

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторной работы №2
«Экспериментальное исследование характеристик
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, А.В. Москвичев
М.М. Федотов

УДК 621.9.04

Методические указания к выполнению лабораторной работы №2 «Экспериментальное исследование характеристик 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.В. Москвичев, М.М. Федотов. Воронеж, 2015. 40 с.

В методических указаниях рассматривается экспериментальное определение характеристик осевого компрессора, анализ особенностей их протекания, определение границ устойчивой работы осевого компрессора.

Библиогр.: 2 назв. Ил. 11.

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

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

© ФГБОУ ВПО "Воронежский
государственный технический
университет", 2015

Лабораторная работа № 2
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА

Цель работы

1. Экспериментальное определение характеристик осевого компрессора и анализ особенностей их протекания.
2. Экспериментальное определение границ устойчивой работы осевого компрессора.

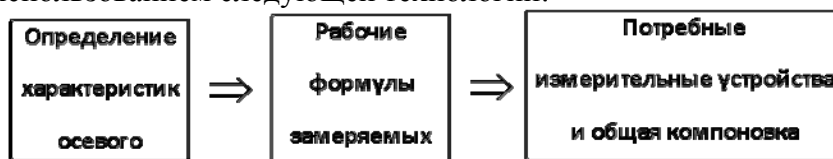
Задание

1. Изучить устройство лабораторной установки, расположение основных органов управления режимов работы компрессора и измерительной аппаратуры.
2. Снять характеристики компрессора при нескольких значениях $n_{пр}$ (по указанию инструктора).
3. Определить границу устойчивой работы осевого компрессора.
4. Определить характер срывного режима компрессора лабораторной установки.
5. Результаты эксперимента обработать и представить графически.
6. Проанализировать полученные результаты.

1. НЕОБХОДИМЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ВОПРОСА

Методика изучения экспериментальной установки

Экспериментальную установку удобно изучать с использованием следующей технологии:



Определение характеристик осевого компрессора

Характеристиками компрессора называются зависимости степени повышения давления π_k^* и коэффициента полезного действия η_k^* *от* секундного массового расхода воздуха G_v , частоты вращения n , полного давления p_v^* и полной температуры T_v^* на входе в компрессор.

Из определения характеристик следуют искомые параметры эффективности и режимные параметры осевого компрессора и их рабочие формулы:

1. Степень повышения давления π_k^* .
2. Коэффициент полезного действия η_k^* .
3. Секундный массовый расхода воздуха G_v .
4. Частота вращения ротора компрессора n .
5. Полное давление p_v^* на входе в компрессор.
6. Полная температура T_v^* на входе в компрессор.

Рабочие формулы

1. Температура заторможенного потока на входе в компрессор

$$T_v^* = T_0^* = T_0, \text{ К.}$$

2. Полное давление на входе в компрессор при минимуме потерь на входе

$$p_v^* = p_0, \text{ Па.}$$

3. Абсолютные давления:

а) статистическое давление на входе в компрессор

$$p_v = p_v^* - \Delta p_v, \text{ Па,}$$

где $\Delta p_v = \Delta h_v \rho_{ж} g = K \Delta h_v, \text{ Па;}$

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

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости в U – образном манометре, кг/м³;

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

K – коэффициент перевода давления из мм ст. жидк. в Па (при $\rho_{ж} = 850 \text{ кг/м}^2$ коэффициент $K = 8,34$);

б) полное давление за компрессором

$$p_k^* = p_v^* + \Delta p_k,$$

где $\Delta p_k = \Delta h_k \rho_{ж} g = k \cdot \Delta h_k, \text{ Па,}$

$\Delta h_k = h_{л} + h_{пр}$ - перепад жидкости в U - образном манометре на выходе

из компрессора, мм ст. жидк.

4. Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_v^*}.$$

5. Секундный массовый расход воздуха

а) определяется газодинамическая функция

$$\pi(\lambda_v) = \frac{p_v}{p_v^*};$$

б) по таблицам ГДФ для $k = 1,4$ и известному значению $\pi(\lambda_v)$ определяется относительная плотность тока $q(\lambda_v)$; (можно вычислить с помощью ПЭВМ).

в) рассчитывается замеренный расход воздуха

$$G_B = 0,0404 \cdot F_B \frac{P_B^*}{\sqrt{T_B^*}} q(\lambda_B), \quad \text{кг/с;}$$

г) приведенный расход воздуха

$$G_{B,пр} = G_B \frac{101325}{P_B^*} \sqrt{\frac{T_B^*}{288}}, \quad \text{кг/с;}$$

Теперь, при известном множестве искомым параметров просматривается конструктивно-компоновочная схема экспериментальной установки, показанной на рис. 1.

Не представляет труда найти на экспериментальной установке требуемую группу приборов и понять их предназначение.

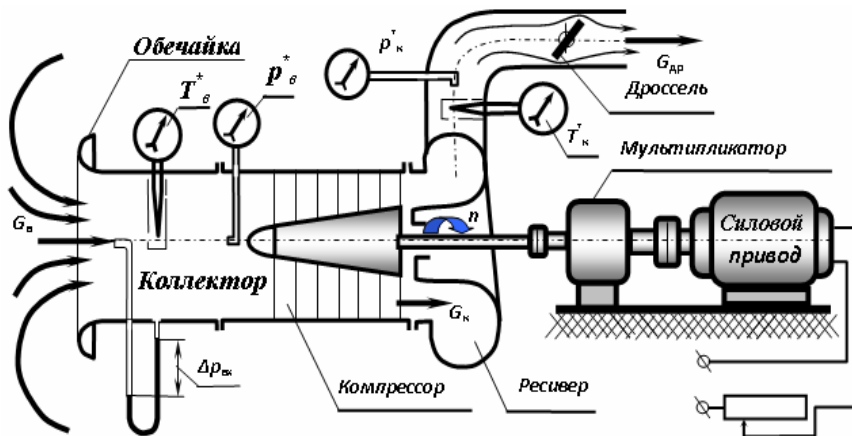


Рисунок 1 Схема стенда для экспериментального получения характеристик осевого компрессора

Теоретическое обоснование характеристик осевого компрессора

Известно, что рабочий процесс ВРД включает в себя процессы повышения давления, подвода теплоты и расширения РТ.

Повышение давления воздуха в компрессоре ГТД при малых скоростях полета необходимо для уменьшения потерь по II закону термодинамики ($Q_{\text{хол}} > 0$) и получения высоких значений полезной работы цикла $L_{\text{ц}}$, термического и внутреннего КПД, удельной тяги и реактивной тяги ТРД:

$$Q_{\text{КС}} = i_c - i_n + L_m + (c_c^2 - V_n^2)/2 = \downarrow Q_{\text{хол}} + \uparrow L_{\text{ц}} = \text{const.}$$

Общее представление о компрессоре и его характеристиках

Определение характеристик осевого компрессора заложено в его предназначении и в уравнении сохранения энергии (уравнении Бернулли):

Компрессор – лопаточная машина, предназначенная для повышения давления воздуха ($p_k^ > p_v^*$) за счет подводимой внешней механической работы $L_{\text{вн}} = L_{\text{к}} \gg 0$.*

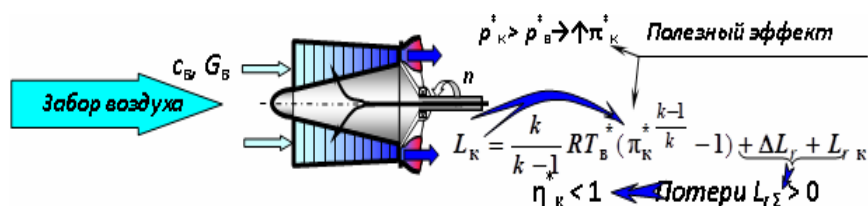


Рисунок 2 Распределение работы сжатия в ОК

Действительно (рис. 2), внешняя механическая работа, используемая в ОК, идет на повышение полного давления воздуха ($p_k^* > p_v^*$).

Компрессор – лопаточная машина, сообщаящая рабочему телу дополнительную энергию.

В этом случае определяющими параметрами (параметрами эффективности) осевого компрессора являются:

- 1) **коэффициент полезного действия ОК $\eta_{\text{к}}^*$** , так как он характеризует совершенство компрессора в качестве лопаточной машины;
- 2) **степень повышения давления $\pi_{\text{к}}^*$** , характеризующая уровень процесса повышения давления воздуха в компрессоре.

На режим работы ОК и на эффективность его рабочего процесса оказывают влияние следующие режимные параметры:

1. **Секундный массовый расход воздуха $G_{\text{в}}$** . При постоянной внешней механической работе $L_{\text{вн}}$ **уменьшение секундного массового расхода воздуха $G_{\text{в}}$ ведет к увеличению удельной работы $L_{\text{к}}$, подводимой к 1 кг сжимаемого воздуха, следовательно, к росту степени повышения давления $\pi_{\text{к}}^*$** . это вытекает из уравнения сохранения энергии:

$$\uparrow L_{\text{к}} \rightarrow \frac{k}{k-1} RT_{\text{в}}^* \left(\uparrow \pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{к}}^*}.$$

2. **Частота вращения ротора ОК "n"**. Она **определяет окружную скорость** перемещения **рабочих лопаток РК**

$$u = \omega r = \frac{\pi n r}{30},$$

то есть, работу на окружности $L_u = u \Delta w_u$.

Следовательно, **с ростом частоты вращения n увеличиваются работа L_u рабочих лопаток на окружности и работа рабочего колеса $L_{\text{РК}}^*$** . **Это ведет к росту степени**

повышения давления РК $\pi_{РК}^*$ и степени повышения давления осевого компрессора $\pi_{к}^*$.

3. Полная температура $T_{в}^*$ и полное давление воздуха $p_{в}^*$ на входе в компрессор влияют на напорность ОК и на секундный массовый расход воздуха $G_{в}$. Действительно, более холодный воздух легче сжимается. Следовательно, степень повышения давления возрастает. Полное давление $p_{в}^*$ практически влияет на секундный массовый расход воздуха $G_{в}$ через компрессор:

$$\uparrow p_{в}^* \rightarrow \uparrow G_{в}$$

Из сказанного можно сделать вывод:

Зависимости степени повышения давления $\pi_{к}^$ и КПД осевого компрессора от его нормальных режимных параметров ($G_{в}$, n , $T_{в}^*$ и $p_{в}^*$) представляют собой характеристики ОК в нормальных параметрах (нормальные характеристики ОК).*

Нормальные характеристики, представляемые таким образом, в силу зависимости параметров эффективности от множества режимных параметров, не нашли широкого применения на практике. А именно, бесконечному множеству значений параметров $p_{в}^*$ и $T_{в}^*$ на входе в компрессор и множеству значений частоты вращения его ротора " n " соответствует бесконечное множество характеристик ОК.

На практике лучше иметь характеристики, приведенные к стандартным параметрам ($p_{в}^* = 101320 \text{ Па}$ и $T_{в}^* = 288 \text{ К}$) на входе в ОК и к ограниченному количеству приведенных к стандартным условиям частот вращения $n_{пр}$.

Применение теории подобия к течению воздуха в осевом компрессоре

Воспользуемся классическим определением подобных течений:

Течения газа считаются подобными, если при обтекании геометрически подобных тел (рис. 3) отношения

давления, скорости и температуры в любых сходственных точках потока вокруг этих тел в сходственные моменты времени постоянны, а векторы скорости – одинаково ориентированы относительно этих обтекаемых тел.

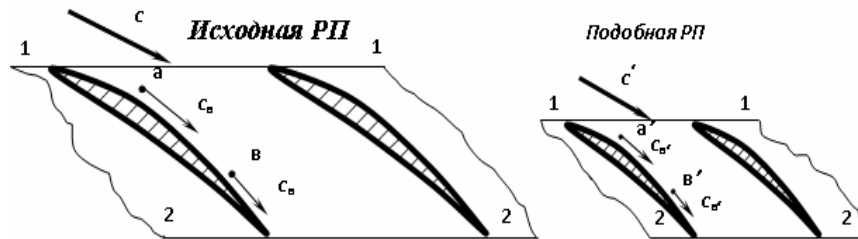


Рис. 3. Геометрически подобные решетки профилей РК

Приведенное определение содержит условия подобия, по которым могут быть определены критерии подобия. По найденным критериям подобия можно выйти на критериальные уравнения и представить характеристики в параметрах подобия.

Подобие исследуемых течений может быть реализовано только в геометрически подобных системах.

Геометрически подобными называются такие системы, у которых соблюдено равенство отношений любых геометрических размеров сходственных элементов – натурального образца (н) и его модели (м).

Для компрессорных решеток в качестве линейных размеров l могут быть выбраны хорда b , толщина c , стрела прогиба лопатки f и т.д. Следовательно, условие геометрического подобия исследуемых тел можно представить в следующем виде:

$$\frac{l_m}{l_n} = \frac{b_m}{b_n} = \frac{c_m}{c_n} = \frac{f_m}{f_n} = k_1 = \text{const}_1,$$

где $k_1 = \text{const}_1$ – линейный масштаб моделирования (масштаб геометрического подобия).

Явления, протекающие в геометрически подобных системах и имеющие одинаковую физическую природу, могут быть подобны физически.

Физически подобными называются явления (течения), у которых равенство отношений одноименных физических величин в сходственных точках геометрически подобных систем в сходственные моменты времени постоянны.

Дадим определение сходственным точкам.

Сходственными точками называются исследуемые точки, координаты которых удовлетворяют условию геометрического подобия (1):

$$\frac{x_a}{x_{a'}} = \frac{y_a}{y_{a'}} = \frac{z_a}{z_{a'}} = \frac{l_n}{l_m} = \text{const}_1.$$

Физические явления характеризуются множеством физических параметров – скоростью, силой, температурой и т.д. Следовательно, **физическое подобие может быть представлено** совокупностью его составляющих – кинематическим подобием, динамическим подобием, температурным подобием и т.д.

Дадим определения указанной совокупности подобий течения РТ.

Кинематически подобными называются течения, у которых равенство отношений скорости РТ "с" в сходственных точках геометрически подобных натурального объекта и его модели в сходственные моменты времени – постоянны.

Из приведенного выше определения следуют *определение кинематического условия подобия течений* в осевом компрессоре и его *математическая формулировка*:

Кинематическим условием подобия называется постоянство в сходственные моменты времени отношений скорости потока в сходственных точках геометрически подобных натурального объекта и его модели:

$$\frac{c_a}{c_{a'}} = \frac{c_b}{c_{b'}} = k_c = \text{const}_2$$

Здесь k_c – масштаб кинематического подобия.

Динамически подобными называется течения, у которых равенство отношений силы P (давления "р") в сходственных точках геометрически подобных натурального объекта и модели в сходственные моменты времени постоянны.

Воспользовавшись приведенным выше определением, находим *определение динамического условия подобия течений* и его *математическую формулировку*.

Динамическим условием подобия называется постоянство в сходственные моменты времени отношений давления потока в сходственных точках геометрически подобных натурального объекта и его модели:

$$\frac{P_a}{P_{a'}} = \frac{P_b}{P_{b'}} = k_p = \text{const}_3$$

Коэффициент k_p представляет здесь *масштаб динамического подобия*.

Совокупность кинематического и динамического подобий специалисты называют *газодинамическим* (гидродинамическим) *подобием* (несжимаемый газ обладает свойствами жидкости).

Температурно-подобными называются течения, у которых равенство отношений температуры T в сходственных точках геометрически подобных натурального объекта и его модели в сходственные моменты времени постоянны.

Температурное условие подобия *течений в сходственные моменты и в сходственных точках геометрически подобных натурального объекта и его модели* можно представить в виде:

$$\frac{T_a}{T_{a'}} = \frac{T_b}{T_{b'}} = k_T = \text{const}_4$$

Коэффициент k_T представляет здесь масштаб температурного подобия.

Критерии подобия, потребные для представления характеристик осевого компрессора

Критериями подобия называются параметры, удовлетворение которым в полном объеме обеспечивает подобие течения у геометрически подобных натурального объекта и его модели в сходственных точках и в сходственные моменты времени.

Газодинамическое подобие (при отсутствии теплообмена) обеспечивает **пять** критериев подобия:

1. **Критерий** (число) **Маха** M_c :

$$M_c = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}},$$

характеризующий сжимаемость газового потока, то есть влияние относительного изменения скорости на относительное изменение удельного объема рабочего тела.

2. **Критерий Рейнольдса** Re , характеризующий влияние вязкости газа:

$$Re = \frac{c l \rho}{\mu}$$

В формуле (6) l – характерный линейный размер, μ – коэффициент динамической вязкости, ρ – плотность рабочего тела.

При малых числах Рейнольдса в обтекании тела преобладают силы вязкости – $\frac{\mu c}{l}$. **Течение** упорядоченное (ламинарное). **Смежные слои газа не смешиваются друг с другом.**

При больших числах Рейнольдса в обтекании тела преобладает влияние сил инерции – $\frac{\rho c^2}{2}$. **Частицы** PT , обладающие запасом кинетической энергии, **проникают в смежные слои. Происходит беспорядочное перемешивание частичек** во всем занятом ими объеме. **Слоистое течение потока исчезает и переходит в турбулентное. Граница перехода по числам Re от ламинарного течения к турбулентному соответствует критическому числу Рейнольдса $Re_{кр}$.**

3. Показатель адиабаты (критерий Пуассона) k :

$$k = \frac{c_p}{c_v},$$

где c_p и c_v – удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и постоянном удельном объеме рабочего тела соответственно. Величина показателя адиабаты k указывается в справочниках (таблицах ГДФ) и зависит от природы газа и от его температуры.

Анализ критериев показывает, что определяющими для исследования подобных течений в компрессорных решетках являются критерии Маха и Рейнольдса. Но на расчетных и близких к ним режимах работы ОК число Рейнольдса $Re > Re_{кр}$. Следовательно, критерий Рейнольдса не оказывает влияния на течение РТ. Течение в элементах ОК автотурбинное. Подобие течений по соотношению сил инерции к силам вязкости в диапазоне $Re > Re_{кр}$ соблюдается автоматически.

Характеристики ОК строятся для одного конкретного компрессора или его копии (модели). Следовательно, для одного и того же ОК или его модели геометрическое подобие также сохраняется.

Итак, для обеспечения подобия течений в геометрически подобных осевых компрессорах (компрессорных решетках) достаточно обеспечить постоянство критерия Маха ($M_a = \text{const}$ и $M_u = \text{const}$), то есть

$$M_a = \frac{c_{1a}}{\sqrt{kRT_1}} \Rightarrow \lambda_a = \text{const}_1 \Rightarrow q(\lambda_a) = \text{const}_2;$$

$$M_u = \frac{u}{\sqrt{kRT_1}} = \frac{\pi r}{60} \frac{n}{\sqrt{kRT_1}} \Rightarrow \frac{n}{\sqrt{T_1}} = \text{const}_3.$$

Вывод: Подобие течений в геометрически подобных осевых компрессорах газотурбинных

двигателей, в геометрически подобных ступенях ОК и их рабочих колесах определяется постоянством чисел Маха M_a по осевой скорости набегающего потока и числа Маха M_u по окружной скорости перемещения лопаток РК.

ПРИМЕЧАНИЕ. *Подобие течений в компрессорных решетках НА определяется их геометрическим подобием, постоянством угла атаки и равенством числа Маха M_a по осевой скорости:*

$$i_{НА} = \text{const}_2; M_a = \text{const}_3.$$

Критерии подобия позволяют получить важнейшие критериальные параметры осевого компрессора:

- приведенную частоту вращения ротора ОК;*
- и приведенного расхода воздуха на входе в компрессор.*

Вывод формул приведенной частоты вращения и приведенного секундного массового расхода воздуха

Для вывода формул приведенной частоты вращения $n_{пр}$ и приведенного расхода воздуха $G_{в.пр}$ воспользуемся критериями подобия течения воздуха в ОК:

$$M_u = \text{const}_1 \Rightarrow \frac{n}{\sqrt{T}} = \text{const}_2;$$

$$M_a = \text{const}_3 \Rightarrow q(\lambda) = \text{const}_4.$$

Приведем выделенные **критериальные параметры**, соответствующие рассматриваемому физическому режиму работы осевого компрессора, **к стандартным (САУ) атмосферным условиям** (отсюда берет свое начало название "**приведенные**");

- 1) к полной температуре $T^*_в = T^*_н = 288 \text{ К}$;
- 2) полному давлению воздуха $p^*_в \approx p^*_н = 101320 \text{ Па}$.

Тогда выражения (17) можно представить в виде:

$$\text{а) } \frac{n}{\sqrt{T_1}} = \frac{n_{\text{пр}}}{\sqrt{288}};$$

$$\text{б) } \frac{G_{\text{в}} \sqrt{T^*_в}}{p^*_в} = \frac{G_{\text{в.пр}} \sqrt{288}}{101320}.$$

Критерии подобия в виде (18) *лежат в основе формул* приведенной частоты вращения ротора компрессора $n_{\text{пр}}$ и приведенного секундного массового расхода воздуха через осевой компрессор $G_{\text{в.пр}}$.

Вывод формулы приведенной частоты вращения $n_{\text{пр}}$ ротора осевого компрессора

Формула приведенной частоты вращения ротора осевого компрессора $n_{\text{пр}}$ является следствием реализации критерия подобия (18, а) по числу Маха в переносном движении рабочего тела:

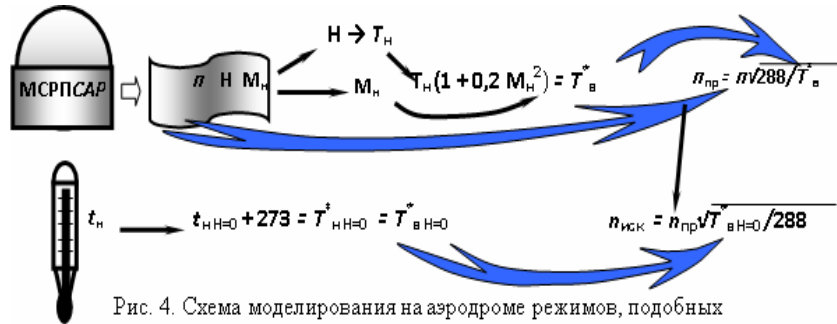
$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T^*_в}}.$$

Приведенной частоте вращения ротора ОК соответствует следующее определение:

*Приведенной частотой $n_{\text{пр}}$ ротора осевого компрессора называется такая физическая частота вращения, которую необходимо придать ротору ОК в стандартных атмосферных условиях ($T^*_{\text{в.сав}} = 288 \text{ К}$), чтобы получить режим работы компрессора, подобный исследуемому ($n, T^*_в$).*

Итак, благодаря формуле (19) любому режиму работы компрессора (n, T_v^) за пределами стандартных атмосферных условий ($T_v^* \neq 288 \text{ К}$) можно найти подобный режим, соответствующий приведенной частоте вращения ротора ОК $n_{пр}$.*

Формула приведенной частоты вращения нашла широкое применение в эксплуатации авиационной силовой установки при выявлении отказов компрессора и его автоматики в полете. Технология анализа параметров при отказе ОК представлена на рис. 4.



Вывод формулы приведенного секундного массового расхода воздуха $G_{в.пр}$

Воспользуемся равенством действительного и приведенного к стандартным атмосферным условиям секундных массовых расходов воздуха через компрессор (18, б):

$$\frac{G_{в}}{m_{в} F_{в}} \frac{\sqrt{T_{в}^*}}{p_{в}^*} = q(\lambda_{в}) = q(\lambda_{в.пр}) = \frac{G_{в.пр}}{m_{в} F_{в}} \frac{\sqrt{288}}{101320} = \text{const} \cdot$$

Выделим параметр $G_{в.пр}$ в левую часть уравнения и получим формулу приведенного секундного массового расхода воздуха:

$$G_{в.пр} = \frac{G_{в}^* \sqrt{T_{в}^*}}{p_{в}^*} * \frac{101320}{\sqrt{288}} \quad (20)$$

Пользуясь формулой (20) дадим определение приведенного секундного массового расхода воздуха:

Приведенным секундным массовым расходом воздуха $G_{в.пр}$ называется такой расход воздуха, который необходимо обеспечить компрессору в стандартных атмосферных условиях ($p_{в\text{ CAУ}}^ = 101320$ Па, $T_{в\text{ CAУ}}^* = 288$ К), чтобы получить режим работы ОК, подобный исследуемому ($G_{в}^*$, $p_{в}^*$, $T_{в}^*$).*

Итак, благодаря формуле, любому режиму работы осевого компрессора ($G_{в}^$, $p_{в}^*$, $T_{в}^*$) в нестандартных атмосферных условиях ($p_{в}^* \neq 101320$ Па, $T_{в}^* \neq 288$ К) можно найти в САУ подобный режим, определяемый приведенным расходом воздуха $G_{в.пр}$. Если на земле атмосферные условия отличается от стандартных, то по описанной выше схеме (рис. 3) можно осевой компрессор ГТД вывести на режим работы, подобный исследуемому режиму.*

Выражения (19) и (20) нашли широкое применение для представления характеристик ОК в приведенных параметрах.

Определение характеристик осевого компрессора

Наиболее широкое применение получили характеристики компрессора по секундному массовому расходу воздуха.

Характеристики осевого компрессора по секундному массовому расходу воздуха

Определение:

Характеристиками компрессора в нормальных параметрах по секундному массовому расходу воздуха называются зависимости степени повышения давления π_k^ и КПД компрессора η_k^* от секундного массового расхода воздуха G_v при постоянных частоте вращения ротора компрессора n и внешних условиях на входе в компрессор p_v^* и T_v^* .*

Так как в определении характеристик присущи нормальные параметры (G_v , n , p_v^* и T_v^*), то *такие характеристики часто называют нормальными характеристиками* осевого компрессора.

Характеристики ОК получают как правило экспериментально на установке, показанной на рисунке 1.

Мерный коллектор выполнен в виде цилиндрического канала, снабженного датчиками замера статического p_v , полного p_v^* и избыточного давления Δp (скоростного напора q). Он также снабжен термопарой для замера полной температуры T_v^* . По их замерам возможно вычисление секундного массового расхода воздуха G_v через ОК. Профилированная обечайка мерного коллектора обеспечивает равномерное поле скоростей перед компрессором.

Воздух, сжатый в ОК, нагнетается в ресивер. Ресивер прикрывается дроссельной заслонкой, имитирующей сопротивление газового тракта двигателя (сопловой аппарат первой ступени газовой турбины или сопло двигателя). В проточной части ресивера установлены датчики замера полного давления p_k^* и полной температуры T_k^* , необходимые

для определения степени повышения давления $\pi_{\text{к}}^* = \frac{p_{\text{к}}^*}{p_{\text{в}}^*}$ и

КПД осевого компрессора:

$$\eta_{\text{к}}^* = T_{\text{в}}^* \left(\pi_{\text{к}}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) / (T_{\text{к}}^* - T_{\text{в}}^*).$$

Частота вращения ротора компрессора n устанавливается и поддерживается посредством устройства изменения мощности силового привода (реостата, ...).

Секундный массовый расхода воздуха $G_{\text{в}}$ на установившихся режимах работы ОК задается и поддерживается согласно уравнению неразрывности

$$(G_{\text{в}} = G_{\text{к}} = G_{\text{i}} = G_{\text{др}} = \text{const})$$

посредством открытия (прикрытия) дроссельной заслонки.

По данным испытаний строятся характеристики компрессора при $n = \text{const}$, $p_{\text{в}}^* = \text{const}$ и $T_{\text{в}}^* = \text{const}$ (рис. 5).

Основным недостатком такого представления характеристик ОК является их зависимость от внешних условий на входе в компрессор ($p_{\text{в}}^*$, $T_{\text{в}}^*$). Например:

1. Уменьшение $p_{\text{в}}$ ведет к уменьшению секундного массового расхода воздуха $G_{\text{в}}$ и не оказывает существенного влияния на $\pi_{\text{к}}^*$.

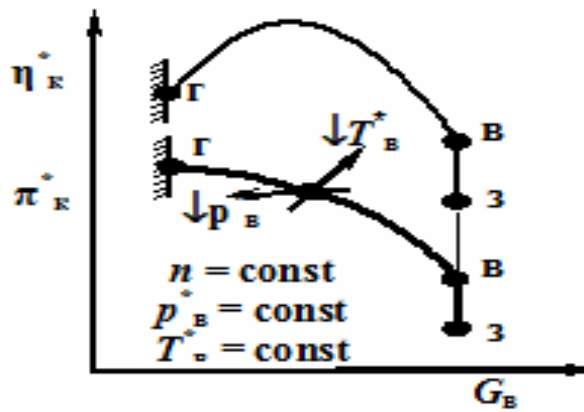


Рис. 5. Нормальные характеристики ОК

2. Снижение $T_{в}^*$ сопровождается ростом $\pi_{к}^*$ (более холодный воздух легче сжимается) и увеличением секундного массового расхода воздуха $G_{в}$. Напорная кривая $\pi_{к}^* = f(G_{в})$ и кривая КПД ОК смещаются вправо вверх.

Отмеченные выше недостатки можно устранить путем представления характеристик ОК в приведенных (критериальных) параметрах.

Представление характеристик осевого компрессора в критериальных параметрах

В основе такого представления характеристик компрессора лежат критериальные уравнения:

$$\pi_{к}^* = f\left(\frac{n}{\sqrt{T_{в}^*}}, q(\lambda_{в})\right);$$

$$\eta_{к}^* = f\left(\frac{n}{\sqrt{T_{в}^*}}, q(\lambda_{в})\right).$$

Здесь π_k^* и η_k^* – параметры эффективности, а параметр частоты вращения ротора $n / \sqrt{T_B^*}$ и относительная плотность тока $q(\lambda_B)$ – режимные параметры осевого компрессора.

Ранее было показано, что параметр частоты вращения $n / \sqrt{T_B^*}$ и относительная плотность тока $q(\lambda_B)$ могут быть представлены приведенной частотой вращения $n_{пр}$ и приведенным расходом воздуха $G_{в.пр}$ соответственно. Тогда:

Характеристиками осевого компрессора в приведенных параметрах называются зависимости степени повышения давления π_k^ и КПД компрессора η_k^* от приведенного секундного массового расхода воздуха $G_{в.пр}$ при постоянном значении приведенной частоты вращения $n_{пр}$ ротора ОК.*

Приведенные характеристики осевого компрессора можно представить и в функциональном виде:

$$\begin{aligned} \pi_k^* &= f(G_{в.пр}), n_{пр} = \text{const}; \\ \eta_k^* &= f(G_{в.пр}), n_{пр} = \text{const}. \end{aligned} \quad (22)$$

Из функционального представления характеристик осевого компрессора в приведенных параметрах (22) следует, что графически характеристики осевого компрессора в приведенных параметрах представляют собой совокупности *напорной кривой* ($\pi_k^* = f(G_{в.пр})$) и *зависимости КПД* компрессора $\eta_k^* = f(G_{в.пр})$ от приведенного секундного массового расхода воздуха при постоянном значении приведенной частоты вращения $n_{пр}$, построенные на одном плане (рис. 6).

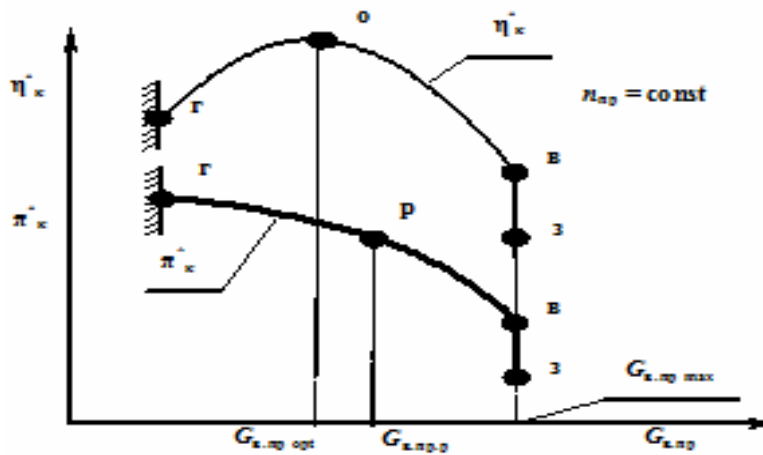


Рис. 6. Характеристики осевого компрессора в приведенных параметрах

Способ получения характеристик ОК в приведенных параметрах прост. Первоначально экспериментально получают характеристики ОК в нормальных параметрах. Затем по формулам (19) и (20) нормальные параметры пересчитывают в приведенные параметры. На завершающем этапе производят построение полученных характеристик в выбранном графическом формате (рис. 6).

Анализ характеристик осевого компрессора

Предположим, ОК работает на расчетном (согласованном) режиме. Вход потока на лопатки РК осевой ($\alpha_1 = 90^\circ$). Лопатки РК и НА ступеней компрессора обтекаются плавно безотрывно (рис. 7). На напорной кривой (рис. 6) этому режиму работы ОК соответствует точка "p".

Выберем указанный режим работы ОК в качестве исходного режима. Исследуем первоначально характеристику $\eta^*_к = f(G^*_{к.р.р.})$. А затем полученный результат используем для

анализа напорной кривой $\pi_k^* = f(G_{в.пр})$. Особое внимание обратим на тенденции изменения характеристик и на физическую сущность рабочего процесса.

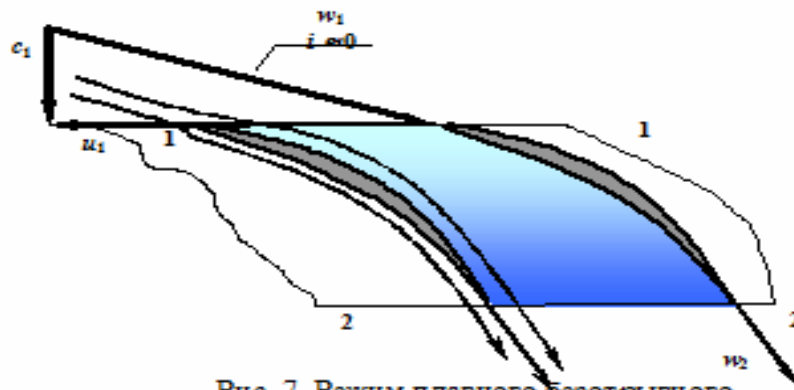


Рис. 7. Режим плавного безотрывного обтекания лопаток рабочего колеса

Анализ характеристики осевого компрессора $\eta_k^* = f(G_{в.пр})$

Для анализа характеристики $\eta_k^* = f(G_{в.пр})$ воспользуемся теоретическим методом исследования.

КПД осевого компрессора оценивает его эффективность и определен относительным уровнем потерь. А именно

$$\eta_k^* = \frac{L_{ад.к}}{L_k} = \frac{L_k - L_{r\Sigma}}{L_k} = 1 - \frac{L_{r\Sigma}}{L_k} = 1 - \frac{\Delta L_r}{L_k} - \frac{L_r}{L_k} \Rightarrow \eta_k^* = f(L_k, L_{r\Sigma}) \quad (23)$$

Здесь $\Delta L_r / L_k$ – относительные потери на преодоление теплового сопротивления;

L_r / L_k – относительные потери на преодоление гидравлического сопротивления (трения, вихреобразования, волнового сопротивления).

Итак:

- 1) *уменьшение* работы L_k *вызывает снижение КПД* компрессора (возрастает относительная доля потерь – см. (23)) и наоборот;

2) **увеличение теплового и гидравлического сопротивления сопровождается снижением КПД компрессора и наоборот.**

Указанные тенденции изменения коэффициента полезного действия ОК используем в дальнейшем анализе.

Пусть на расчетном режиме работы ОК при приведенном расходе воздуха $G_{в.пр} \approx G_{в.пр,r}$ реализуется режим плавного безотрывного обтекания лопаток РК и НА осевого компрессора. Суммарные потери на преодоление гидравлического сопротивления минимальны. В основном они определены потерями на трение $L_{r\Sigma} = L_{тр}$. Концевые потери, потери на вихреобразование в зонах срыва потока, волновые потери и потери на преодоление теплового сопротивления незначительны.

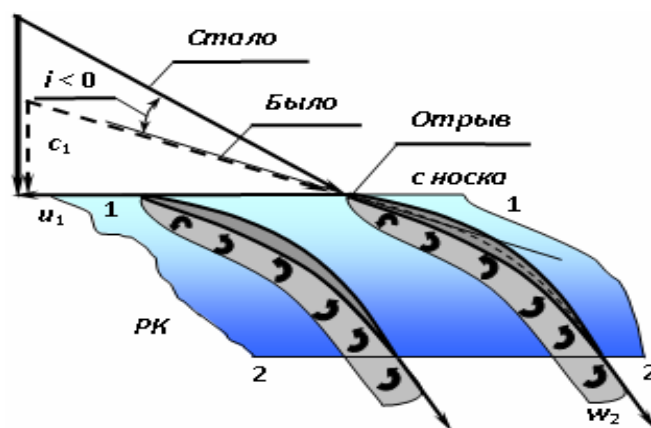


Рис. 8. Обтекание лопаток рабочего колеса при увеличении приведенного расхода

Откроем дроссельную заслонку на выходе из компрессора. Давление за компрессором и противодействие сжимаемому воздуху снизятся. **Уменьшится потребная работа** вращения ротора ОК. **Частота вращения** ротора компрессора **увеличится**. Восстановление заданного режима

работы компрессора по частоте вращения возможно за счет уменьшения работы силового привода. **Работа сжатия компрессора L_k снизится. Согласно (23) даже при $L_r = \text{const}$ относительная доля потерь $L_{r\Sigma}/L_k$ возрастает, что сопровождается снижением КПД компрессора.**

С открытием дроссельной заслонки увеличивается расход воздуха G_v . Абсолютная скорость потока $c_1 = c_{1a}$ возрастает, а окружная u_1 – сохраняется неизменной (рис. 8). Угол атаки лопаток РК становится отрицательным ($i_{PK} < 0$). У носка лопаток со стороны корыта **возникает отрыв потока, обусловленный силами инерции (центробежными силами) и образуется зона вихревого движения. На поддержание вихревого движения требуется дополнительная работа. **Потери работы L_r , подводимой на преодоление возросшего гидравлического сопротивления, увеличиваются.** А это дополнительно ведет к росту относительной доли гидравлических потерь L_r / L_k . **Следовательно, КПД компрессора η_k^* уменьшается.****

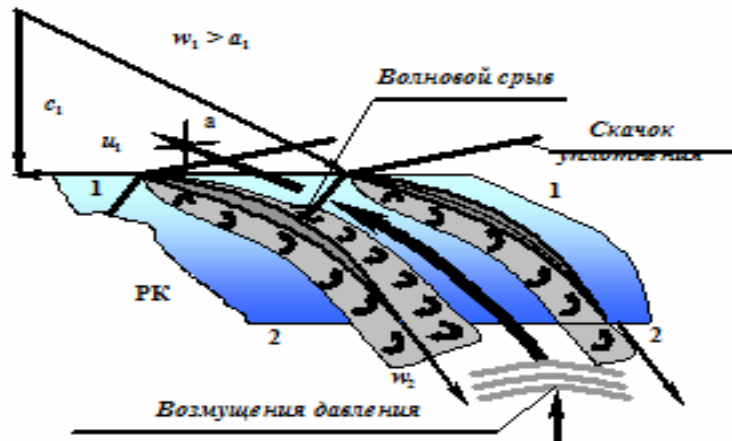


Рис. 9. Скачки уплотнения, волновой срыв потока и запирание решетки профилей

Наличие потерь на преодоление возросшего гидравлического сопротивления *сопровождается увеличением* теплоты Q_r . В проточной части компрессора в зонах отрыва потока происходит дополнительный подогрев воздуха теплотой Q_r . *Это ведет к уменьшению плотности сжимаемого воздуха и к росту теплового сопротивления ΔL_r* . По указанной причине *КПД компрессора также снижается*.

При $G_{в.пр} = G_{в.пр \max}$ относительная скорость потока w_1 на входе в РК первой ступени *становится равной скорости звука a_1* . *Возмущения давления* от открывающейся заслонки дросселя не могут пройти на вход в компрессор и, накладываясь друг на друга, *формируют перед лопатками РК первой ступени систему скачков уплотнения* (рис. 9). Вход в ОК оказался газодинамически изолированным от его проточной части, ресивера и дросселя. *Произошло газодинамическое запираание компрессора по входу* (рис. 6, точка "в" на характеристике ОК).

Последствия запираания компрессора по его входу:

1) открытие заслонки дросселя не вызывает увеличение секундного массового расхода воздуха ($G_{в.пр} = G_{в.пр \max} = \text{const}$);

2) *снижение КПД компрессора и его напорности обусловлено в основном ростом потерь на преодоление волнового сопротивления на формирующихся скачках уплотнения первой, второй, ... , z-й ступеней и ростом теплового сопротивления*.

Дальнейшее открытие заслонки дросселя на увеличение секундного массового расхода воздуха сопровождается снижением противодавления и запираанием второй, третьей, ..., последней ступеней. Расход воздуха при этом не изменяется. *Как только абсолютная скорость потока на выходе из компрессора c_k станет равной местной скорости звука a_k – происходит запираание компрессора по его выходу* (точка "з" на характеристике ОК).

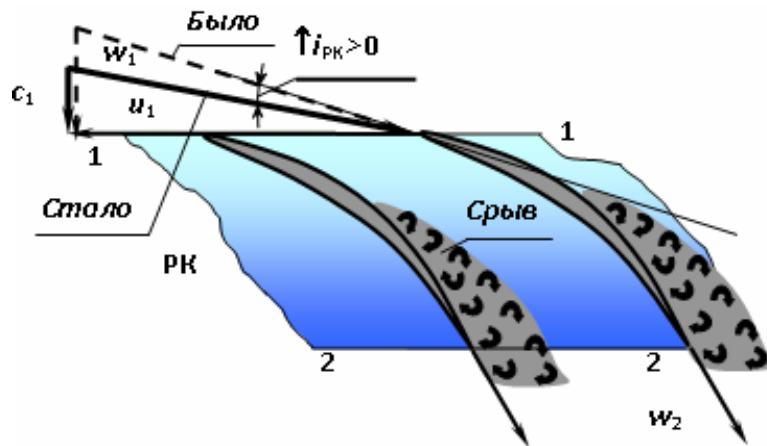


Рис. 10. Срыв потока со спинок лопаток при малом приведенном расходе воздуха

Дальнейшее открытие заслонки дросселя на увеличение секундного массового расхода воздуха *не вызывает изменения* его КПД η_k^* и напорности π_k^* . Рабочая точка не может переместиться ниже точки "з".

Возвратимся в исходный расчетный режим работы ОК ($G_{в.пр} = G_{в.пр.р}$). Частично прикроем заслонку дросселя. Давление воздуха в ресивере и за компрессором возрастает. Увеличивается противодействие сжимаемому воздуху. Работа $L_{к.потр}$, необходимая для вращения ротора компрессора, повышается и становится больше располагаемой работы силового привода. Частота вращения ротора ОК уменьшается. Для ее восстановления силовой привод переводится на более высокий режим работы. Работа L_k , подводимая к 1 кг воздуха в компрессоре, возрастает. Согласно (23) относительная доля потерь на преодоление суммарного сопротивления $L_{r\Sigma}/\uparrow L_k$ уменьшается. Следовательно, КПД компрессора первоначально возрастает, что характеризует общую тенденцию изменения КПД ОК.

При дальнейшем прикрытии заслонки дросселя и снижении расхода воздуха через компрессор уменьшается абсолютная скорость потока c_1 на входе в его ступени. Окружная скорость u_1 сохраняется постоянной. Углы атаки лопаток РК (НА) возрастают. У спинки лопаток в районе их задней кромки формируется вязкий срыв потока, обусловленный силами давления и трения в пограничном слое (рис. 10). Потери работы ОК на преодоление гидравлического и теплового сопротивления увеличиваются, что сдерживает повышение темпов роста КПД компрессора за счет увеличения удельной работы L_k ($\uparrow L_{r\Sigma} / \uparrow L_k$). При $G_{в.пр} = G_{в.пр\text{ опт}}$ срывные зоны у поверхности лопаток охватывают такую область спинки лопаток, при которой рост потерь на преодоление гидравлического и теплового сопротивления поглощает увеличение η_k^ за счет повышения работы L_k . КПД ОК достигает максимума. Компрессор переходит на оптимальный режим работы ($G_{в.пр} = G_{в.пр\text{ опт}}$, $\eta_k^* = \eta_{k\text{ max}}^*$).*

Более сильное прикрытия заслонки сопровождается существенным снижением секундного массового расхода воздуха ($G_{в.пр} < G_{в.пр\text{ опт}}$). Абсолютная скорость c_1 уменьшается. Углы атаки лопаток РК (НА) активно возрастают. Срыв потока со спинок лопаток усиливается. Срывные зоны смещаются против потока и увеличиваются в своих размерах. Потери на вихреобразование в зонах срыва возрастают и становятся определяющими. Увеличивается тепловое сопротивление. Относительная доля потерь, определяемая существенным ростом суммарного сопротивления $L_{r\Sigma}$, несмотря на увеличением работы сжатия L_k ($\uparrow\uparrow\uparrow L_{r\Sigma} / L_k \uparrow$), возрастает. Это ведет к активному снижению КПД компрессора η_k^ (рис. 6).*

Зная предполагаемый характер изменения КПД осевого компрессора, легко понять особенности протекания его напорной кривой.

Анализ характеристики осевого компрессора

$$\pi_{\kappa}^* = f(G_{\text{в.пр}})$$

При аналитическом анализе напорной кривой ступени осевого компрессора (характеристики $\pi_{\text{ст}}^* = f(c_a)$) воспользуемся аналогией по КПД ОК.

Напорность осевого компрессора определяется удельной работой повышения давления воздуха в компрессоре L_{κ} и его КПД η_{κ}^* :

$$L_{\kappa} = \frac{k}{k-1} RT_{\text{в}}^* (\pi_{\kappa}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_{\kappa}^*}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \Rightarrow \pi_{\kappa}^* = f(L_{\kappa}, \eta_{\kappa}^*) \quad (24)$$

Работа L_{κ} повышения давления воздуха в ОК связана, как отмечалось ранее, с положением заслонки дросселя (величиной расхода воздуха через ОК). *Прикрытие дроссельной заслонки сопровождается уменьшением секундного массового расхода воздуха и увеличением удельной работы L_{κ} и наоборот.*

Итак, общая тенденция протекания напорной кривой осевого компрессора заключена в следующем:

- 1. По мере прикрытия заслонки дросселя возрастает противодействие сжимаемому воздуху, уменьшается секундный массовый расход воздуха, увеличиваются удельная работа повышения давления L_{κ} и напорность ОК ($\uparrow \pi_{\kappa}^*$). И, наоборот, с открытием заслонки напорность компрессора снижается.*
- 2. КПД компрессора оказывает существенное влияние на напорную кривую на режимах, удаленных от оптимального режима работы ОК.*

Указанные тенденции изменения напорности компрессора и его КПД упрощают анализ протекания напорной кривой $\pi_{\kappa}^* = f(G_{\text{в.пр}})$.

В области оптимального режима работы ОК КПД практически не изменяется (максимум характеристики $\eta_{\kappa}^ = f(G_{\text{в.пр}})$). Следовательно, в этом диапазоне уменьшение*

приведенного расхода воздуха сопровождается ростом напорности компрессора (π_k^*) и наоборот – $\uparrow G_{в.пр}$ характерно снижение π_k^* .

В диапазоне $G_{в.пр.р} < G_{в.пр} < G_{в.пр \max}$ значений секундных массовых расходов воздуха при увеличении $G_{в}$ напорность ОК снижается более активно по сравнению с расчетным режимом, так как происходит уменьшение удельной работы L_k при одновременном снижении КПД компрессора из-за отрыва потока с носка лопаток со стороны корыта.

В области последовательного записания первой, второй, ... i -й, ... , последней ступеней ОК (участок характеристики $v - z$) резкое снижение напорности ($\downarrow \pi_k^$) обусловлено падением КПД в силу роста волнового сопротивления ($\uparrow M_w > M_{w \text{кр}}$), увеличения коэффициента расхода \bar{c}_a , уменьшения углов атаки " i ", уменьшения закрутки потока Δw_u , работы рабочих колес $L_{РК i}$ и роста относительной доли потерь ($\uparrow \Sigma L_r / \downarrow L_{РК i}$).*

При малых $G_{в.пр}$ ($G_{в.пр} < G_{в.пр \text{opt}}$) уменьшение π_k^ обусловлено резким снижением КПД ОК по причине срыва со спинок лопаток, уменьшения угла $\Delta \beta$ и закрутки Δw_u (см. характеристики компрессорных РП и план скоростей).*

В области существенно малых приведенных расходов воздуха пропускная способность заслонки дросселя оказывается меньше пропускной способности ОК. Ресивер переполняется и возможен периодический выброс сжатого воздуха через зоны срыва на вход в ОК (помпаж компрессора).

Поле характеристик осевого компрессора

Поле характеристик ОК называется совокупность зависимостей π_k^ и КПД компрессора η_k^* от приведенного секундного массового расхода воздуха $G_{в.пр}$ при огра-*

ниченном множестве приведенных частот вращения $n_{пр}$, представленная на одном плане.

Поле характеристик осевого компрессора (рисунок 11) в функци-ональной математической форме можно представить в виде:

$$\pi_k^* = f(G_{в.пр}) \text{ при } n_{пр i} = \text{const},$$

где $i = 1, 2, \dots$;

$$\eta_k^* = f(G_{в.пр}) \text{ при } n_{пр i} = \text{const},$$

где $i = 1, 2, \dots$.

При этом внешние условия не оказывают влияния на поле характеристик компрессора.

Графическое изображение поля характеристик ОК в приведенных параметрах представлено на рис. 11.

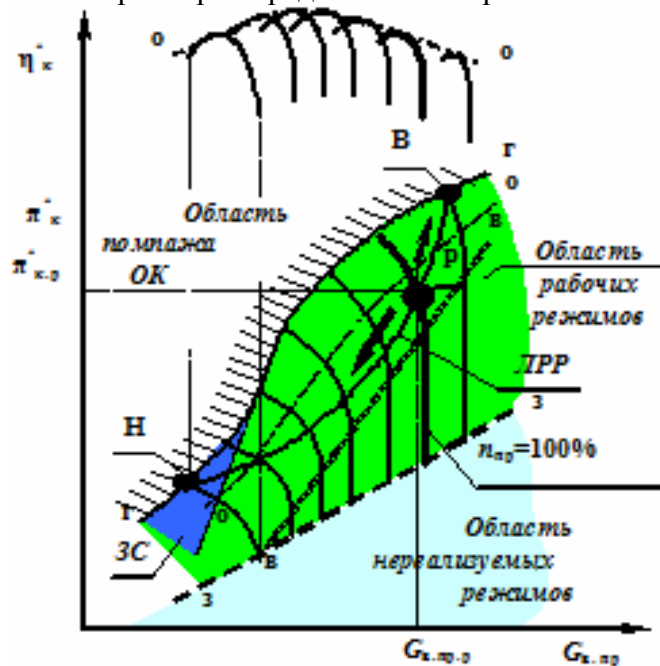


Рис. 11. Поле характеристик высоконапорного компрессора

Отличительными особенностями поля характеристик являются:

- 1) множество (до 12 единиц) характеристик на одном плане;
- 2) единые границы неустойчивых режимов работы (**г - г**), запираения по входу (**в - в**) и запираения по выходу (**з - з**);
- 3) возможность нанесения на поле характеристик ОК расчетной точки (**р**), линии рабочих режимов (**ЛРР**) и линии оптимальных режимов (**о - о**).

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Запускается лабораторная установка
2. Устанавливается режим работы двигателя
3. Производится замер параметров (давления, температуры, частоты вращения).
4. Меняется проходное сечение дроссельного устройства изменением угла установки лопаток (ступень Поликовского).
5. Регулированием мощности электродвигателя поддерживается заданная постоянная частота вращения ротора.
6. Выполняется пункт 3.
7. Выполняется расчет характеристик.
8. Строятся характеристики в приведенных координатах.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫВОДАМ

В выводах указывается характер протекания характеристик компрессора, характерные точки на графиках с указанием конкретных числовых значений.

4. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Температура заторможенного потока на входе в компрессор

$$T_{\text{в}}^* = T_0^* = T_0, \text{ К.}$$

2. Полное давление на входе в компрессор при отсутствии потерь в лемнискатном насадке

$$p_{\text{в}}^* = p_0, \text{ Па.}$$

3. Абсолютные давления:

- а) статистическое давление на входе в компрессор

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

где $\Delta p_{\text{в}} = \Delta h_{\text{в}} \rho_{\text{ж}} g = K \Delta h_{\text{в}}$, Па;
 $\Delta h_{\text{в}} = h_{\text{л}} + h_{\text{пр}}$, мм ст.жидк. – перепад жидкости в U -
образном манометре;
 $\rho_{\text{ж}}$ - плотность жидкости в U - образном манометре,
кг/м³;
 $g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения;
 K = коэффициент перевода давления из мм ст. жидк. в
Па (при $\rho_{\text{ж}} = 850$ кг/м³ коэффициент $K = 8,34$);

Продолжение протокола

	7											
	8											
	1											
	2											
	3											
	4											
	5											
	6											
	7											
	8											
	1											
	2											
	3											
	4											
	5											
	6											
	7											
	8											

Продолжение протокола

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	1											
	2											
	3											
	4											
	5											
	6											
	7											
	8											

5.КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Уравнение сохранения энергии для компрессора.
2. Степень повышения давления π_k^* . Коэффициент полезного действия η_k^* .
3. Определение секундного массового расхода воздуха G_v на установившихся режимах работы через полные параметры потока.
4. Приведенный расход воздуха $G_{v,пр}$. Приведенная частота вращения $n_{пр}$ ротора осевого компрессора.
5. Частота вращения ротора компрессора n устанавливается и поддерживается посредством...
6. Полное давление p_v^* на входе в компрессор определяется в зависимости от ... (формула). Полная температура T_v^* на входе в компрессор определяется в зависимости от (формула).
7. Характеристиками компрессора в нормальных параметрах по секундному массовому расходу воздуха называются зависимости...
8. Недостатки характеристик компрессора в нормальных параметрах. Характеристиками осевого компрессора в приведенных параметрах называются.....
9. Режим плавного безотрывного обтекания рабочего колеса (выполнить рисунок). Обтекание лопаток рабочего колеса при увеличении приведенного расхода (выполнить рисунок).
10. Скачки уплотнения, волновой срыв потока и загибание решетки профилей по входу (выполнить рисунок).

11. Срыв потока со спинок лопаток при малом приведенном расходе воздуха (выполнить рисунок).
12. Поле характеристик высоконапорного компрессора (выполнить рисунок).
13. Коэффициент запаса устойчивости компрессора ΔK_y .
14. План скоростей РК ступени ОК без предварительной закрутки (выполнить рисунок).
15. План скоростей РК ступени ОК с предварительной закруткой - установлен входной направляющий аппарат (выполнить рисунок).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

СОДЕРЖАНИЕ

1. Необходимые сведения из теории вопроса.....	2
2. Порядок выполнения лабораторной работы.....	33
3. Методические указания по выводам.....	33
4. Содержание отчета.....	33
5. Контрольные вопросы.....	38
Библиографический список.....	40

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторной работы №2
«Экспериментальное исследование характеристик
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
Москвичев Александр Викторович
Федотов Максим Михайлович

В авторской редакции

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический
университет»
394026 Воронеж, Московский пр., 14