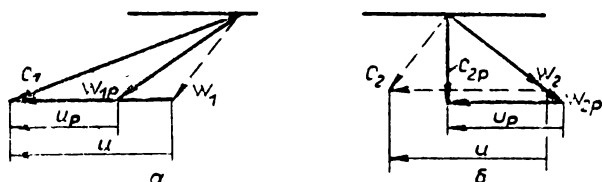


Рис. 7.2. Изменение треугольников скоростей при $u/c_{1s} < (u/c_{1s})_{opt}$: а — на входе в рабочее колесо; б — на выходе из него

При увеличении u/c_{1s} по сравнению с $(u/c_{1s})_{opt}$ уменьшается скорость w_1 (рис. 7.3, а). В результате снижается w_2 , что при росте u вызывает увеличение c_2 (см. рис. 7.2, б), т. е. наблюдается рост потерь с выходной скоростью.

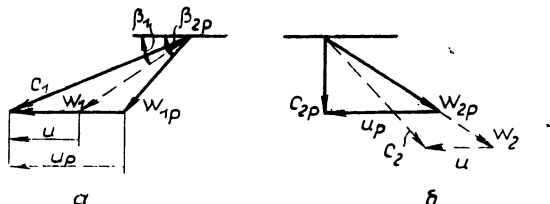


Рис. 7.3. Изменение треугольников скоростей при $u/c_{1s} > (u/c_{1s})_{opt}$: а — на входе в рабочее колесо; б — на выходе из него

Для оценки расхода рабочего тела через ступень турбины довольно часто используют характеристики в виде зависимости параметра расхода $G\sqrt{T_0^*/p_0^*}$ от p_0^*/p_2 при $n/\sqrt{T_0^*} = \text{const}$, аналогичные приведенной на рис. 7.4.

Представим параметр расхода $G\sqrt{T_0^*/p_0^*}$, используя (5.1), в следующем виде:

$$G\sqrt{T_0^*/p_0^*} = mF_{кр\text{ }CA} q(\lambda_r), \quad (7.1)$$

где $F_{кр\text{ }CA}$ — суммарная площадь поперечных сечений горловин соплового аппарата; $q(\lambda_r)$ — функция плотности тока в горловинах соплового аппарата.

С увеличением p_0^* (т. е. $\pi_r = p_0^*/p_2$) растут плотность ρ_r и скорость c_r в горле сопловых каналов, а значит, увеличивается плотность тока $\rho_r c_r$ и приведенный расход $q = c_r \rho_r / c_{кр} \rho_{кр}$. Максимальное значение приведенного расхода ($q_{max} = 1$) будет наблюдаться в том случае, если скорость и плотность в горле

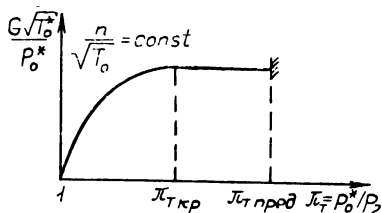


Рис. 7.4. Влияние степени понижения давления на параметр расхода

достигнут своих критических значений ($c_{кр}$ и $\rho_{кр}$). При q_{max} параметр расхода $GV\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ также становится максимальным. При дальнейшем увеличении p_0^* расход остается неизменным, но скорость на выходе из косых срезов соплового аппарата и рабочего колеса продолжает увеличиваться до тех пор, пока расширительная способность послед-

них не будет полностью использована. Если и дальше увеличивать p_0^* , скорости на выходе из косых срезов уже не изменятся и рост p_0^* будет сопровождаться ростом p_2 , т. е. будет расти давление непосредственно на выходе из рабочего колеса.

7.2. ТИПОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Наиболее распространенными характеристиками ступени турбины являются зависимости параметра расхода $GV\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ и КПД η_t от степени понижения давления $\pi_t = p_0^*/p_2$ при различных постоянных значениях параметра $n/\sqrt{T_0^*}$ (рис. 7.5).

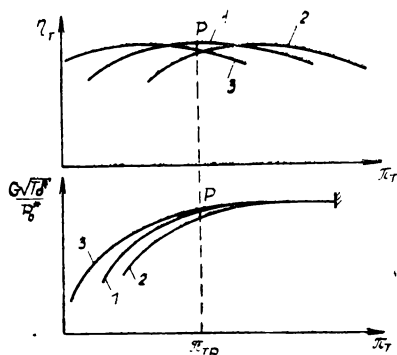


Рис. 7.5. Расходная и КПД-характеристика ступени турбины: 1 — при расчетном значении $n/\sqrt{T_0^*} = (n/\sqrt{T_0^*})_p$; 2 — при $n/\sqrt{T_0^*} > (n/\sqrt{T_0^*})_p$; 3 — при $n/\sqrt{T_0^*} < (n/\sqrt{T_0^*})_p$

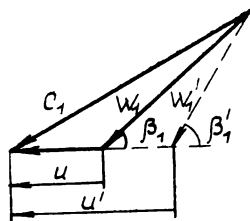


Рис. 7.6. Треугольники скоростей при двух значениях частоты вращения ($n' > n$)

Влияние π_τ на параметр расхода при расчетном значении $n/\sqrt{T_0^*}$ было рассмотрено ранее (см. рис. 7.4). Отклонение параметра $n/\sqrt{T_0^*}$ от расчетного значения в области $\pi_\tau > \pi_{\tau \text{ кр}}$ не приводит к изменению $G\sqrt{T_0^*}/\rho_0^*$. В области же $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{ кр}}$ при постоянном значении π_τ увеличение $n/\sqrt{T_0^*}$ по сравнению с расчетным значением вызывает увеличение угла потока β_1 . При этом неважно, что повлияло на рост отношения $n/\sqrt{T_0^*}$ — увеличение n или уменьшение T_0^* . Действительно, пусть параметр $n/\sqrt{T_0^*}$ увеличился за счет роста частоты вращения n . Тогда, вследствие увеличения окружной скорости u , треугольник скоростей на входе в рабочую решетку претерпит изменение, показанное на рис. 7.6. Из приведенных треугольников скоростей следует, что с ростом n угол β_1 увеличивается.

Пусть теперь $n/\sqrt{T_0^*}$ увеличивается за счет уменьшения температуры T_0^* . Уменьшение T_0^* обуславливает снижение скорости потока на выходе из соплового аппарата c_1 , так как

$$c_1 = \varphi \sqrt{2kRT_0^* [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}.$$

Изменение треугольника скоростей на входе в рабочее колесо в этом случае показано на рис. 7.7. Видно, что и при уменьшении температуры T_0^* происходит увеличение угла β_1 .

Таким образом, рост $n/\sqrt{T_0^*}$ обуславливает увеличение β_1 . Последнее вызывает увеличение степени конфузорности потока в рабочей решетке (рис. 7.8), что возможно при росте степени понижения давления на рабочем колесе $\pi_{\text{кр}} = p_1/p_2$. Увеличение же $\pi_{\text{кр}}$ при постоянном значении $\pi_\tau = p_0^*/p_2$ приводит к снижению перепада давления на сопловом аппарате p_0^*/p_1 и, следовательно, к уменьшению параметра расхода (см. кривую 2 на рис. 7.3).

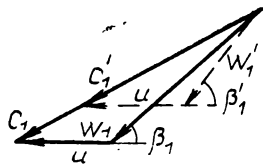


Рис. 7.7. Треугольники скоростей при двух значениях температуры T_0^* ($T_0^{*'} < T_0^*$)

При уменьшении $n/\sqrt{T_0^*}$ по сравнению с $(n/\sqrt{T_0^*})_p$ в области $\pi_\tau < \pi_{\tau \text{ кр}}$ наблюдается обратная картина (см. кривую 3 на рис. 7.5). В этом случае параметр расхода увеличивается.

Описанный характер протекания зависимости $G\sqrt{T_0^*}/\rho_0^* = f(\pi_\tau; n/\sqrt{T_0^*})$ наблюдается у подавляющего большинства ступеней, имеющих на расчетном режиме $\beta_{1\text{л}} < 90^\circ$.

Поведение зависимости $\eta_\tau = f(\pi_\tau)$ при постоянном значении $(n/\sqrt{T_0^*})$ объясняется характером зависимости $\eta_\tau = f(u_{\text{ср}}/c_{1\text{с}})$, рассмотренной ранее. Режимные параметры π_τ и $n/\sqrt{T_0^*}$ на

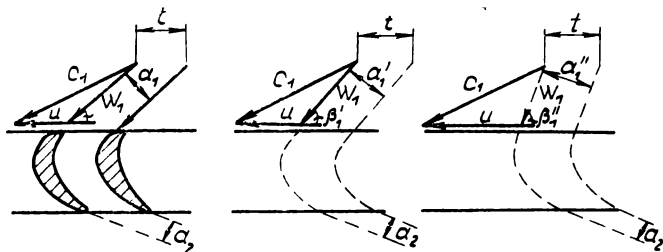


Рис. 7.8. Картина изменения степени конфузурности потока в рабочей решетке при увеличении угла β_1

расчетном режиме выбираются таким образом, чтобы обеспечить $(u_{cp}/c_{1s})_{opt}$ и получить максимальный КПД. При $n/\sqrt{T_0^*} = (n/\sqrt{T_0^*})_p$ увеличение π_τ по сравнению с расчетным значением вызывает уменьшение u_{cp}/c_{1s} из-за роста скорости c_{1s} . Отклонение u_{cp}/c_{1s} в меньшую сторону по сравнению с $(u_{cp}/c_{1s})_{opt}$ приводит к уменьшению КПД вследствие роста потерь с выходной скоростью, профильных и вторичных потерь (см. кривую 1 на рис. 7.5). Аналогично при уменьшении π_τ по сравнению с расчетным значением величина u_{cp}/c_{1s} становится больше $(u_{cp}/c_{1s})_{opt}$, что также вызывает снижение η_τ .

Если при фиксированном значении π_τ происходит увеличение $n/\sqrt{T_0^*}$, то это приводит к росту u_{cp}/c_{1s} , так как эти параметры связаны между собой зависимостью

$$\begin{aligned} u_{cp}/c_{1s} &= \pi D_{cp} n / 60 \sqrt{2 k R T_0^* [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)} = \\ &= (n/\sqrt{T_0^*}) (\pi D_{cp} / 60 \sqrt{2 k R [1 - (p_1/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1)}). \end{aligned}$$

Поэтому при увеличении параметра $n/\sqrt{T_0^*}$ по сравнению с его расчетным значением u_{cp}/c_{1s} становится больше $(u_{cp}/c_{1s})_{opt}$ и η_τ уменьшается. Чтобы восстановить оптимальное значение u_{cp}/c_{1s} , надо увеличить c_{1s} за счет увеличения π_τ . Следовательно, при увеличении $n/\sqrt{T_0^*}$ максимум η_τ перемещается на большие значения π_τ , т. е. зависимость $\eta_\tau = f(\pi_\tau)$ смещается вправо (см. кривую 2 рис. 7.5). Если же происходит снижение параметра $n/\sqrt{T_0^*}$ по сравнению с расчетным значением, то зависимость $\eta_\tau = f(\pi_\tau)$ смещается влево (см. кривую 3 на рис. 7.5).

Рассмотренные универсальные характеристики $G\sqrt{T_0^*}/p_0^* = f(\pi_\tau; n/\sqrt{T_0^*})$ и $\eta_\tau = f(\pi_\tau; n/\sqrt{T_0^*})$ позволяют проанализировать поведение нормальных характеристик турбинных ступеней.

7.3. НЕРАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

При эксплуатации ГТД меняются высота и скорость полета, атмосферные условия. В результате изменяются параметры рабочего тела на входе в сопловой аппарат ступени турбины p_0^* , T_0^* , противодавление на выходе из ступени p_2 и частота вращения ротора турбины n .

Параметры p_0^* , T_0^* , p_2 и n называют независимыми параметрами. Каждый из них определяет расход рабочего тела через турбину, ее КПД и мощность N_T , т. е. параметры, характеризующие работу турбины.

Рассмотрим изменение G , η_T и N_T при отклонении каждого из независимых параметров от расчетного значения. При этом три других независимых параметра будут сохраняться постоянными.

Влияние полного давления на входе в ступень. Сначала рассмотрим случай, когда на расчетном (оптимальном) режиме работы ступени величина p_0^* обеспечивает докритическую степень понижения давления $\pi_T < \pi_{T\text{кр}}$. В этом случае при увеличении давления p_0^* по сравнению с расчетным значением величина π_T растет. В результате параметр расхода (см. рис. 7.4) также растет до тех пор, пока π_T не станет равным $\pi_{T\text{кр}}$. Дальнейшее увеличение давления p_0^* не приведет к изменению параметра расхода.

Зная величину параметра расхода, абсолютное значение расхода газа через ступень можно найти по формуле

$$G = (G \sqrt{T_0^*/p_0^*}) / (p_0^* / \sqrt{T_0^*}). \quad (7.2)$$

В соответствии с (7.2) в области $\pi_T < \pi_{T\text{кр}}$ с увеличением p_0^* рост расхода происходит как за счет увеличения параметра расхода, так и за счет непосредственного роста давления p_0^* .

С физической точки зрения увеличение расхода, вызванное ростом p_0^* в области $\pi_T < \pi_{T\text{кр}}$, можно объяснить, рассмотрев течение газа в горле межлопаточного канала соплового аппарата, т. е. в месте наименьшей площади поперечного сечения канала. Расход через это сечение будет $G = c_T \rho_T F_T$. При увеличении p_0^* значения p_1 , а значит и p_T остаются постоянными. При этом увеличивается отношение p_0^*/p_1 , что приводит к росту скорости c_T и снижению T_T , а массовая плотность $\rho_T = p_T/RT_T$ и расход G интенсивно возрастают.

В области $\pi_T > \pi_{T\text{кр}}$ скорость и температура потока в горле каналов соплового аппарата имеют критическое значение и при увеличении p_0^* не изменяются. Давление же в горле каналов p_T растет пропорционально росту p_0^* , что приводит к увеличению плотности и расхода.

Итак, при увеличении давления p_0^* по сравнению с расчетным значением при $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$ и $\pi_t > \pi_{t\text{кр}}$ растет расход рабочего тела через ступень турбины. Аналогично при снижении давления p_0^* расход рабочего тела уменьшается.

Теперь рассмотрим изменение КПД турбины при изменении давления p_0^* по сравнению с его расчетным значением.

Если $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$, то с увеличением p_0^* увеличивается c_1 , при этом растет w_1 (рис. 7.9, а) и уменьшается угол β_1 , что вызывает

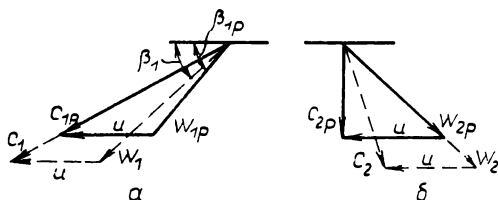


Рис. 7.9. Изменение треугольников скоростей при повышении p_0^* и $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$: на входе в лопатки (а) и выходе из них (б)

отклонение угла атаки рабочих лопаток от его оптимального значения и рост профильных потерь. С увеличением w_1 растет и w_2 , что сопровождается ростом выходных потерь. Если $\pi_t > \pi_{t\text{кр}}$ и расширительная способность косых срезов сопловых аппаратов использована неполностью, то с увеличением p_0^* увеличивается c_1 и далее все изменяется так же, как для случая $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$.

Если же при $\pi_t > \pi_{t\text{кр}}$ расширительная способность косых срезов сопел уже использована, то при увеличении p_0^* треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки останется неизменным. Но при этом будет расти давление p_1 , а значит (если расширительная способность косых срезов рабочих лопаток полностью не использована), увеличатся w_2 и выходные потери, что приведет к снижению КПД турбины.

Итак, с увеличением p_0^* от его расчетного значения КПД турбины снижается.

Аналогично можно показать, что с уменьшением p_0^* от его расчетного значения КПД турбины также снижается. Для закрепления материала студентам необходимо самостоятельно проанализировать и построить треугольники скоростей для случая, когда p_0^* уменьшается.

Теперь рассмотрим, как влияет изменение давления p_0^* на величину мощности ступени.

Мощность ступени определяется секундным расходом рабочего тела G , располагаемой удельной работой L_s и величиной КПД ступени, т. е. $N_T = GL_s \eta_T$, где

$$L_s = kRT_0^* [1 - (p_2/p_0^*)^{(k-1)/k}] / (k-1).$$

С увеличением давления p_0^* по сравнению с его расчетным значением происходит увеличение расхода G и работы L_s , но при этом уменьшается КПД ступени. Несмотря на уменьшение КПД, мощность турбины интенсивно увеличивается.

При уменьшении p_0^* мощность турбины быстро падает вследствие уменьшения G , L_s и КПД.

Влияние полной температуры газа на входе в ступень. Представим формулу (5.11) в таком виде:

$$G = f_{1a} \sin \alpha_1 (p_0^* / \sqrt{RT_0^*}) \sqrt{2k[(p_1/p_0^*)^{2/k} - (p_1/p_0^*)^{(k+1)/k}] / (k-1)}. \quad (7.3)$$

Из (7.3) следует, что расход через турбину изменяется обратно пропорционально корню квадратному из температуры T_0^* .

С физической точки зрения уменьшение расхода рабочего тела при увеличении T_0^* объясняется интенсивным снижением плотности газа в горле каналов соплового аппарата, что не компенсируется некоторым увеличением скорости c_r . При снижении T_0^* плотность газа в горле каналов увеличивается быстрее, чем происходит некоторое снижение скорости c_r , и расход газа увеличивается.

Если расчетное значение угла $\alpha_2 = 90^\circ$, то при отклонении T_0^* от T_{0p}^* КПД ступени будет несколько уменьшаться, что связано с изменением угла атаки на входе в рабочие лопатки и с увеличением выходных потерь (рис. 7.10).

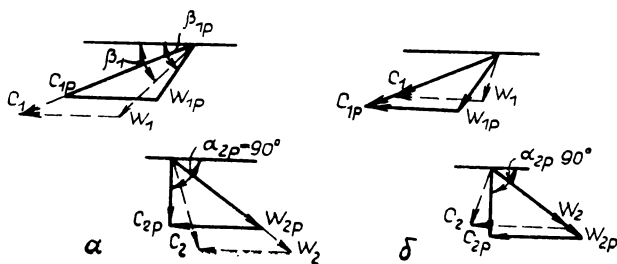


Рис. 7.10. Изменение планов скоростей ступени при отклонении T_0^* от T_{0p}^* : при увеличении (а) и уменьшении (б) T_0^*

Если же расчетное значение $\alpha_{2p} < 90^\circ$, то с уменьшением T_0^* КПД ступени может несколько возрасти из-за увеличения α_2 и снижения при этом c_2 (рис. 7.11).

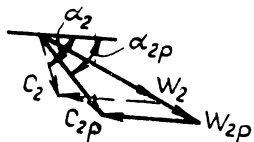


Рис. 7.11. Изменение c_2 при уменьшении T_0^* по сравнению с расчетным значением для случая $\alpha_{2p} < 90^\circ$

Рассмотрим влияние T_0^* на мощность турбины. При увеличении T_0^* пропорционально увеличивается работа L_s (см. формулу для L_s), а расход G уменьшается приблизительно пропорционально $\sqrt{T_0^*}$. Поэтому, несмотря на некоторое уменьшение КПД, с ростом T_0^* мощность ступени увеличивается приблизительно пропорционально $\sqrt{T_0^*}$. При уменьшении T_0^* мощность аналогично уменьшается.

Влияние противодавления p_2 . Изменение противодавления p_2 в области $\pi_t > \pi_{t\text{кр}}$ не вызывает изменения параметра $G\sqrt{T_0^*/p_0^*}$ (см. рис. 7.4) и расхода газа через ступень. В области $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$ при увеличении p_2 происходит уменьшение параметра $G\sqrt{T_0^*/p_0^*}$ и расхода газа вследствие снижения π_t .

С физической точки зрения уменьшение расхода в этом случае происходит из-за уменьшения скорости потока в горле межлопаточных каналов сопловых аппаратов. Уменьшение давления p_2 в области $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$ обуславливает увеличение G . Изменение p_2 относительно его расчетного значения обычно сопровождается весьма слабым снижением КПД.

Рассмотрим влияние изменения p_2 на мощность ступени. При уменьшении давления p_2 располагаемая работа L_s увеличивается, расход же в области $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$ также увеличивается, а в области $\pi_t > \pi_{t\text{кр}}$ остается неизменным. Поэтому, несмотря на некоторое снижение η_t при уменьшении p_2 , мощность ступени возрастает. Увеличение противодавления p_2 снижает мощность ступени.

Влияние частоты вращения. На установившемся режиме расход через сопловой аппарат турбины и рабочее колесо одинаков:

$$G = z_{CA} f_{1a} c_1 \sin \alpha_1 (p_1/RT_1) = z_{PK} f_{2a} w_1 \sin \beta_1 (p_1/RT_1). \quad (7.4)$$

При увеличении n уменьшается скорость w_1 и увеличивается угол β_1 . Эксперименты показали, что уменьшение w_1 происходит быстрее увеличения $\sin \beta_1$. При этом давление p_1 в зазоре также увеличивается, а отношение p_0^*/p_1 уменьшается (температура T_1 увеличивается незначительно).

При уменьшении n увеличивается w_1 и уменьшается $\sin \beta_1$. Но увеличение w_1 происходит быстрее уменьшения $\sin \beta_1$, по-

этому происходит уменьшение давления p_1 в зазоре, что сопровождается увеличением отношения p_0^*/p_1 и некоторым снижением температуры потока T_1 .

К аналогичным выводам можно прийти, рассмотрев изменение степени конфузурности потока в рабочей решетке (см. рис. 7.8) при изменении частоты вращения.

Теперь проанализируем, как влияет частота вращения n на величину расхода рабочего тела G .

Вначале рассмотрим влияние n на расход при $\pi_t > \pi_{t\text{кр}}$. В этом случае при увеличении и уменьшении n параметры потока в горле сопловых каналов остаются неизменными, что обуславливает постоянство расхода G . При $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$ с уменьшением n растет ω_1 , что приводит к некоторому росту G . С увеличением n от расчетного значения при $\pi_t < \pi_{t\text{кр}}$ снижается ω_1 , вызывая уменьшение G . Отметим, что при незначительном изменении n величина расхода практически остается постоянной.

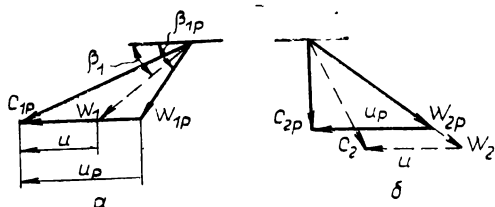


Рис. 7.12. Треугольники скоростей для двух значений частоты вращения n_p и $n < n_p$: а — на входе в рабочие лопатки; б — на выходе из них

Частота вращения оказывает сильное влияние на величину КПД ступени. Так, при существенном уменьшении n от оптимального значения существенно деформируются планы скоростей ступени (рис. 7.12). При этом наблюдается рост профильных потерь из-за срыва потока на стенках лопаток, а также интенсивное увеличение выходных потерь. (Заметим, что рост ω_2 при уменьшении n происходит не пропорционально увеличению ω_1 , поскольку отношение p_1/p_2 снижается, замедляя рост ω_2).

При существенном увеличении частоты вращения n от его оптимального значения также возрастают выходные потери из-за того, что угол α_2 становится больше 90° (рис. 7.13).

При достаточно малых и больших значениях n выходные потери столь велики, что КПД турбины (см. рис. 7.1), а следовательно, и ее мощность приближаются к нулю. Поэтому неверно утверждение, что с увеличением $n(u)$ мощность турбины

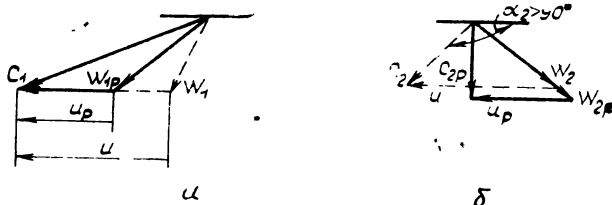


Рис. 7.13. Треугольники скоростей при $n = n_p$ и $n > n_p$:
 а — на входе в рабочие лопатки; б — на выходе из них

растет. Ниже будет показано, что зависимость $N_T = f(n)$ имеет параболический характер, близкий к зависимости $\eta_T = f(y_T)$.

Влияние частоты вращения n на мощность можно определить и через величину крутящего момента M на валу турбины. С этой целью сначала надо найти зависимость момента от частоты вращения $M = f(n)$, а затем и зависимость $N_T = f(n)$, используя для этого выражение $N_T = \pi n M / 30$.

В первом приближении принимаем, что при изменении n соблюдается равенство скоростей $c_1 = c_{1p}$ и $\omega_2 = \omega_{2p}$. Следовательно, $c_{1u} = c_{1up} = \text{const}$ (рис. 7.14). Момент, развиваемый турбиной, равен

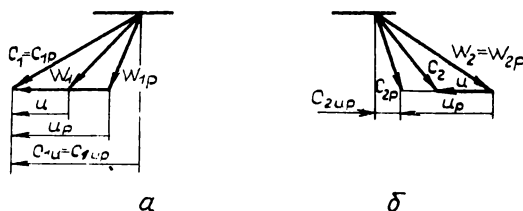


Рис. 7.14. Планы скоростей ступени при различных n : а — на входе в рабочее колесо;
 б — на выходе из него

$$M = P_u (D_{cp}/2) = G (c_{1u} \pm c_{2u}) (D_{cp}/2). \quad (7.5)$$

Выразим величину c_{2u} через u , u_p и c_{2p} (см. рис. 7.14):

$$c_{2u} = c_{2up} + u_p - u.$$

Подставим полученное выражение для c_{2u} в формулу (7.5):

$$M = G (c_{1up} + c_{2up} + u_p - u) (D_{cp}/2). \quad (7.6)$$

Из формулы (7.6) следует, что зависимость $M = f(n)$ — прямая линия, причем $M_{\max}$ имеет место при $u = 0$:

$$M_{\max} = G (c_{1up} + c_{2up} + u_p) (D_{cp}/2). \quad (7.7)$$

Так как зависимость $M=f(n)$ линейная, то величину M для любого значения n можно найти в общем виде (рис. 7.15):

$$(M_{\max}-M_p)/n_p = (M_{\max}-M)/n.$$

Отсюда

$$(M_{\max}-M) = (n/n_p) (M_{\max}-M_p)$$

и

$$M = M_{\max} - (n/n_p) (M_{\max}-M_p).$$

Умножим и разделим правую часть последнего уравнения на M_p :

$$M = M_p \left[\frac{M_{\max}}{M_p} - \frac{n}{n_p} \left(\frac{M_{\max}}{M_p} - 1 \right) \right].$$

Обозначим $M_{\max}/M_p = \mu$, тогда последнее уравнение примет вид

$$M = M_p [\mu - (n/n_p) (\mu - 1)]. \quad (7.8)$$

При $n_{\max}$ величина $M = 0$, тогда из уравнения (7.8) получим

$$0 = M_p [\mu - (n/n_p) (\mu - 1)].$$

Отсюда

$$\mu = (n_{\max}/n_p) (\mu - 1)$$

и

$$n_{\max} = n_p [\mu / (\mu - 1)]. \quad (7.9)$$

Мощность турбины N_T для любого значения n можно определить из формулы

$$N_T = K M n, \quad (7.10)$$

где K — коэффициент, учитывающий принятую систему единиц.

Подставив в (7.10) вместо M значение крутящего момента из формулы (7.8), получим

$$N_T = K M_p n [\mu - (n/n_p) (\mu - 1)].$$

Умножим и разделим правую часть этого выражения на n_p :

$$N_T = K M_p n_p \frac{n}{n_p} [\mu - \frac{n}{n_p} (\mu - 1)],$$

откуда

$$N_T = N_p \frac{n}{n_p} [\mu - \frac{n}{n_p} (\mu - 1)], \quad (7.11)$$

Следовательно, графически зависимость $N_T=f(n)$ будет представлена параболой (рис. 7.16).

Найдем частоту вращения, при которой величина N_T достигает значения $N_{T \max}$. Для этого приравняем к нулю производную от N_T по n из уравнения (7.11):

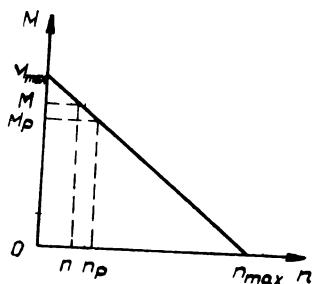


Рис. 7.15. Зависимость крутящего момента от частоты вращения при условии $c_1 = c_{1p}$ и $\omega_2 = \omega_{2p}$

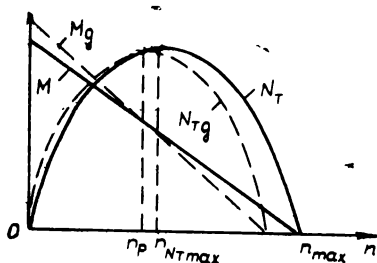


Рис. 7.16. Влияние частоты вращения n на M и N_T : ——— — теоретические зависимости; — · — — действительные зависимости

$$n_{N_{T \max}} = n_p \mu / 2(\mu - 1). \quad (7.12)$$

Тогда из уравнения (7.12)

$$N_{T \max} = N_{Tp} \frac{n_{\max}}{n_p} \left[\mu - \frac{n_{\max}}{n_p} (\mu - 1) \right].$$

С учетом уравнения (7.12) получим

$$N_{T \max} = N_{Tp} \frac{\mu}{2(\mu - 1)} \left[\mu - \frac{\mu}{2(\mu - 1)} (\mu - 1) \right]$$

или

$$N_{T \max} = N_{Tp} \frac{\mu}{2(\mu - 1)} \left(\mu - \frac{\mu}{2} \right) = N_{Tp} \frac{\mu}{2(\mu - 1)} \cdot \frac{\mu}{2}.$$

Окончательно

$$N_{T \max} = N_{Tp} \frac{\mu^2}{4(\mu - 1)} \quad (7.13)$$

Из формулы (7.13) следует, что $N_{T \max}$ имеет место при частоте вращения, большей n_p .

При рассмотрении влияния частоты вращения на момент и мощность турбины было сделано допущение о том, что с изменением n остаются неизменными c_1 , ω_2 и G . В действительности при докритическом истечении с изменением n меняются ω_1 , p_1 , G и ω_2 , а значит, меняются действительные значения M_d и N_{Td} по сравнению с их значениями при сделанных допущениях.

Так, при уменьшении n растет ω_1 , снижается p_1 , увеличиваются c_1 , G и ω_2 . Следовательно, увеличивается момент $M = G(\omega_{1u} + \omega_{2u}) (D_{cp}/2)$ (пунктирная линия на рис. 7.16) по сравнению с его значением при сделанных допущениях. И эта

разница тем больше, чем меньше частота вращения по отношению к расчетной.

При $n > n_p$ снижается ω_1 , растет p_1 , уменьшаются c_1 , G и ω_2 , поэтому величина действительного момента оказывается меньше по сравнению с его значением при допущениях (пунктир на рис. 7.16).

Изменение M приводит и к изменению мощности по сравнению с ее значением при допущениях (пунктир на рис. 7.16):

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

А. Рекомендуемой для самостоятельного углубленного изучения курса

1. Локай В. И., МаксUTOва М. К., Стрункин В. А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1979. 447 с.
2. НеЧаев Ю. Н., Федоров Р. М. Теория авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для вузов. Ч. I. М.: Машиностроение, 1977. 312 с.
3. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.

Б. Необходимой для выполнения расчетов компрессоров и турбин при курсовом и дипломном проектировании

4. Кузьмичев В. С., Трофимов А. А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессора авиационного ГТД / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 77 с.
5. Локай В. И., Сальников Г. М. Термодинамический расчет высокотемпературных охлаждаемых турбин авиационных ГТД / Казан. авиац. ин-т. Казань, 1980. 104 с.
6. Мамаев Б. И., Мусаткин Н. Ф., Аронов Б. М. Газодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 70 с.
7. Стенькин Е. Д., Юрин А. В. Выбор основных параметров и газодинамический расчет осевого многотупенчатого компрессора авиационных газотурбинных двигателей / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 89 с.
8. Стенькин Е. Д., Юрин А. В. Определение основных газодинамических параметров проточной части турбокомпрессоров ГТД (Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1985. 73 с.

В. Использованной при написании курса лекций

9. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1976. 888 с.
10. Аронов Б. М., Жуковский М. И., Журавлев В. А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1978. 168 с.
11. Гостелов Д. Аэродинамика решеток турбомашин / Пер. с англ. М.: Мир, 1987. 392 с.
12. Диксон С. Л. Механика жидкости и газов. Термодинамика турбомашин / Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1981. 213 с.
13. ДеЙч М. Е. Техническая газодинамика. М.: Энергия, 1974. 592 с.

14. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.
15. Лукачев В. П., Кулагин В. В. Теория ВРД (основные закономерности рабочего процесса газотурбинных двигателей). Куйбышев: КуАИ, 1987. 227 с.
16. Казанджан П. К., Тихонов Н. Д., Янко А. К. Теория авиационных двигателей: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1983. 217 с.
17. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания ЖРД: Учебник для вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.
18. Пономарев Б. А. Настоящее и будущее авиационных двигателей. М.: Воениздат, 1982. 240 с.
19. Терещенко Ю. М. Аэродинамика компрессорных решеток. М.: Машиностроение, 1979. 118 с.
20. Теплотехника / Под ред. проф. Г. А. Матвеева. М.: Высш. шк., 1981. 480 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Основные условные обозначения	3
Введение	5
1. ПОНЯТИЕ ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ. ОСНОВНЫЕ ДОПУЩЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ИЗУЧЕНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ЛМ	8
1.1. Назначение и место ЛМ в ГТД	8
1.2. Общие принципы работы авиационных лопаточных машин	10
1.3. Элементы конструкции лопаточных машин	12
1.4. Требования к лопаточным машинам	13
1.5. Общий случай течения газа в лопаточной машине	14
1.6. Одномерная модель лопаточной машины	15
1.7. Двухмерная модель течения в лопаточной машине	15
1.8. Трехмерная модель течения рабочего тела в лопаточной машине	19
1.9. Уравнение неразрывности	22
1.10. Уравнение сохранения энергии	22
1.11. Параметры торможения	23
1.12. Уравнение первого закона термодинамики	24
1.13. Обобщенное уравнение Бернулли	25
1.14. Уравнение количества движения (уравнение Эйлера)	27
1.15. Уравнение моментов количества движения для лопаточных машин	29
1.16. Газодинамические функции	33
2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	36
2.1. Основные параметры лопаток и их решеток	36
2.2. Схема и принцип работы ступени	37
2.3. Работа сжатия и КПД ступени компрессора	40
2.4. Основные параметры ступени	42
2.5. Условия совместной работы элементарных ступеней, расположенных на различных радиусах	47
2.6. Ступень с постоянной циркуляцией	49
2.7. Ступень с постоянной реактивностью	53
2.8. Теорема Жуковского в применении к движению газа в решетке	55
2.9. Характеристики плоских компрессорных решеток	58
2.10. Гидравлические потери в решетке	62
2.11. Вентиляторные ступени	66
3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ	69
3.1. Основные параметры компрессора и их связь с параметрами ступеней	69
3.2. Изменение параметров и размеров проточной части компрессора	71

3.3. Распределение работы сжатия между ступенями	72
4. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ	74
4.1. Влияние некоторых параметров на работу компрессора	74
4.2. Применение теории подобия к течению газа в компрессоре	80
4.3. Изображение характеристик компрессоров в параметрах подобия	81
4.4. Приведение результатов испытания компрессора к стандартным атмосферным условиям	82
4.5. Неустойчивые режимы работы компрессора	83
4.6. Рабочие режимы и запас устойчивости работы компрессора в системе ГТД	87
4.7. Регулирование осевых компрессоров ГТД	87
5. АВИАЦИОННЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ	90
5.1. Принцип работы газовых турбин	90
5.2. Классификация газовых турбин	96
5.3. Основные геометрические параметры ступени и плоской решетки профилей	100
5.4. Рабочий процесс в сопловом аппарате	101
5.5. Действительный процесс истечения газа из сопла	106
5.6. Сопла с косым срезом	107
5.7. Рабочий процесс на лопатках рабочего колеса, турбины	110
5.8. Силы, действующие в рабочей решетке профилей	112
6. ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	116
6.1. Профильные потери	116
6.2. Концевые потери	120
6.3. Дополнительные потери	122
6.4. Влияние некоторых конструктивных параметров на потери энергии в турбинной решетке	126
6.5. Номенклатура КПД ступени турбины	128
6.6. Особенности профилирования по высоте длинных лопаток	131
6.7. Подобные режимы работы турбины	132
7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН	134
7.1. Способы изображения характеристик турбин	134
7.2. Типовые характеристики ступени турбины	136
7.3. Нерасчетные режимы работы ступени турбины	139
Список литературы	147

Тихонов Николай Тихонович
Мусаткин Николай Федорович
Матвеев Валерий Николаевич

ТЕОРИЯ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Редактор Г. А. Усачева
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректоры: Н. С. Куприянова, Т. И. Щелокова

Сдано в набор 3.08.1992 г. Подписано в печать 1.02.1993 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная белая.
Печать высокая. Гарнитура литературная.
Усл. печ. л. 8,83. Уч.-изд. л. 9,2. Т. 600 экз.
Заказ 420. Арт. С-664/92.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королева.
443086. Самара, Московское шоссе, 34.

Типография ИПО Самарского аэрокосмического университета.
443001. Самара, ул. Ульяновская, 18.