

# III. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.45.00.001.2

А. П. Комаров

## ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦАХ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА

### Условные обозначения

- $\eta$  — коэффициент полезного действия;  
 $\tau_{рк}$  — степень реакции рабочего колеса;  
 $H$  — напор ступени;  
 $\Delta\sigma_{\text{заз}}$  — увеличение отставания потока в решетке вследствие влияния радиального зазора;  
 $\Delta\sigma_{\text{кр}}$  — увеличение отставания потока в решетке втулочного сечения вследствие кривизны лопатки;  
 $\alpha_1$  — угол входа потока в решетку рабочего колеса относительно оси компрессора;  
 $\alpha_2$  — угол выхода потока из решетки рабочего колеса относительно оси компрессора;  
 $q_1$  — скоростной напор на входе в решетку;  
 $K_{\text{н}}$  — коэффициент затраченного напора;  
 $\bar{S} = S/h$  — относительный радиальный зазор;  
 $\bar{S}^*$  — приведенный относительный радиальный зазор многоступенчатого осевого компрессора;  
 $\bar{h}$  — удлинение лопатки венца компрессора;  
 $\Delta T$  — повышение полной температуры в рабочем колесе;  
 $C_y$  — коэффициент подъемной силы;  
 $p$  — давление потока;  
 $F$  — площадь проходного сечения.

### Индексы

- заз — зазор;  
пол — политропический;  
ст — статический;  
пот — потери;  
затр — затраченный.

Во время проектирования и доводки компрессора двигателя НК-12М [1] было проведено обширное исследование влияния

радиальных зазоров в венцах рабочих колес и направляющих аппаратов многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики.

На рис. 1 изображено рабочее колесо ступени с радиальным зазором, а также направляющие аппараты с двумя различными видами конструктивного оформления радиальных зазоров. Наличие радиальных зазоров в колесах и направляющих аппаратах компрессора приводит к появлению дополнительных потерь, обусловленных перетеканием воздуха через зазор из области повышенного давления за венцом в область пониженного давления перед венцом.

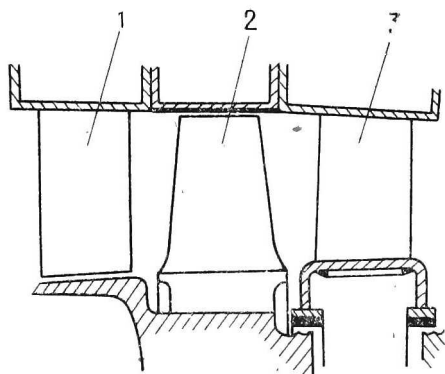


Рис. 1. Радиальные зазоры в лопаточных венцах осевого компрессора: 1 — консольная лопатка НА; 2 — рабочее колесо; 3 — двухлопастная лопатка НА

Потери полного давления на перетекание воздуха через зазор  $\Delta p^*$  равны перепаду статического давления перед и за венцом, причем этот перепад  $\Delta p_{st}$  расходуется на преодоление трения в самом зазоре, а также на рассеивание оставшейся после перетекания кинетической энергии потока. Потери полезного напора в зазоре, отнесенные ко всему расходу через ступень, пропорциональны относительному радиальному зазору в рабочем колесе ступени, т. к.  $\Delta p^* \sim \Delta p_{st} F_{\text{заз}} / F_{\text{ступ}} = \Delta p_{st} S / h = \Delta p_{st} \cdot \bar{S}$ . После некоторых преобразований получим коэффициент потерь в решетке венца на его среднем радиусе

$$\Delta \bar{p}_{\text{заз}} = \Delta p_{\text{заз}}^* / q_1 \cdot \bar{S} \approx a_{\eta} (1 - \cos^2 \alpha_1 / \cos^2 \alpha_2) \bar{S},$$

где множитель пропорциональности  $a_{\eta}$  находится экспериментально. Соответствующее уменьшение политропического к. п. д. в решетке венца рабочего колеса определится следующим выражением:

$$1 - \eta_{\text{пол. заз}} = \Delta \eta_{\text{пол. заз}} = \frac{H_{\text{пот. заз}}}{H_{\text{затр}}} \approx \frac{\Delta p_{st}}{\rho H_{\text{затр}}} \bar{S}.$$

Известно [2], что кинематическая степень реакции рабочего колеса  $\tau_{PK} \approx \Delta p_{st} / \rho H_{\text{затр}}$ , а величина  $\Delta p_{st} / \rho H_{\text{затр}} \approx 1 - \tau_{PK}$ .

Тогда для всей ступени

$$\Delta\eta_{\text{пол. заз}} = a_{\eta} [\tau_{\text{PK}} \bar{S}_{\text{PK}} + (1 - \tau_{\text{PK}}) \bar{S}_{\text{HA}}].$$

Или для всех ступеней многоступенчатого осевого компрессора

$$\Delta\eta_{\text{заз. к}} = \frac{\sum \Delta T_{\text{пот. заз } i}}{\sum \Delta T_{\text{затр. заз } i}} = \frac{\sum \Delta\eta_{\text{заз } i} \Delta T_{\text{затр } i}}{\sum \Delta T_{\text{затр } i}}$$

и, следовательно:

$$\Delta\eta_{\text{заз. к}} = a_{\eta} \frac{\sum [\tau_{\text{PK}} \bar{S}_{\text{PK}} + (1 - \tau_{\text{PK}}) \bar{S}_{\text{HA}}]_i}{\sum \Delta T_{\text{затр } i}} = a_{\eta} \bar{S}^*,$$

где

$$\bar{S}^* = \frac{\sum [\tau_{\text{PK}} \bar{S}_{\text{PK}} + (1 - \tau_{\text{PK}}) \bar{S}_{\text{HA}}]_i}{\sum \Delta T_{\text{затр } i}}.$$

Наличие радиального зазора в рабочем колесе одновременно с падением к. п. д. приводит к падению циркуляции вокруг профиля лопатки. Это аналогично явлению падения циркуляции по длине крыла конечного размаха и приводит к уменьшению работы, затрачиваемой на вращение лопаточного венца рабочего колеса, а также к уменьшению среднего угла отклонения потока в решетке или, что эквивалентно, к увеличению отставания потока в решетке рабочего колеса на среднем радиусе на величину  $\Delta\sigma_{\text{заз}}$ .

Из теоретического анализа явления падения циркуляции по крылу конечного размаха длиной  $2h$ , помещенного между двумя параллельными стенками и обтекаемого потоком при наличии малого зазора между торцом крыла и стенками, следует, что

$$\frac{C_{y \text{ заз}}}{C_{y, s=0}} = \frac{\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \alpha_{2 \text{ заз}}}{\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \alpha_{2, s=0}} \approx 1 - b_s \frac{\bar{S}}{h}.$$

Применительно к венцу рабочего колеса ступени осевого компрессора это выражение будет иметь вид

$$\frac{C_{y \text{ заз}}}{C_{y, s=0}} = \frac{H_{\text{заз}}}{H_{s=0}} = \frac{\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \alpha_{2 \text{ заз}}}{\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \alpha_{2, s=0}} = K_{\text{H заз}} \approx 1 - b_s \frac{\bar{S}}{h}.$$

Приняв  $\alpha_{2 \text{ заз}} = \alpha_{2, s=0} + \Delta\sigma_{\text{заз}}$ , получим после преобразований

$$\Delta\sigma_{\text{заз}} = \frac{100}{\pi} b_s (\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \alpha_2) \cos^2 \alpha_2 \frac{\bar{S}}{h}.$$

При консольном закреплении лопаток радиальные зазоры в направляющих аппаратах (см. поз. 1, рис. 1) также приводят к уменьшению циркуляции на втулочных сечениях лопаток направляющего аппарата, т. е. к такому же уменьшению циркуляции и во втулочных сечениях лопаток рабочего колеса, стоящего за направляющим аппаратом. Для двухопорной лопатки

направляющего аппарата (см. поз. 3, рис. 1), использованного в двигателе НК-12М, перетекания в радиальных зазорах приводят только к увеличению потерь в венце направляющего аппарата, но не влияют на величину циркуляции, а, следовательно, на величину затраченного напора следующего рабочего колеса. Тогда коэффициент уменьшения затраченного напора может быть представлен в зависимости от величины радиального зазора в следующем виде:

$$K_{H \text{ заз}} = \frac{H_{\text{затр. заз}}}{H_{\text{затр. s=0}}} = 1 - b_s \left( \frac{\bar{S}_{\text{РК}}}{\bar{h}_{\text{РК}}} + m \frac{\bar{S}_{\text{НА}}}{\bar{h}_{\text{НА}}} \right),$$

где  $m=1$  для поз. 1 рис. 1;  $m=0$  для поз. 3 рис. 1. Коэффициент  $b_s$  находится по экспериментальным данным. Относительные величины радиальных зазоров в рабочих колесах и направляющих аппаратах  $\bar{S}_{\text{РК}}$  и  $\bar{S}_{\text{НА}}$  — это величины зазоров в компрессоре в рабочем состоянии. Для оценки влияния радиальных зазоров на к. п. д. компрессора, а также для установления величины коэффициентов  $a_\eta$  и  $b_\eta$  были определены характеристики компрессора А (см. рис. 1 в работе [1]) с различной величиной радиальных зазоров в рабочих колесах, имеющих степень реакции  $\tau_{\text{РК}} \approx 1$  (изменение радиальных зазоров достигалось расточкой ротора по диаметру рабочих колес). Привлекались аналогичные данные по четырехступенчатому компрессору В с величиной  $\tau_{\text{РК}}=0,5$  и одноступенчатому компрессору с величиной  $\tau_{\text{РК}} \approx 1$ . Исследование влияния величины радиальных зазоров на характеристику компрессора проводилось также на компрессоре двигателя НК-12М. На рис. 2 приведена экспериментальная зависимость величины политропического к. п. д. компрессоров от величины приведенного радиального зазора. Из рис. 2 коэффициент  $a_\eta=3,2$  и, следовательно, для отдельной ступени

$$\Delta \eta_{\text{пол. заз}} = 3,2 [\tau_{\text{РК}} \bar{S}_{\text{РК}} + (1 - \tau_{\text{РК}}) \bar{S}_{\text{НА}}]. \quad (1)$$

Для определения коэффициента  $b_s$  на рис. 3 нанесены по имеющимся данным значения величины  $\Delta K_H \cdot \bar{h}_{\text{РК}}$  в зависимости от величины  $\bar{S}_{\text{РК}}$ . Из рис. 3 следует, что в первом приближении можно принять  $b_\eta = 7$  и тогда

$$\Delta \sigma_{\text{заз}} \approx 4 (\text{tg } \alpha_1 - \text{tg } \alpha_2) \cos^2 \alpha_2 \frac{\bar{S}}{\bar{h}} m. \quad (2)$$

Выражения (1) и (2) позволяют дать общую оценку влияния радиальных зазоров на к. п. д. и полезный напор ступени компрессора. Приняв  $\bar{S}_{\text{РК}} = \bar{S}_{\text{НА}}$  и  $\bar{h} \approx 2$ , получим, что увеличение радиальных зазоров на 1% приводит к примерному уменьшению к. п. д. ступени компрессора и затраченного им напора соответственно на 3 и 7%. Это показывает, что обеспечение работы компрессора с минимальными радиальными зазорами имеет большое практическое значение,

Явления, происходящие в радиальных зазорах лопаточных венцов, являются типично трехмерными и зависят не только от величины радиального зазора, но и от крутки пера лопаточного венца осевого компрессора. В процессе газодинамической доводки компрессора двигателя НК-12М было обнаружено еще одно трехмерное явление, связанное с круткой пера. Из ряда поверочных расчетов кинематики потока в проточной части компрессора двигателя НК-12М, проведенных по замеренным за

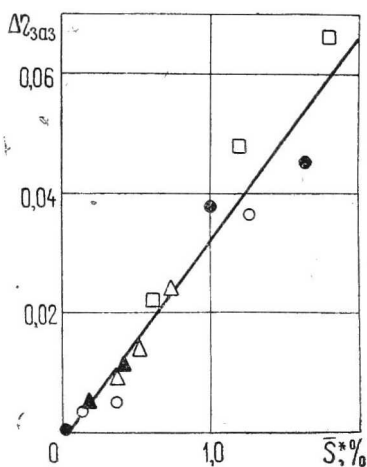


Рис. 2. Зависимость к. п. д. компрессора от величины приведенного зазора:

○ — А; ● — В; ▲, △ — НК-12М; □ — одноступенчатый компрессор

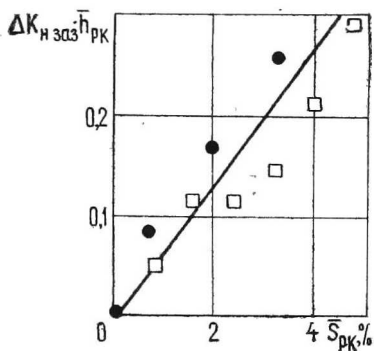


Рис. 3. Зависимость коэффициента затраченного напора от радиальных зазоров компрессора:

● — В; □ — одноступенчатый компрессор

рабочими колесами полями полных давлений потока, были обнаружены по сравнению с расчетом по данным продувок плоских решеток увеличенные значения отставания потока во втулочных сечениях ряда лопаточных венцов рабочих колес, которые практически не зависят от режима их работы, а проистекают из особенностей их геометрических характеристик. В указанных случаях венцы рабочих колес имели увеличенную крутку по углу выхода потока  $\alpha_2(\bar{r})$  по сравнению с обычно применяемой. Физические причины увеличения отставания в решетках втулочных сечений таких венцов по сравнению с отставанием в венцах и прямых решетках без крутки пера лопатки можно объяснить следующим образом. Рассмотрим плоское течение в прямой решетке с постоянным углом выхода потока  $\alpha_2$  из нее и с углом выхода, переменным по высоте лопатки вследствие изменения его угла установки в решетке. В этом случае в плоском сечении прямой решетки, удаленном от ее

краевых трактовых поверхностей, возможное воздействие потока с увеличенным углом выхода  $\alpha_2$ ; расположенного вблизи рассматриваемого сечения решетки, компенсируется противоположным по знаку воздействием потока с уменьшенным углом выхода  $\alpha_2$ , находящегося с другой стороны сечения решетки. В случае, если данное сечение является краевым сечением плоской решетки конечного удлинения  $\bar{h}$ , то воздействие потока с увеличенным углом выхода  $\alpha_2$  не компенсируется и отставание потока в краевом сечении будет дополнительно увеличено на величину  $\Delta\sigma_{кр}$ . Это и было замечено в двигателе НК-12М на основании проведенных поверочных расчетов. Однако величина  $\Delta\sigma_{кр}$  не превышала 2—3°, поэтому для количественной оценки были привлечены экспериментальные характеристики двухступенчатого вентилятора двигателя НК-8-2 [3] и его двух подпорных ступеней. В рабочих колесах этого вентилятора, несмотря на принятое на стадии проектирования значительное увеличение к втулке местного коэффициента напора  $\bar{H}$ , не удалось обеспечить ровные по высоте лопатки поля полных давлений. Эта неравномерность полного давления за вентилятором выравнивается в рабочих колесах двух его подпорных ступеней за счет увеличенных коэффициентов напора во втулочных сечениях по сравнению с периферийными сечениями. Из-за этого в лопаточных венцах рабочих колес вентилятора и его подпорных ступеней пришлось увеличить крутку пера лопаток в их втулочных сечениях. В результате во втулочных сечениях венцов величина  $\Delta\sigma_{кр}$  достигла 6—8°.

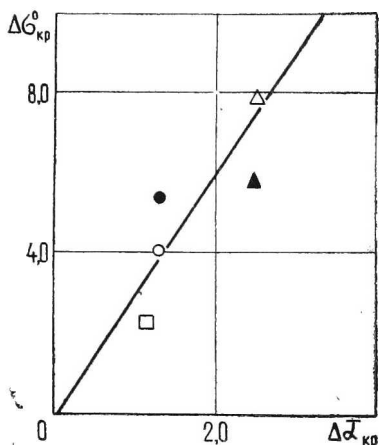
Интенсивность крутки пера лопатки по ее длине может быть выражена величиной  $d\alpha_2/d\bar{r}$  лопатки. В конкретных поверочных расчетах интенсивность крутки определяется через отношение конечных разностей величин  $\alpha_2$  и  $\bar{r}$  в расчетных сечениях по высоте лопатки. В данном случае применялась разбивка проходного сечения проточной части на шесть равноплощадных сечений, в результате чего определились величины конечных разностей в параметре  $\Delta\bar{\alpha}_{кр} = \Delta\alpha_{вт}/100 \Delta\bar{r}_{вт}$ , характеризующем интенсивность крутки пера лопатки в ее втулочном сечении.

Проведением дополнительных поверочных кинематических расчетов ступеней вентилятора и подпорных ступеней двигателя НК-8-2 было подтверждено несоответствие между действительной величиной угла выхода потока из рабочих колес и рассчитанной по данным продувок плоских решеток с учетом трехмерного эффекта в краевых сечениях [3] и влияния торможения осевой скорости потока [5]. На основании этих расчетов были установлены также величины  $\Delta\sigma_{кр}$  во втулочных сечениях лопаточных венцов указанных компрессоров. Из рис. 4 следует, что до накопления более обширных материалов можно принять:

$$\Delta\sigma_{кр} \approx 3\Delta\bar{\alpha}_{кр}.$$

Величина  $\Delta\sigma_{кр}$  по высоте лопатки уменьшается до нуля примерно на расстоянии 0,8—1 хорды лопатки от втулочного сечения. Увеличение отставания  $\Delta\sigma_{кр}$  приводит к тому, что повышение изгиба пера лопатки и уменьшение угла выхода потока в решетках профилей втулочных сечений лопаточных венцов не дают в полной мере ожидаемого увеличения подведенного к

Рис. 4. Зависимость величины  $\Delta\sigma_{кр}$  от параметра крутки лопатки  $\Delta\alpha_{кр}$  ( $\pi_{к\max} \eta_{\max}$ ):  
 ●, ○ — вентилятор НК-8-2;  
 ▲, △ — подпорные ступени НК-8-2; □ — компрессор НК-12М



воздуху напора в этих сечениях. Это явление ограничивает возможности выравнивания полей давления во втулочных сечениях осевых ступеней, что должно учитываться при профилировании и газодинамической доводке лопаточных венцов осевых компрессоров.

## Литература

1. *Елизаров А. И., Комаров А. П., Френк А. И.* Проектирование и газодинамическая доводка компрессора двигателя НК-12М.— В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей /КуАИ, 1982.
2. *Холщевников К. В.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970.
3. *Комаров А. П.* Исследование плоских компрессорных решеток.— В сб.: Лопаточные машины и струйные аппараты. М., 1967, вып. 2.
4. Развитие авиационной науки и техники в СССР: Ист.-техн. очерки. М.: Наука, 1980.
5. *Комаров А. П., Некрылов В. Ф.* Исследование компрессорных решеток на малых скоростях набегающего потока при различных отношениях площадей входа и выхода.— В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей /КуАИ, 1974, вып. 58.