

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению лабораторной работы №1 «Экспериментальное
определение и анализ характеристик решетки профилей
осевого компрессора» по дисциплине «Общая теория
авиационных и ракетных двигателей» для студентов
специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование
авиационных и ракетных двигателей»
очной формы обучения

Воронеж 2015

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

УДК 621.9.04

Методические указания к выполнению лабораторной работы №1 «Экспериментальное определение и анализ характеристик решетки профилей осевого компрессора» по дисциплине «Общая теория авиационных и ракетных двигателей» специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения / ФГБОУ ВПО "Воронежский государственный технический университет"; сост. А.Ф. Ефимочкин, А.А. Алексеев, М.М. Федотов. Воронеж, 2015. 46 с.

В методических указаниях рассматривается экспериментальное определение и анализ характеристик решетки профилей осевого компрессора

Библиогр.: 2 назв. Ил. 18.

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

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

© Оформление. ФГБОУ ВПО
"Воронежский государственный
технический университет", 2015

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ И АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

ЦЕЛЕВАЯ УСТАНОВКА:

Иметь представления о методах экспериментального исследования элементов силовых установок военного назначения.

Знать принцип работы, характеристики основных элементов ГТД боевых ЛА и физическую сущность процессов, протекающих в них.

Уметь использовать характеристики элементов ГТД для определения параметров двигателя при их эксплуатации в различных условиях боевой подготовке.

Содержание работы:

1. Экспериментальное определение влияния угла атаки i на угол поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициент потерь ξ в компрессорной решетке профилей.
2. Демонстрация срывных явлений при обтекании компрессорной решетки профилей потоком с большим углом атаки.

Задание на работу:

1. Получить экспериментальным путем и построить графики характеристик $\Delta\beta = f_1(i)$, $\xi = f_2(i)$ при постоянной относительной скорости потока на входе в решетку профилей.

2. Анализируя характеристики $\Delta\beta = f_1(i)$, $\xi = f_2(i)$ решеток профилей определить максимальный $\Delta\beta_{\max}$ и номинальный $\Delta\beta^*$ углы поворота потока, критический $i_{\text{кр}}$, номинальный i^* и оптимальный

$i_{K_{\max}}$ углы атаки и угол атаки $i_{\xi_{\min}}$ минимальных потерь полного давления p^* .

3. Дать анализ характеристикам компрессорных решеток профилей и сделать выводы по полученным характеристикам.

Учебно-материальное обеспечение:

1. Экспериментальная установка по ЛР 1.
2. Минигидролоток для исследования потенциальных и вихревых течений потока у поверхности омываемой решетки профилей и их визуализации.
3. ПЭВМ для обработки результатов эксперимента.
4. Стенд по характеристикам решетки профилей (ауд. 7).

ПРОБЛЕМА ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

Проблема исследования характеристик компрессорных решеток профилей заключается:

1. В предварительном изучении теоретического материала, изложенного на лекционных занятиях, в учебнике и в настоящем пособии.
2. В ознакомлении с экспериментальной лабораторной установкой на целевой самоподготовке (накануне учебного занятия, 4-я пара, аудитория № 9).
3. В предварительном оформлении перечня наименований комплектующих лабораторной установки в журнале лабораторных работ.
4. В приобретении (по необходимости) и подготовке чертежных инструментов (линейки, лекал, карандашей, фломастеров) и микрокалькулятора, потребных для оформления отчета.

При изучении теоретического материала необходимо повторить основы технической термодинамики и

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ И ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

- Средняя линия профиля – геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль лопатки.
- Хорда лопатки $b_{л}$ – прямая, соединяющая точки пересечения средней линии с контуром профиля лопатки.
- Корыто профиля – часть контура профиля, расположенная по отношению к средней линии со стороны хорды.
- Спинка профиля – часть контура профиля, расположенная с противоположной стороны корыта.
- Угол кривизны профиля θ – угол между касательными к средней линии, проведенными через переднюю и заднюю кромки профиля.
- Максимальный прогиб дуги средней линии f_{\max} – наибольшее расстояние между средней линией и хордой профиля.
- Максимальная толщина профиля лопатки c_{\max} – наибольшее расстояние между точками спинки и корыта, расположенными на прямой, нормальной к средней линии профиля.
- $x_{f \max}$ координата положения максимального прогиба профиля лопатки – координата, соответствующая максимальному прогибу средней линии профиля лопатки.
- $x_{c \max}$ координата положения максимальной толщины – координата, соответствующая сечению с максимальной толщиной профиля лопатки.

Хорда $b_{л}$ является характерным линейным размером. В долях хорды лопатки определяются многие относительные параметры:

1) \bar{c}_{\max} – относительная максимальная толщина профиля лопатки рабочего колеса:

$$\bar{c}_{\max} = \frac{c_{\max}}{b_{л}}; \quad (1)$$

2) $\bar{x}_{c \max}$ – относительная координата положения максимальной толщины профиля лопатки:

$$\bar{x}_{c \max} = \frac{x_{c \max}}{b_{\text{л}}}; \quad (2)$$

3) \bar{f}_{\max} – относительный прогиб (стрела прогиба) профиля лопатки рабочего колеса:

$$\bar{f}_{\max} = \frac{f_{\max}}{b_{\text{л}}}; \quad (3)$$

4) $\bar{x}_{f \max}$ – относительная координата положения максимального прогиба профиля лопатки:

$$x_{f \max} = \frac{x_{f \max}}{b_{\text{л}}}. \quad (4)$$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

- t – шаг решетки – расстояние между сходственными точками смежных профилей.
- γ – угол установки профиля – угол, заключенный между хордой профиля и фронтом решетки профилей.
- $\beta_{1к}$ и $\beta_{2к}$ – конструктивные углы – углы между касательными к средней линии у передней и задней кромок лопаток и фронтом решетки профилей соответственно.

Характерным линейным размером для компрессорной решетки профилей является шаг решетки профилей t . В долях шага решетки профилей t представляется густота РП:

$$\frac{b_{\text{л}}}{t} \text{ – густота решетки профилей – это отношение}$$

хорды профиля $b_{\text{л}}$ к шагу решетки профилей t .

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

Кинематическими параметрами РП считаются параметры, связанные с величиной и направлением скорости потока рабочего тела.

К кинематическим параметрам РП относятся:

- 1) угол атаки i ;
- 2) угол отставания потока δ ;
- 3) угол поворота потока $\Delta\beta$;
- 4) коэффициент потерь ξ .

□ Угол атаки i – угол, заключенный между касательной к средней линии в передней кромке профиля лопатки и вектором относительной скорости w_1 на входе в РП.

Из определения и рис. 1 следует:

$$i = \beta_{1к} - \beta_1. \quad (5)$$

Угол атаки i является режимным параметром компрессорной РП.

□ Угол отставания потока δ – угол между касательной к средней линии в задней кромке профиля лопатки и вектором относительной скорости w_2 на выходе из РП:

$$\delta = \beta_{2к} - \beta_2. \quad (6)$$

□ Угол поворота потока $\Delta\beta$ – угол, заключенный между векторами относительной скорости потока на выходе и на входе в решетку профилей:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1. \quad (7)$$

Угол поворота потока $\Delta\beta$ является параметром эффективности компрессорной РП, так как он оказывает влияние на работу L_u на окружности РК через закрутку потока Δw_u . Действительно:

$$\frac{\Delta w_u}{c_a} = \text{ctg } \beta_1 - \text{ctg } \beta_2 \Rightarrow \Delta w_u = f(\Delta\beta) \Rightarrow L_u = u \cdot \Delta w_u = f(\Delta\beta) \cdot$$

□ Коэффициент потерь ξ называется отношение удельной работы L_r , затраченной на преодоление гидравлического сопротивления, к кинетической энергии $\frac{w_1^2}{2}$ единицы массы воздуха в относительном движении.

По определению коэффициента потерь имеем:

$$\xi = \frac{2L_r}{w_1^2}. \quad (9)$$

Коэффициент ξ характеризует относительную (к кинетической энергии 1 кг воздуха по скорости w_1) долю потерь кинетической энергии РТ и считается параметром эффективности решетки профилей.

При малых и умеренных значениях относительной скорости w_1 коэффициент ξ потерь кинетической энергии $\frac{w_1^2}{2}$ единицы массы РТ может быть представлен выражением:

$$\xi = \frac{2(p_1^* - p_2^*)}{\rho_1 w_1^2}, \quad (10)$$

где ρ_1 – плотность воздуха перед РП.

В последнем случае коэффициент потерь ξ компрессорной решетки профилей характеризует относительную (относительно единицы) долю потерь полного давления p^* рабочего тела.

Формула (10) нашла применение при вычислении коэффициента ξ потерь полного давления по данным, полученным в процессе экспериментальных исследований компрессорных решеток профилей.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

В общем представлении характеристики для все случаев жизни являются зависимостями параметров эффективности исследуемого объекта (среды) от режимных параметров.

Существуют обобщенное и частные (для конкретного исследуемого случая) определения характеристик компрессорных решеток профилей.

ОБОБЩЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ

Сначала дадим обобщенное определение характеристик компрессорных решеток профилей, а затем выделим частные определения.

□ Характеристиками компрессорной решетки профилей называются зависимости угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ξ от угла атаки i , числа Маха по относительной скорости M_{w1} и числа Рейнольдса Re .

Типы характеристик компрессорных решеток профилей

В зависимости от вида режимного параметра (i , M_{w1} и Re_{w1}) различают следующие типы характеристик компрессорных решеток профилей:

1. Характеристики компрессорных РП по углу атаки:

$$\Delta\beta = f(i) \text{ при } M_{w1} = \text{const и } Re = \text{const};$$

$$\xi = f(i) \text{ при } M_{w1} = \text{const и } Re = \text{const}.$$

2. Характеристики компрессорных РП по числу Маха

M_{w1} :

$$\Delta\beta = f(M_{w1}) \text{ при } i = \text{const и } Re = \text{const};$$

$$\xi = f(M_{w1}) \text{ при } i = \text{const и } Re = \text{const}.$$

3. Характеристики компрессорных РП по числу Рейнольдса:

$$\Delta\beta = f(Re) \text{ при } i = \text{const и } M_{w1} = \text{const};$$

$$\xi = f(Re) \text{ при } i = \text{const и } M_{w1} = \text{const}.$$

Наиболее широкое применение получили характеристики компрессорных решеток профилей по углу атаки i .

Теперь дадим определение характеристикам компрессорной решетки профилей с учетом определяющего режимного параметра – угла атаки i .

Способы представления характеристик компрессорных решеток профилей

Различают четыре способа представления характеристик РП:

1. Лингвистический способ представления характеристик РП (в виде определения).

2. Математический способ представления характеристик РП (в виде математических формул).

3. Табличный способ представления характеристик РП.

4. Графический способ представления характеристик компрессорных решеток профилей.

Указанные способы представления характеристик РП будут изложены ниже.

Способы получения характеристик компрессорных решеток профилей

Характеристики компрессорных РП, как правило, получают экспериментально. Приоритет в экспериментальном получении характеристик РП

принадлежит проф. Н.Е. Жуковскому (МГУ им. М.В. Ломоносова, 1902 г.).

Современные численные методы исследований и парк быстродействующих ЭВМ позволяют производить расчет характеристик компрессорных решеток профилей, используя аналитический способ.

К существующим точным способам получения характеристик можно добавить приближенный способ получения характеристик компрессорных РП методом аналогий.

Способ получения характеристик методом аналогий

Для его реализации способа получения характеристик методом аналогий воспользуемся характеристиками профилей гребных (воздушных) винтов, адаптированных под профиль цилиндрического крыла.

Характеристики профиля крыла – характеристики бесконечно длинного цилиндрического крыла, у которого обтекание боковых кромок не сказывается на характере обтекания центральной части.

Очевидным является то, что бесконечно длинное крыло невозможно поместить в ограниченную по размерам аэродинамическую трубу. Специалисты аэромеханики пошли на ухищрение – ограничили бесконечно длинное крыло плоскими тонкими поперечно расположенными концевыми шайбами до фрагмента крыла с геометрическими параметрами $l = b$ (рис. 2).

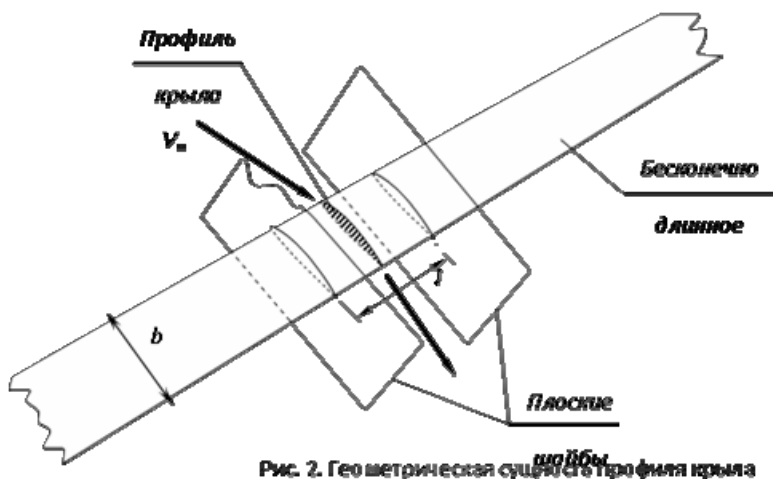


Рис. 2. Геометрическая подобие профиля крыла

Такой усеченный фрагмент крыла отождествили с профилем. Следовательно, характеристики аэродинамического профиля – характеристики крыла конечного размаха удлинения $\lambda = l/b = 1,0$, ограниченного с торцов шайбами.

Конструктивно лопатки компрессорной решетки ограничены с торцов поверхностью корпуса и поверхностью втулки. Торцевые перетекания отсутствуют или (на законцовках лопаток РК) сведены к минимуму. Следовательно, по своей компоновочной схеме компрессорная решетка является решеткой профилей. На одну проблему стало меньше.

Из аэромеханики известно, что характеристики (рис. 3, а) профиля крыла – это зависимости коэффициента

подъемной силы $C_y = \frac{Y}{\frac{\rho V^2}{2} S}$ и коэффициента внешнего

сопротивления $C_x = \frac{X}{\frac{\rho V^2}{2} S}$ от угла атаки α при постоянном

числе Маха

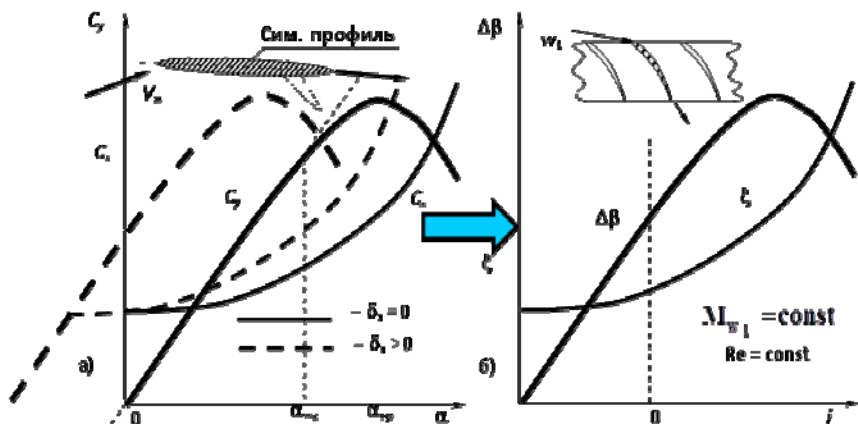


Рис. 3. Характеристики КРП, полученные методом аналогий:

а – профиля крыла летательного аппарата;

(числе Рейнольдса Re). Замер этих коэффициентов представляет собой довольно сложный технологический процесс. Он требует точных весовых измерений в двух направлениях – по осям Oy и Ox . Следовательно, от них необходимо отказаться. Проблема? Проблема! Надо найти такие параметры эффективности КРП, которые были бы эквивалентны коэффициентам C_y и C_x , имели бы простую технологию замера и вычисления и не требовали сложного оборудования.

Для поиска желаемых параметров эффективности КРП (рис. 4) воспользуемся треугольниками скоростей для передней и задней кромок профиля РК и планом скоростей (рис. 5).

$$\pi_{\text{ст}}^* = \frac{p_3^*}{p_1^*}, \pi_{\text{РК}} = \frac{p_2^*}{p_1^*}, \pi_{\text{НА}} = \frac{p_3^*}{p_2^*}.$$

Анализируя:

1. План скоростей (рис. 5) и его параметры β_1 и β_2 , $\Delta\beta$ и Δw_u .

2. Уравнение Эйлера для работы

$$L_u = u \cdot \Delta w_u$$

на окружности рабочего колеса ОК.

3. Уравнение сохранения энергии для РК компрессора

$$L_{\text{РК}} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left(\pi_{\text{РК}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{РК}}^*}.$$

4. Уравнение Бернулли для НА (спрямляющего аппарата)

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + L_r.$$

5. Линеаризованное уравнение Бернулли для направляющего аппарата ступени осевого компрессора:

$$p_2 + \frac{c_2^2}{2} = p_3 + \frac{c_3^2}{2} = p^* = \text{const},$$

находим, что самым простым и удобным для замера параметром, характеризующим процесс повышения давления РТ в ступени ОК, является угол поворота потока $\Delta\beta$ на лопатках РК и на лопатках НА:

$$\pi_{\text{ст}}^* = f(L_{\text{ст}}) = f(\pi_{\text{РК}}^*) = f(L_{\text{РК}}) = f(L_u) = f(\Delta w_u) = f(\Delta\beta).$$

Таким образом, угол поворота потока $\Delta\beta$ может быть принят в качестве параметра эффективности при представлении характеристик

компрессорной решетки профилей – основного конструктивного элемента ступени компрессора.

Теперь остается проблема ухода от коэффициента лобового сопротивления C_x к эквивалентному параметру, удобному для представления потерь в характеристиках компрессорных решеток.

Представим потери L_r на преодоление гидравлического (трение, вихреобразование и волновые потери) сопротивления и теплового сопротивление суммарными потерями $L_r \Sigma$. Тогда в относительном виде (относительно кинетической

энергии $\frac{w_1^2}{2}$ единицы массы газа) коэффициент

потерь на преодоление гидравлического сопротивления можно представить в виде:

$$\xi = \frac{L_r \Sigma}{\frac{w_1^2}{2}} = \frac{2L_r \Sigma}{w_1^2}.$$

Заменим потери кинетической энергии $\frac{w_1^2}{2}$ на преодоление гидравлического сопротивления потерями полного давления p^* . В этом случае формула для расчета коэффициента потерь ξ на преодоление гидравлического и теплового (суммарного) сопротивления через параметр полного давления имеет вид:

$$\xi = \frac{2(p_1^* - p_2^*)}{\rho w_1^2} = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1}. \quad (11)$$

Итак, выделены два параметра эффективности компрессорной решетки профилей, которые могут быть использованы для построения характеристик

КРП. Ими являются угол поворота потока $\Delta\beta$ (рис. 6) коэффициент потерь ξ .

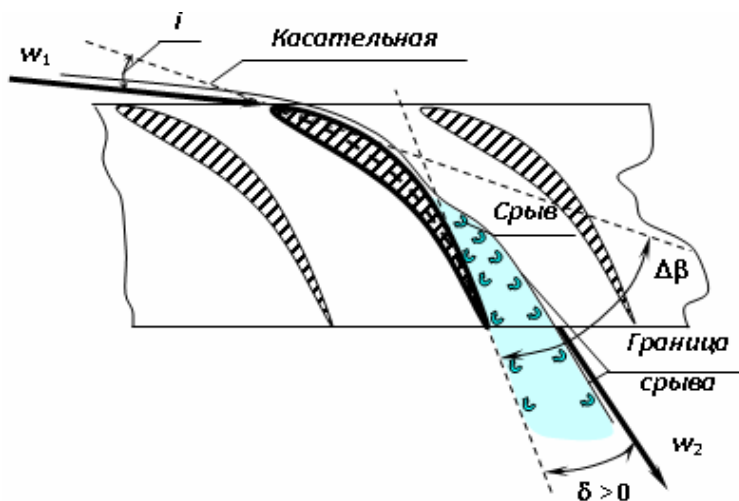


Рис. 6. Физика отставания потока при срыве воздуха со спинки обтекаемого профиля компрессорной решетки

Для завершения построения характеристик методом аналогий (рис. 3 б) и для общего определения необходимо выявить (найти) режимные параметры.

Определимся с режимными параметрами.

Угол поворота потока $\Delta\beta$ однозначно определен углом атаки ($\Delta\beta = i + \theta - \delta$). Следовательно, угол атаки i является режимным параметром компрессорной решетки.

Угол поворота потока $\Delta\beta$ связан также и с углом отставания потока δ ($\Delta\beta = i + \theta - \delta$), то есть с характером обтекания лопаток компрессорной решетки – со срывом потока. Действительно, при срыве потока со спинки профиля лопатки (рис. 6)

срывная зона оттесняет основной поток рабочего тела от обтекаемой стенки, вызывает отставание потока на угол δ и уменьшает угол поворота потока $\Delta\beta$. Наличие срывной зоны сопровождается ростом потерь на вихреобразование и ростом коэффициента потерь ξ .

Из аэромеханики известно, что срыв потока со спинки обтекаемого профиля определен не только углом атаки, но и влиянием числа Маха и числа Рейнольдса (рис. 7 и рис. 8). Следовательно, число Маха M_{w_1} и число Рейнольдса Re_{w_1} по относительной скорости являются режимными параметрами компрессорной решетки.

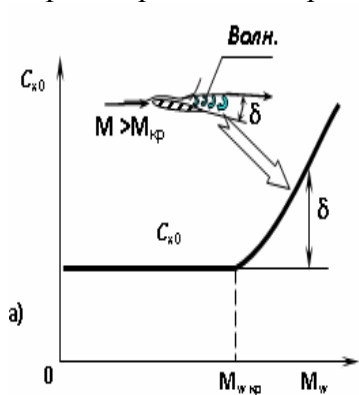


Рис. 7. Влияние числа маха на коэффициент сопротивления

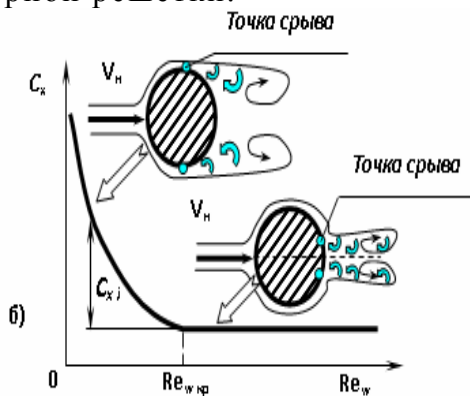


Рис. 8. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент сопротивления

При известных режимных параметрах эффективности РП и режимных параметрах характеристики компрессорной решетки, полученные методом аналогий, будут выглядеть в виде зависимостей

$$\Delta\beta = f(i, \mathbf{M}_{w_1} \text{ и } \mathbf{Re}_{w_1}),$$

$$\xi = f(i, \mathbf{M}_{w_1} \text{ и } \mathbf{Re}_{w_1}),$$

представленных на рис. 3, б.

Параметры эффективности и режимные параметры характеристики КРП позволяют выделить типы характеристик компрессорных решеток профилей и дать им конкретные определения.

Математический способ получения характеристик компрессорных решеток

Введем допущения:

1. Исключим влияние числа Маха по относительной скорости \mathbf{M}_{w_1}

$$\mathbf{M}_{w_1} = \text{const}.$$

2. Исключим влияние числа \mathbf{Re}_{w_1} по относительной скорости.

$$\mathbf{Re}_{w_1} = \text{const}.$$

В качестве переменной величины (аргумента) будем использовать угол атаки i . Следовательно, функциями будут угол поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициент потерь ξ .

Используя формулы угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ξ (эквивалент- C_{x_0}) математически покажем характер протекания характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки $\Delta\beta = f(i)$, $\xi = f(i)$.

Формула угла поворота в развернутом виде имеет вид:

$$\Delta\beta = i + \theta - \delta.$$

Разделим формулу угла поворота потока $\Delta\beta$ на две составляющих, соответствующих плавному безотрывному обтеканию профилей ($\Delta\beta = i + \theta$) и

обтеканию решетки профилей со срывом потока со спинки профиля ($\Delta\beta = f(i, \delta)$).

Из математики известно, что уравнение $\Delta\beta = i + \theta$ представляет собой линейную функцию с коэффициентом пропорциональности при аргументе, равным единице. Следовательно, для построения характеристики $\Delta\beta = f(i)$ необходимо знать только одну точку на прямой $\Delta\beta = f(i)$. Или характеристику решетки профилей $\Delta\beta = i + \theta$ на линейном участке можно построить по двум известным точкам. Найдем эти характерные точки. Для этого положим угол атаки i , равным углу кривизны профиля " $-\theta$ ". В этом случае угол поворота потока $\Delta\beta$ будет равен 0. Для поиска второй точки положим угол атаки i , равным нулю. Следовательно, Угол поворота потока $\Delta\beta$ станет равным углу кривизны профиля θ . По двум известным точкам в прямоугольной системе координат $\Delta\beta$ 0 i легко строится характеристика $\Delta\beta = f(i)$.

При обтекании решетки профилей со срывом потока со спинки (нелинейный участок характеристики $\Delta\beta = f(i)$) в области углов атаки $i > i_{н.с}$ угол отставания потока δ возрастает по закону квадратичной параболы. Воспользуемся характером изменения угла отставания $\delta(i)$ для завершения построения характеристики $\Delta\beta = f(i, \delta)$ в области нелинейного обтекания. Отметим, что в выражении $\Delta\beta = i + \theta - \delta$ угол отставания потока δ стоит со знаком минус. Следовательно, нелинейность характеристики $\Delta\beta = i + \theta - \delta$ будет проявляться на уменьшение угла поворота потока $\Delta\beta$ (смотри рис. 3, б).

Определимся с характеристикой $\xi = f(i)$. Из аэромеханики известно, что коэффициент лобового сопротивления профиля крыла C_x (для нашего случая – коэффициент потерь $\xi(i)$) представляет собой зависимость

$C_x(\alpha)$ в виде квадратичной параболы $C_x = C_{x_0} + AC_y^2$.

Следовательно, искомая характеристика $\xi = f(i)$ будет математически и графически представлять собой квадратичную параболу, смещенную вверх на величину безиндуктивных потерь ξ_0 .

Отметим особенность положения характеристики $\xi = \xi_0 + A(\Delta\beta)^2$ в поле прямоугольной системы координат " ξ 0 i ". Она также определена деформацией (прогибом) профиля компрессорной решетки на угол θ . Подобно смещению характеристики профиля крыла (при отклоненном закрылке) в область отрицательных углов атаки искомая зависимость $\Delta\beta = f(i)$ также будет смещена в область отрицательных углов атаки. Минимум характеристики коэффициента потерь $\xi = f(i)$ будет соответствовать углу атаки $i_{\xi_{\min}} < 0$ (см. рис 3, б).

Экспериментальный способ получения характеристик компрессорных решеток

Экспериментальный способ получения характеристик компрессорной решетки реализуется путем продувок фрагмента лопаточного венца на специальных установках (рис. 9). Следовательно, фрагмент лопаточного венца является основным элементов экспериментальной установки – объектом исследования.

Лопаточный венец шарнирно закреплен в корпусе установки и поворачивается под нужный угол атаки электромеханическим силовым приводом. Обтекание лопаточного венца набегающим потоком воздуха осуществляется от одноступенчатого осевого компрессора малой напорности – вентилятора. Привод вентилятора во вращение производится от электродвигателя

постоянного тока с напряжением $U = 24$ В, регулируемого потенциометром.

Забор воздуха из окружающей среды осуществляется посредственно воздухозаборника с лемнискатным профилем входа. За вентилятором установлен ресивер-успокоитель подаваемого на компрессорную решетку воздушного потока. За ресивером-успокоителем установлен конфузор, обеспечивающий частичный разгон потока, его ламинаризацию и подачу воздуха с достаточной равномерностью на вход компрессорной решетки профилей. На корпусе установки непосредственно перед поворотным лопаточным венцом установлен угловой лимб для замера угла атаки i лопаток компрессорной решетки (угла β_1 набегания потока по относительной скорости w_1). Указатель угла атаки нанесен на корпусе компрессорной решетки в виде черного треугольника. На выходе из решетки профилей расположен лимб для замера угла отставания потока δ .

Перед компрессорной решеткой профилей и за ней располагаются датчики замера полного и статического давления воздушного потока. В сущности замеров давления указанными датчиками легко разобраться, используя математический аппарат для обработки результатов эксперимента, представлены ниже в виде рабочих формул.

Рабочие формулы

1. Атмосферное давление

$$p_0 = B_0 \cdot 133,3, \text{ Па,}$$

где B_0 - атмосферное давление в мм рт. ст.

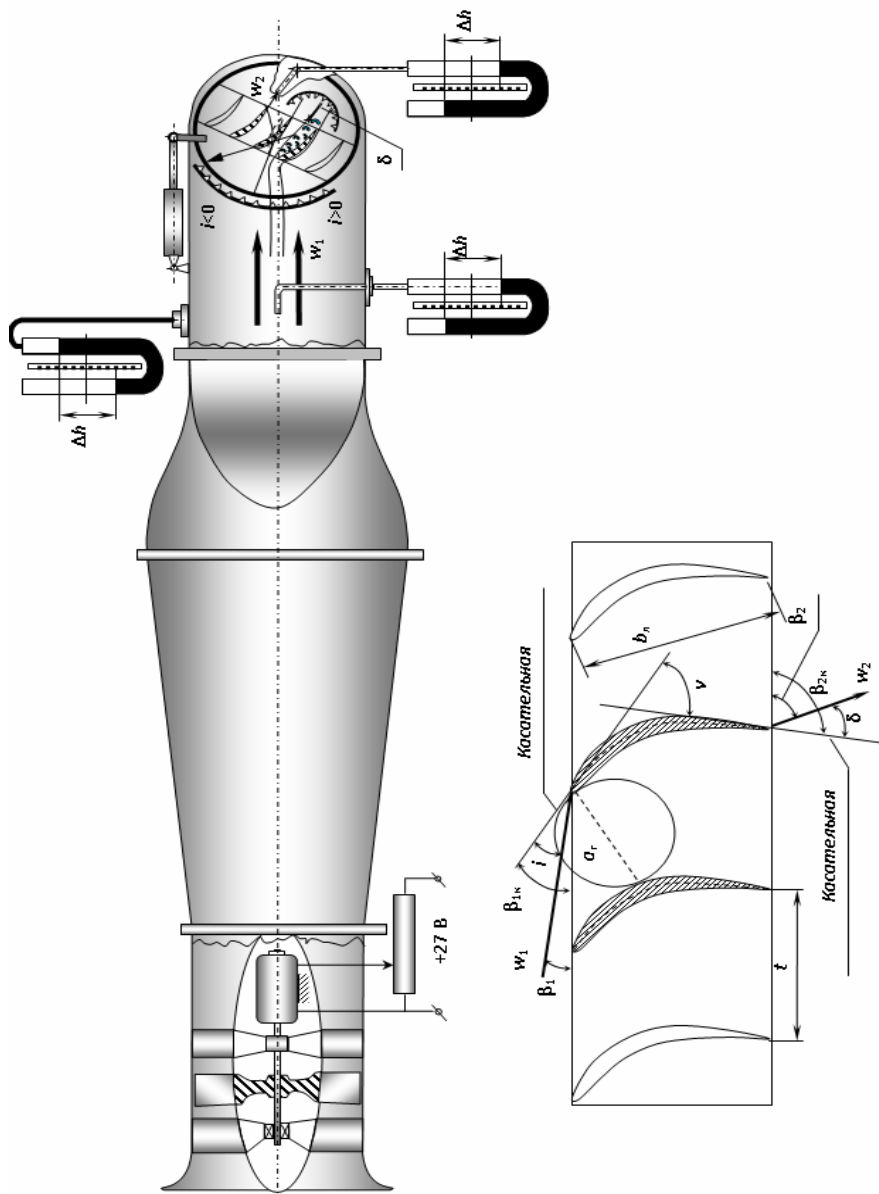


Рис. 9 .Схема установки для получения характеристик компрессорной решетки профилей

2. Абсолютные давления:

а) полное давление на входе в решетку

$$p^*_1 = p_0 + \Delta p_1, \text{ Па (найди прибор замера } p^*_1),$$

где $\Delta p_1 = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot \Delta h_1$ - избыточное давление, Па;

$\rho_{\text{ж}} = 850 \text{ кг/м}^3$ - плотность жидкости в U - образном манометре;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2 - \text{ускорение свободного падения};$$

$\Delta h_1 = h_{\text{л}} + h_{\text{пр}}$ - перепад жидкости в U - образном манометре, мм. ст. жидк;

$h_{\text{л}}, h_{\text{пр}}$ - уровни жидкости в левом и правом коленах манометра.

Таким образом, $\Delta p_1 = K \cdot \Delta h_1$, Па,

здесь $K = 8,34$ - коэффициент перевода давления из мм. ст. жидк. в Па;

б) полное давление на выходе из решетки

$$p^*_2 = p_0 + \Delta p_2, \text{ Па (найди прибор замера } p^*_2),$$

где $\Delta p_2 = K \cdot \Delta h_2$, Па;

$\Delta h_2 = h_{\text{л}} + h_{\text{пр}}$ перепад жидкости, определенный по манометру на выходе из решетки;

в) статистическое давление на входе в решетку

$$p_1 = p_0 - \Delta p_3, \text{ Па (найди прибор замера } p_1),$$

где $\Delta p_3 = K \cdot \Delta h_3$, Па;

$\Delta h_3 = h_{\text{л}} + h_{\text{пр}}$ - перепад жидкости, определенный по манометру на

входе в компрессорную решетку.

3. Коэффициент потерь в решетке

$$\xi = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1 - P_2}.$$

4. Угол поворота потока в решетке по относительной скорости w_1

$$\Delta\beta = \nu + i - \delta, \text{ град (найди приборы замера } i \text{ и } \delta),$$

где ν - угол кривизны профиля;

i - угол атаки профиля по относительной скорости w_1 ;

δ - угол отставания потока по относительной скорости w_2 .

Сечение 1 - 1 говорит о расположении прибора замера давления перед компрессорной решеткой, а сечение 2 - 2 – за ней.

Результаты нужных замеров сводятся в таблицу регистрации экспериментальных данных и подготовки данных для построения графиков компрессорной решетки профилей представленную в журнале лабораторной работы 1.

Характеристики компрессорных решеток профилей по углу атаки

Значимость характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки определена потребностью использования этих характеристик для расчета и анализа характеристик ступени ОК и характеристик осевого компрессора в целом. К примеру, они положены в основу расчетных характеристик осевого компрессора Р.М. Федорова, используемого в учебном процессе и в научной работе кафедры авиационных двигателей.

Определение характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки

Определение:

□ характеристиками компрессорной решетки профилей по углу атаки называются зависимости угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ξ от угла атаки i при постоянных значениях числа Маха M_{w_1} по относительной скорости и числа Рейнольдса Re_{w_1} .

Способы получения характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки

Ранее были изложены общепринятые способы получения характеристик компрессорных решеток профилей, представленных в общем виде.

Более детально изложим указанные выше способы получения характеристик под характеристики компрессорной решетки профилей по углу атаки.

Экспериментальный способ получения характеристик считается более достоверным и точным. Недостатками указанного способа являются большая стоимость экспериментальной установки, существенные затраты средств и сил на проведение эксперимента и высокая точность измерительной аппаратуры.

Теоретический способ обладает минимальными затратами сил и средств на расчет и построение характеристик. Но он же требует больших затрат на приобретение вычислительной техники и составление расчетных программ. К недостаткам этого способа получения характеристик компрессорных решеток следует отнести сравнительно низкую точность полученных результатов в силу введения в расчетную программу ряда допущений.

Способ получения характеристик КР методом аналогий, реализованный выше, очень часто используется для предварительного представления о характеристиках КРП и определения качественного характера их протекания. В этом мы уже убедились.

Графическое изображение характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки

Графическое изображение характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки представлено на рис. 10. Здесь же показан характер обтекания профиля лопатки компрессорной решетки профилей при различных углах атаки.

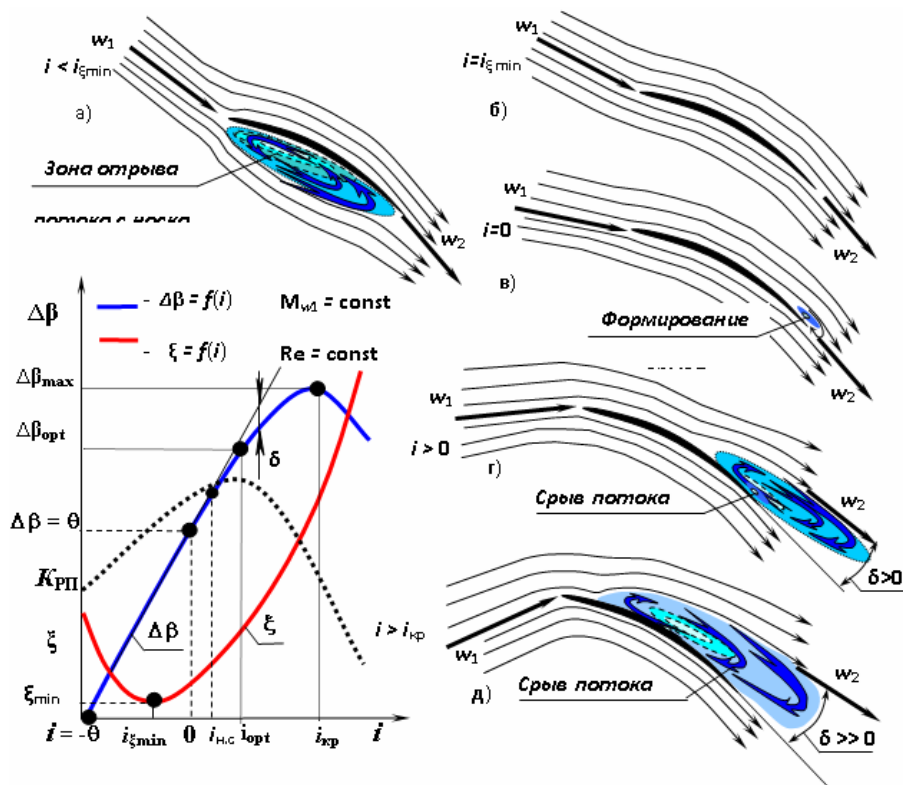


Рис. 10. Характеристики компрессорных решеток профилей по углу атаки

Анализ характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки

Анализ характеристик сведем к установлению общих закономерностей изменения по углу атаки i значений угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ξ , а также к выяснению физической сущности и особенностей обтекания профиля лопатки и к влиянию этого обтекания на характеристики компрессорных решеток профилей.

В основу анализа характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки (рис. 10) положим аналитический метод исследования, построенный на математических выражениях кинематических параметров потока в компрессорной решетке профилей.

Аналитический анализ зависимости угла поворота потока $\Delta\beta$ от угла атаки i

Для аналитического установления общих закономерностей изменения угла поворота потока $\Delta\beta$ от угла атаки i воспользуемся известным выражением:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1.$$

Сделав подставку в это выражение параметров β_2 и β_1 , взятых из уравнений для угла отставания потока и угла атаки соответственно, получим характеристику угла поворота потока в КРП по углу атаки:

$$\Delta\beta = i + \theta - \delta. \quad (12)$$

Формула (12) является основой для аналитического исследования характера протекания характеристики компрессорной решетки профилей по углу атаки $\Delta\beta = f(i)$.

Общие закономерности характеристики компрессорной решетки профилей $\Delta\beta = f(i)$ по углу атаки при плавном обтекании

Из уравнения (12) очевидны следующие закономерности идеального безотрывного обтекания лопаток компрессорной решетки профилей в области отрицательных и малых положительных углов атаки $i < i_{н.с.}$.

1. При отрицательном угле атаки i , равном модулю угла кривизны профиля θ , угол поворота потока $\Delta\beta$ равен нулю.

2. Угол поворота потока $\Delta\beta$ линейно зависит от угла атаки i :

$$\Delta\beta = i + \theta = i + \text{const} \rightarrow \text{прямая линия.}$$

3. С ростом угла атаки i угол поворота потока $\Delta\beta$ монотонно увеличивается. Причем, наклон зависимости $\Delta\beta(i)$ по отношению к оси абсцисс равен 45° , так как

$$\text{производная } \frac{\partial(\Delta\beta)}{\partial i} = \frac{\partial i}{\partial i} = 1,0.$$

4. В силу деформации профиля даже при нулевом угле атаки угол поворота потока $\Delta\beta$ больше нуля и близок к углу кривизны профиля θ :

$$\Delta\beta = i + \theta = 0 + \theta = \theta.$$

5. При угле атаки $i \geq i_{н.с.}$ линейный характер характеристики нарушается. Характеристика $\Delta\beta(i)$ становится нелинейной. Нелинейность и тенденции протекания кривой $\Delta\beta(i, \delta)$ определяются темпами изменения по углу атаки угла отставания потока δ .

Особенности характеристики $\Delta\beta = f(i)$ при обтекании профиля со срывом потока со спинки ($\delta > 0$)

Из аэродинамики ЛА известно, что срыв потока начинается с угла атаки, равного углу начала срыва ($i_{н.с.}$) и развивается у спинки профиля со стороны его задней кромки. Известно также, что интенсивность срыва потока при увеличении угла атаки i определена смещением точки начала срыва потока в сторону передней кромки профиля. При этом

продольные и поперечные размеры срывной зоны возрастают. По этой причине увеличивается эффект вытеснения основного потока срывной зоной от спинки профиля лопатки. Следовательно, угол отставания потока δ возрастает. А это вызывает рост производной $\partial\delta/\partial i$ угла отставания потока по углу атаки.

Из формулы (12), с учетом сказанного выше, очевидны следующие закономерности срывного обтекания лопаток компрессорной решетки в области срывных углов атаки $i > i_{н.с.}$:

1. При наличии срыва потока со спинки профиля угол отставания потока δ возрастает. Следовательно, темпы роста зависимости $\Delta\beta(i)$ – снижаются. Действительно:

$$\Delta\beta = \theta + i - \delta$$

$$\Rightarrow \frac{\partial(\Delta\beta)}{\partial i} = \frac{\partial i}{\partial i} - \frac{\partial\delta}{\partial i} = 1 - \frac{\partial\delta}{\partial i} \Rightarrow \frac{\partial(\Delta\beta)}{\partial i} < 1 \Rightarrow \frac{\partial(\Delta\beta)}{\partial i} \downarrow.$$

2. При критическом угле атаки профиля компрессорной решетки ($i = i_{кр}$) производная угла отставания потока по углу атаки становится равной единице $\left(\frac{\partial\delta}{\partial i} = 1,0\right)$.

Следовательно, суммарное воздействие на угол поворота потока $\Delta\beta$ со стороны угла атаки i и со стороны угла отставания потока δ становится равновеликим. В этих условиях угол поворота потока достигает своего максимума ($\Delta\beta = \Delta\beta_{\max}$).

3. В области закритических углов атаки $i \gg i_{кр}$ производная $\frac{\partial\delta}{\partial i} > 1$. Следовательно, угол поворота потока

$\Delta\beta$ с ростом угла атаки i снижается. Характеристика компрессорной решетки $\Delta\beta = f(i)$ становится снижающейся кривой (с $\uparrow i \rightarrow \uparrow\uparrow\delta \Rightarrow \downarrow\downarrow\Delta\beta$).

Аналитический анализ зависимости коэффициента потерь ξ от угла атаки i

По своей сущности, по определению и по записи математического выражения коэффициент потерь $\xi = \frac{2L_r}{w_1^2}$

напоминает коэффициент лобового сопротивления профиля крыла $c_x = \frac{2X}{\rho V^2 S}$. Как и в аэродинамике

($c_x = c_{x_0} + A c_y^2$), так и в ТАД ($\xi = \xi_{\min} + A(\Delta\beta)^2$) в основе зависимости коэффициента потерь $\xi = f(i)$ лежит квадратичная парабола.

Таким образом, в зависимости коэффициента потерь полного давления от угла атаки ($\xi = f(i)$) четко выделяются две составляющие:

- ξ_{\min} – безиндуктивная составляющая коэффициента потерь;
- $\xi_{\min} = A \cdot (\Delta\beta)^2$ – индуктивная составляющая коэффициента потерь, обусловленная индуктивным сопротивлением (сопротивлением, связанным с изменением угла поворота потока $\Delta\beta(i)$).

Из приведенного сопоставления вытекают следующие свойства и особенности зависимости коэффициента потерь ξ от угла атаки i :

1. Коэффициент потерь ξ – всегда положительная величина, так как работа на преодоление гидравлического сопротивления L_r и кинетическая энергия единицы массы газа больше нуля.
2. Минимум коэффициента потерь ξ , с одной стороны, должен лежать в области угла атаки, обеспечивающего плавное безотрывное обтекание лопаток РП со стороны спинки и со стороны корыта ($i_{\xi \min} \approx 0$). С другой стороны, угол атаки $i_{\xi \min}$ должен соответствовать минимуму проекции

хорды профиля лопатки b_l на нормаль к вектору относительной скорости w_1 . Наименьшее значение проекции хорды профиля лопатки b_l на нормаль к вектору относительной скорости w_1 будет при направлении вектора скорости w_1 , параллельном хорде лопатки b_l , то есть при отрицательных углах атаки. Следовательно, при выбранной деформации профиля компрессорной РП ($\theta > 0$) угол атаки $i_{\xi_{\min}}$, соответствующий минимуму коэффициента потерь ξ_{\min} , лежит в области отрицательных углов атаки. Только в этом случае минимальными будут затраты на вихреобразование в зонах срыва и отрыва потока. Незначительным окажется и безиндуктивное (лобовое) сопротивление профиля, связанное с проекцией хорды профиля на нормаль к вектору относительной скорости потока w_1 .

3. В силу односторонней деформации средней линии профиля лопатки ($\theta > 0$) левая и правая ветви параболы $\xi = f(i)$ несимметричны по отношению друг к другу, так как нет симметрии поверхностей спинки и корыта лопатки по отношению к хорде.

4. В силу большого диапазона изменения относительной скорости потока w_1 коэффициент потерь ξ_{\min} в основном определяется не только потерями на трение ($M_{w_1} < M_{кр}$), но и потерями на преодоление волнового сопротивления ($M_{w_1} > M_{кр}$).

Физическое обоснование протекания характеристик компрессорной решетки профилей

Выводы, полученные выше, легко доказываются посредством анализа картины обтекания лопаток компрессорной решетки профилей.

При отрицательном угле атаки $i = i_0 = -\theta$, угол поворота потока $\Delta\beta$ равен нулю, так как поток набегаёт на РП с тем же углом, на который его отклоняют искривленные лопатки. У носка со стороны корыта происходит отрыв потока

(рис. 11), обусловленный проявлением сил инерции на передней кромке профиля. Частицы потока на большой скорости не могут без отрыва обогнуть сильно искривленную (острую) поверхность носовой части профиля лопатки. Зона отрыва охватывает все пространство лопатки со стороны корыта. Потери полного давления в ней существенные. Часть кинетической энергии набегающего потока расходуется на поддержание вихревого движения в зоне отрыва и на преодоление сопротивления трения. Коэффициент потерь возрастает ($\xi > \xi_{\min}$).

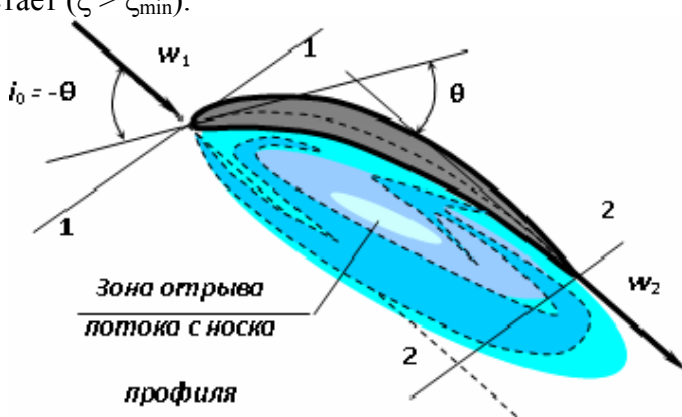


Рис. 11. Характер течения потока при больших отрицательных углах атаки

При угле атаки $i = i_{\xi \min} < 0$ обтекание лопаток компрессорной решетки профилей плавное безотрывное (рис. 10, б). Затраты кинетической энергии на преодоление сил трения и волнового сопротивления (если $M_{w_1} > M_{w_1 \text{кр}}$) наименьшие. Коэффициент потерь полного давления ξ достиг минимального значения ξ_{\min} и изменяется в окрестностях $i_{\xi \min}$ (при малых Δi) несущественно. Угол поворота потока $\Delta\beta$ – положительный, так как угол деформации средней линии профиля θ больше модуля угла атаки $|i_{\xi \min}|$: ($i_{\xi \min} + \theta = \Delta\beta > 0$).

Увеличение угла атаки i до нулевого значения ($i = 0 > i_{\xi \min}$) сопровождается дальнейшим ростом угла поворота потока $\Delta\beta$ ($\Delta\beta > \Delta\beta_{i_{\xi \min}}$). Причина такого изменения $\Delta\beta(i)$ заключена в плавном безотрывном обтекании носовой части профиля (рис. 10, в) и в незначительном срыве потока со спинки в районе задней кромки. Угол отставания потока δ почти равен нулю. Следовательно, зависимость $\Delta\beta = i + \theta - \delta$ пока представляет собой уравнение прямой. Имеющийся мало интенсивный вязкий срыв потока у задней кромки со стороны спинки профиля незначительно сказывается на росте коэффициента потерь ξ .

При угле атаки, равном углу начала срыва потока ($i = i_{н.с} > 0$), плавное безотрывное обтекание профилей компрессорной решетки нарушается (рис. 10, г). У задней кромки со стороны спинки профиля начал активно развиваться срыв потока. Причина проста – влияние положительного градиента давления и вязкости потока. Дадим этому явлению более подробное толкование.

Градиент давления $\partial p / \partial x$ определен формой канала проточной части РП, в частности, – формой струйки тока у поверхности спинки профиля (рис. 12).

На входе в межлопаточный канал решетки профилей до горла струйки тока $\Gamma - \Gamma$, примыкающей к профилю лопатки, градиент давления отрицательный, так как поток перемещается по суживающемуся каналу. Скорость потока увеличивается ($w_\Gamma > w_1$). Вязкого срыва здесь нет и быть не может. Кинетическая энергия рабочего тела велика настолько, что ее с избытком достаточно для компенсации торможения частичек РТ в пограничном слое носка лопатки за счет вязкости. Кроме того, сила давления направлена по потоку ($p_1 > p_\Gamma$). Все это исключает вязкий срыв потока в зоне отрицательных градиентов давления струйки тока.

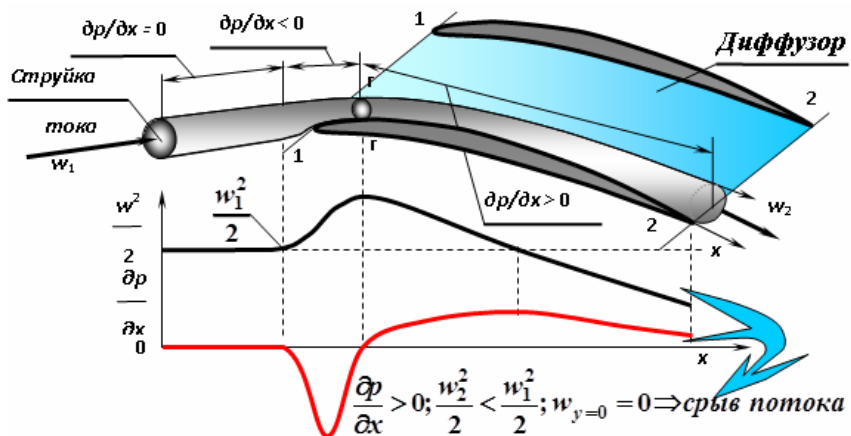


Рис. 12. Распределение градиента давления и кинетической энергии 1 кг РТ по длине профиля

За горлом в диффузорной части межлопаточного канала (рис. 11) поток тормозится. Кинетическая энергия РТ уменьшается ($\frac{w_2^2}{2} < \frac{w_1^2}{2}$). Давление p_2 на выходе РП больше давления p_1 в горле выбранной струйки тока. Градиент давления $\frac{\partial p}{\partial x}$ положительный. Следовательно, сила противодействия $R_{\Delta p}$ направлена против движения основного потока. Кроме этого, в ПС за счет проявления трения (вязкости) происходит дополнительное торможение потока силой $X_{\text{тр}}$, совпадающей с силой противодействия $R_{\Delta p}$.

Итак, в пограничном слое в районе задней кромки профиля со стороны его спинки силы противодействия $R_{\Delta p}$ и вязкости $X_{\text{тр}}$ превосходят силу скоростного напора R_q . Следовательно, они оказываются достаточными для изменения движения пристеночного потока в противоположном направлении. Этот (встречный, сорвавшийся) поток формирует зону с вихревым движением частичек РТ вокруг некоторого ядра (рис. 13). Так возникает срыв потока и образуется срывная зона.



Рис. 13. Формирование зоны срыва потока у поверхности спинки профиля

Основной поток, встречая на пути срывную зону, изменяет направление своего движения. Угол отставания δ возрастает. Следовательно, на его величину снижается значение угла поворота потока $\Delta\beta = i + \theta - \delta$ (рис. 10, г).

В зоне срыва часть кинетической энергии набегающего потока расходуется на поддержание вихревого движения и на преодоление сил трения между смежными слоями, в которых поток имеет различные скорости. Работа L_r на преодоление гидравлического сопротивления возрастает. Это ведет к дальнейшему повышению коэффициента потерь ξ .

Увеличение угла атаки i до оптимального значения ($i = i_{opt} > i_{н.с}$) сопровождается дальнейшим ростом градиента давления $\partial p / \partial x$ и снижением относительной скорости w . Активность вихревого движения в зоне срыва потока повышается. Вихревая зона еще больше смещается против основного потока и увеличивается в поперечных размерах.

Расширение зоны срыва навстречу основному потоку обусловлено двумя причинами:

1. Положительным градиентом давления. Давление p_2 на выходе решетки профилей больше давления p_1 на входе в компрессор РП (рис. 14). Следовательно, сила избыточного давления $P_{\Delta p}$, действующая на срывную зону у спинки профиля, смещает ядро вихря в сторону носка профиля.
2. Вихрь, содержащийся в срывной зоне, также смещается против основного потока за счет интерференции с поверхностью спинки профиля.

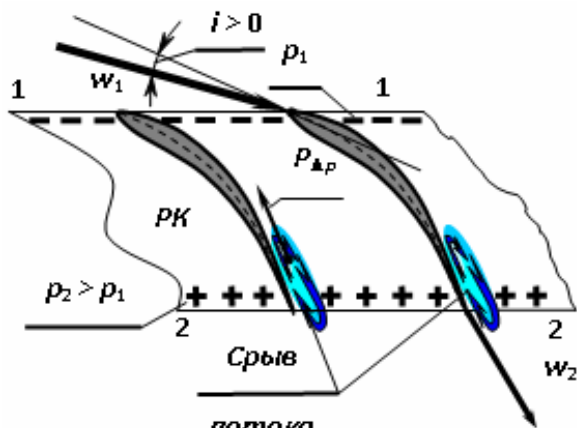


Рис. 14. Силовое воздействие перепада давления Δp на зону срыва

Физическая сущность смещения вихря у поверхности экрана довольно проста. Ее легко показать на поведении вихря в неподвижной среде у поверхности плоского экрана (рис. 15).

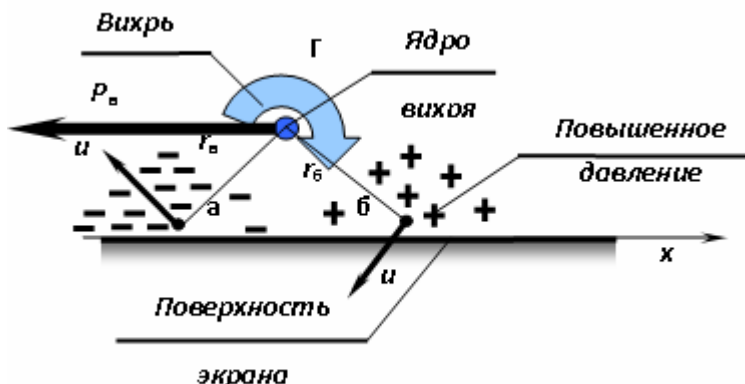


Рис. 15. Интерференция вихря с экраном (поверхностью раздела сред)

Согласно закону Био-Савара вихрь индуцирует в точке окружающего пространства скорость u , определяемую выражением

$$u = \frac{\Gamma}{2\pi r}.$$

Тогда у поверхности экрана формируются зоны повышенного давления и разрежения, вызывающие силу P_v , определяющую перемещение этого вихря вдоль поверхности экрана даже в неподвижной среде.

Итак, равновесное положение срывной зоны будет соответствовать балансу сил избыточного давления, скоростного напора и интерференции вихря с поверхностью спинки профиля. При увеличении угла атаки $i > i_{н.с}$ величина положительного градиента давления повышается. Также возрастает интенсивность (циркуляция Γ) вихревого движения в зоне срыва. Следовательно, зона срыва потока у спинки будет смещаться в сторону носка профиля и увеличиваться в своих размерах. Угол отставания потока δ возрастет. Линейная зависимость угла поворота потока $\Delta\beta$ от угла атаки нарушается (угол поворота потока $\Delta\beta(i)$ дополнительно уменьшается на величину угла отставания $\delta(i)$). Увеличение работы L_r на поддержание вихревого движения потока в зоне срыва потока сопровождается дальнейшим ростом коэффициента потерь ξ по закону квадратичной параболы.

Характерной особенностью рассматриваемого оптимального угла атаки является то, что при $i = i_{opt}$ скорость изменения угла поворота потока $\partial(\Delta\beta)/\partial i$ и скорость изменения коэффициента потерь $\partial\xi/\partial i$ равны друг другу. Следовательно, качество компрессорной решетки $K_{РП} = \partial(\Delta\beta)/\partial\xi$, несмотря на наличие срыва потока, будет максимальным (рис. 10). При проектировании компрессорных решеток угол i_{opt} принимается, как правило, расчетным. Ему соответствует угол поворота потока $\Delta\beta^* = \Delta\beta_{opt} \approx 0,8\Delta\beta_{max}$.

При критическом угле атаки $i = i_{кр}$ темпы изменения угла поворота $\partial(\Delta\beta)/\partial i$ и угла отставания потока $\partial\delta/\partial i$ равны друг другу. Увеличение угла поворота потока $\Delta\beta(i)$ за счет роста угла атаки i равно снижению угла поворота потока $\Delta\beta(\delta)$ за счет роста угла отставания потока $\delta(i)$. Следовательно, в окрестностях угла атаки $i_{кр}$ ($i_{кр} \pm 1^\circ$) значение угла поворота потока $\Delta\beta$ ($\Delta\beta = \uparrow i + \theta - \downarrow \delta = \text{const}$) достигает максимума ($\Delta\beta = \Delta\beta_{\text{max}}$) и почти не меняется.

При угле атаки $i > i_{кр}$ в силу активного срыва потока со спинки профиля (рис. 10, д) темпы роста угла поворота потока $\partial(\Delta\beta)/\partial i$ становятся меньше темпов увеличения угла отставания потока $\partial\delta/\partial i$. Срывная зона активно смещается в сторону носка профиля и возрастает в своих размерах. Угол отставания потока δ резко увеличивается. В итоге (рис. 10), значение $\Delta\beta(i)$ снижается. При этом работа L_r на преодоление гидравлического сопротивления активно увеличивается, что ведет к интенсивному росту коэффициента потерь ξ и к снижению качества $K_{рп}$ решетки профилей (рис. 10).

ПРИМЕЧАНИЕ. Различают характеристики компрессорных решеток и характеристики компрессорных решеток профилей. По характеру протекания их графиков эти характеристики схожи друг с другом. Отличие характеристик состоит только в абсолютных значениях коэффициента потерь. Действительно, работа L_r на преодоление гидравлического сопротивления компрессорной решетки обусловлена не только профильными потерями, но и потерями на поддержание вторичных течений, концевыми потерями (потерями в радиальных зазорах консольно закрепленных лопаток, потерями на трение и потерями на вихреобразование у омываемых стенок корпуса и втулки компрессорной РП).

Особенности физического обоснования потерь во вторичных течениях (вторичных потерь)

Схема вторичных течений (течений с формированием парных вихрей) в межлопаточном канале НА представлена на рис. 16.

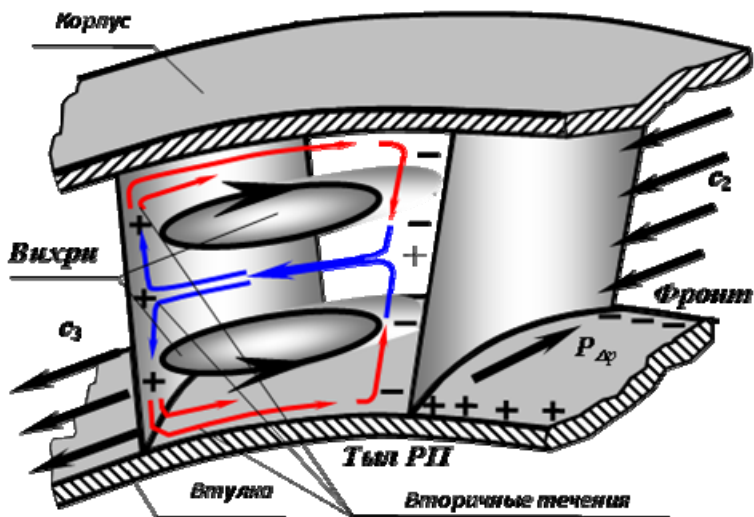


Рис. 16. Схема образования вторичных течений в межлопаточном канале НА

Физика образования парных вихрей заключена в следующем. При торможении потока в диффузорной части межлопаточного канала у корыта лопатки канала образуется зона повышенного давления, отмеченная знаками "+". У смежной лопатки у ее спинки лопатки формируется зона разрежения, отмеченная знаком "-". За счет образовавшегося перепада давления между указанными зонами осуществляется обмен энергией посредством переноса рабочего тела. Частицы воздуха из области повышенного давления у корыта выдавливаются через пограничный слой у обтекаемых поверхностей корпуса и втулки компрессорной решетки в сторону разрежения у спинки смежной лопатки. В центральной части межлопаточного канала по его высоте имеет место обратное течение (от спинки в сторону корыта) с разделением перетекаемого потока на два потока. Один из потоков направляется вдоль поверхности корыта лопатки в сторону корпуса НА, а второй поток – в сторону втулки

НА. Вторичные течения (первичное течение – течение основного потока вдоль проточной части межлопаточного канала), как видно из рис. 15, образуют два вихря, названных парными вихрями. На поддержание циркуляционного течения потока в зонах парных вихрей расходуется часть кинетической энергии набегающего потока. Следовательно, суммарные потери в компрессорной решетке возрастают.

Физическое обоснование конечных потерь компрессорной решетки

Концевые потери обусловлены:

- 1) затратами энергии на преодоление сил трения и на вихреобразование в пограничном слое омываемых поверхностей корпуса и втулки;
- 2) затратами энергии на перетекание РТ через радиальный зазор у законцовок консольно закрепленных лопаток рабочего колеса (направляющего аппарата);
- 3) затратами энергии на циркуляционное движение потока в зоне концевого вихря.

Потери кинетической энергии $\frac{w_1^2}{2}$ единицы массы

РТ на преодоление сил трения в пограничном слое омываемых поверхностей корпуса и втулки аналогичны потерям в компрессорной решетке профилей. Следовательно, особого внимания требует физика потерь на вихреобразование в пограничном слое омываемых поверхностей корпуса и втулки, физика формирования концевого вихря и потерь в зоне его действия.

Потери на вихреобразование в пограничном слое корпуса и втулки компрессорной решетки

Потери на вихреобразование в ПС корпуса и втулки компрессорной решетки обусловлены воздействием положительных градиентов давления ($\frac{\partial p}{\partial x} > 0$) и перетеканием потока по следующим направлениям:

- 1) градиентное ($p_2 > p_1$) перетекание потока от кормовой части (тыла) межлопаточного канала (рис. 17) к входу в этот канал (к фронту) вдоль омываемых стенок втулки и корпуса исследуемого межлопаточного канала;
- 2) перетекание потока от поверхности корыта лопатки к поверхности спинки смежной лопатки в район ее задней кромки (рис. 16) по пограничному слою омываемой стенки втулки и по пограничному слою омываемой стенки корпуса.

Перетекания потока у стенок корпуса и втулки компрессорной решетки сопровождаются образованием пристеночных вихрей, выявленных доктором технических наук проф. А.И. Исаевым и его учениками (выпускниками ИВВАИУ). Эти вихри смыкаются у задней кромки с вихрем лопатки при срыве потока у ее спинки (рис. 17). На вихреобразование расходуется кинетическая энергия набегающего потока. Следовательно, здесь имеют место потери полного давления p^* (увеличение коэффициента потерь ξ).

Волновые потери на скачках уплотнения и в зонах волнового срыва потока

Физика волновых потерь заключена в следующем. Волновые потери в решетке профилей связаны не только с волновым срывом [аэромеханика], но и с потерями полного

давления на S-скачке (рис. 18). Действительно, процесс торможения потока на скачке уплотнения носит ударный характер, так как происходит мгновенное частичное или полное торможение потока.

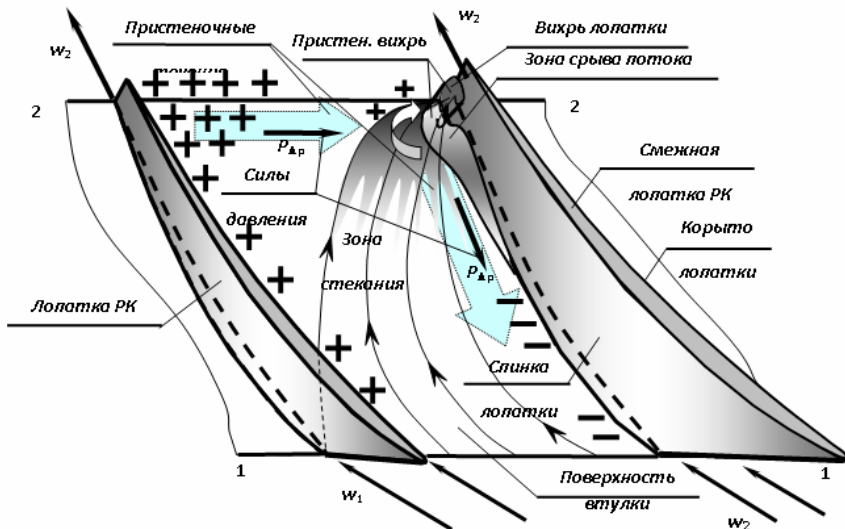


Рис. 17. Срыв потока с поверхности втулки межлопаточного канала рабочего колеса в районе задней кромки



Рис. 18. К объяснению физической сущности волнового потерь

на скачке уплотнения при обтекании (схемами линий 1-2-3) и изогнутым (приближенно линиями 1-2) тормозными лопатки

Следовательно, первоначально протекает процесс активного увеличения статического давления p . Затем (на

выходе из скачка) оно частично снижается до установившегося давления $p_{ск}$. Последний этап представляет собой процесс расширения РТ. В силу свойства РТ

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

этот процесс сопровождается неизбежными

потерями теплоты на подогрев окружающей среды $Q_{хол}$. Действительно, свойства РТ таковы, что перепад давления в процессе расширения уменьшается быстрее снижения теплоперепада (при $\uparrow v$, $\downarrow p$, $\downarrow T$). Образовавшийся (несработанный) остаток внутренней энергии (энтальпии, теплоты), полученный в процессе ударного торможения потока на скачке уплотнения, в процессе расширения РТ на выходе из скачка представляет собой теплоту $Q_{хол}$ неизбежных потерь, частично характеризующую сущность волновых потерь на S-скачке.

Таким образом, на S-скачке не вся доля сработанной кинетической энергии РТ используется на повышение давления воздуха. Имеют место следующие потери полного давления p^* :

- 1) на вихреобразование потока в зонах волнового срыва (рис. 18);
- 2) на неизбежный подогрев ($Q_{хол}$) РТ, проходящего через S-скачок.

Наличие потерь p^* ведет к снижению коэффициента потерь полного давления ξ . Чем больше интенсивность скачка уплотнения, тем больше потери полного давления p^* за счет отвода теплоты в холодильник. При изоэнтропийном торможении потока (торможении на бесконечном множестве слабых волн сжатия) ударное сжатие потока отсутствует. Давление РТ монотонно возрастает (рис. 18). Расширения потока на выходе из волны сжатия нет. Следовательно, нет и потерь полного давления за счет отвода теплоты в холодильник ($Q_{хол} = 0$). Волновые потери p^* в данном случае отсутствуют.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

СОДЕРЖАНИЕ

Проблема исследования характеристик компрессорных решеток профилей	2
Основные геометрические и кинематические параметры компрессорных решеток профилей и ее профиля...	3
Геометрические параметры профиля лопатки и их определения.....	4
Геометрические параметры решетки профилей.....	5
Кинематические параметры решетки профилей.....	6
Характеристики компрессорных решеток профилей.....	8
Обобщенное определение характеристик компрессорных решеток профилей.....	8
Типы характеристик компрессорных решеток профилей.....	8
Способы представления характеристик компрессорных решеток профилей.....	9
Способы получения характеристик компрессорных решеток профилей.....	9
Способ получения характеристик методом аналогий.....	10
Математический способ получения характеристик компрессорных решеток.....	18
Экспериментальный способ получения характеристик компрессорных решеток.....	20
Характеристики компрессорных решеток профилей по углу атаки.....	24
Определение характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки.....	24
Способы получения характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки...	25
Графическое изображение характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки...	26

Анализ характеристик компрессорных решеток профилей по углу атаки.....	27
Аналитический анализ зависимости угла поворота потока $\Delta\beta$ от угла атаки i	27
Общие закономерности характеристики компрессорной решетки профилей $\Delta\beta = f(i)$ по углу атаки при плавном обтекании.....	27
Особенности характеристики $\Delta\beta = f(i)$ при обтекании профиля со срывом потока со спинки ($\delta > 0$).....	28
Аналитический анализ зависимости коэффициента потерь ξ от угла атаки i	30
Физическое обоснование протекания характеристик компрессорной решетки профилей..	31
Особенности физического обоснования потерь во вторичных течениях (вторичных потерь).....	38
Физическое обоснование концевых потерь компрессорной решетки.....	40
Потери на вихреобразование в пограничном слое корпуса и втулки компрессорной решетки.....	41
Волновые потери на скачках уплотнения и в зонах волнового срыва потока.....	41
Библиографический список.....	44

Методические указания
к выполнению лабораторной работы №1
«Экспериментальное определение и анализ характеристик
решетки профилей осевого компрессора» по дисциплине
«Общая теория авиационных и ракетных двигателей» для
студентов специальности 160700.65, 24.05.02
«Проектирование авиационных и ракетных двигателей»
очной формы обучения

Составители
Ефимочкин Александр Фролович
Алексеев Александр Анатольевич
Федотов Максим Михайлович

В авторской редакции

Воронежский государственный технический университет
394026 Воронеж, Московский пр., 14

