

УДК 621.452.

Д.В. АРХИПОВ ¹, Р.З. ТУМАШЕВ ²¹ ФГУП «НПЦ газотурбостроения «Салют», Москва, Россия² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ПРИ ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Представлены некоторые результаты численного исследования входной неравномерности полей полного давления на эффективность и газодинамическую устойчивость трансзвуковой высоконапорной ступени. Уделено особое внимание средним и последним ступеням многоступенчатых осевых компрессоров, для которых характерно наличие утолщенных пристенных слоев. Расчетные исследования проводились с использованием методов вычислительной гидрогазодинамики в программном комплексе ANSYS CFX v12.1 с адаптацией (по моделям турбулентности) применительно к классу исследуемых осевых машин.

Ключевые слова: Высоконапорная ступень осевого компрессора, теоретическая работа, газодинамическая устойчивость, диффузорность, радиальная неравномерность параметров потока

Введение

В связи с тем, что тенденцией развития авиационного компрессоростроения в настоящее время, является повышение средней энергетической нагруженности ступеней при уменьшении их числа и повышении производительности компрессора [1,2], вопрос учета неравномерности полей давлений и температур необходимо рассматривать в рамках высоконагруженных трансзвуковых ступеней ($\overline{N_T} = 0,32...0,42$).

Однако уменьшение числа ступеней сопровождается необходимостью решения ряда задач, таких как распределение повышения давления рабочего тела между ступенями компрессора, рациональное изменение подводимой работы по высоте лопаток для получения оптимальных параметров на этапе проектирования ступеней, достижение заданного запаса газодинамической устойчивости. Проблема согласования работы ступеней становится все более острой по мере увеличения требуемой общей степени повыше-

ния давления в компрессоре. Для удовлетворительного согласования последующих ступеней компрессора нужно точно знать параметры потока на входе в каждую ступень, что в свою очередь предполагает возможность достаточно точного расчета характеристик предшествующих ступеней [3].

Трудности согласования ступеней связаны, главным образом, с развитием пристенного слоя на стенках кольцевого канала проточной части (рис.1-3). В первых ступенях многоступенчатого осевого компрессора пристенный слой на ограничивающих поверхностях занимает незначительную часть площади канала, однако, по мере продвижения по ступеням, возникает существенное искажение полей полного давления и скорости и уровень неравномерности входного поля полного давления может достигать более 12-17% по длине лопатки. Пристенный слой приводит к потерям у втулки и корпуса, но еще более серьезные последствия связаны с загромождением проточной части компрессора.

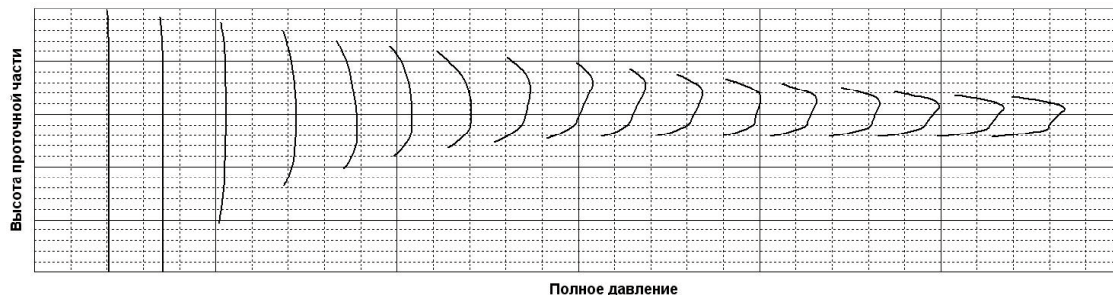


Рис. 1. Эпюры полного давления на входе в ступени многоступенчатого осевого компрессора ГТУ

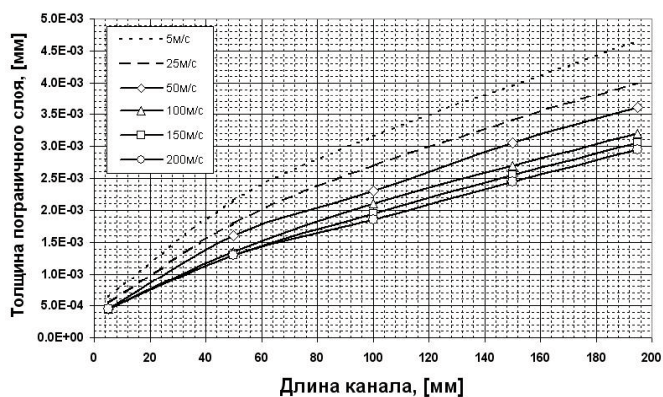


Рис. 2. Развитие толщины пограничного слоя по длине кольцевого канала

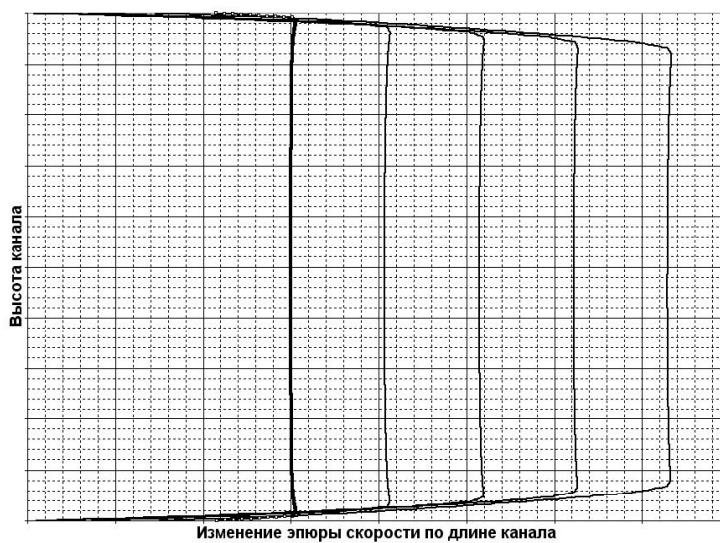


Рис. 3. Изменение эюры скорости по длине канала

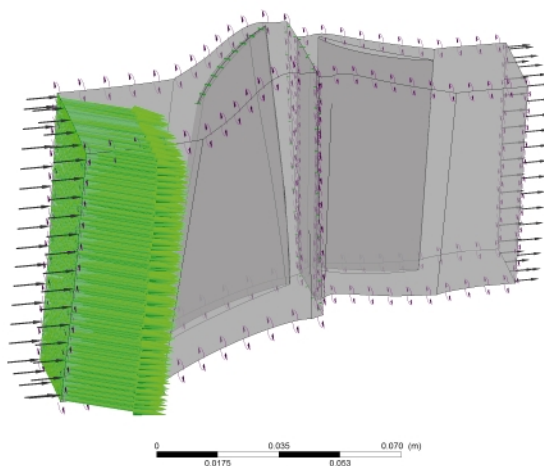


Рис. 4. Расчетная модель ступеней

Цель данной работы – разработка рекомендаций по профилированию концевых сечений для уменьшения влияния потерь, вызванных пристенным пограничным слоем на торцевых стенках.

Методика расчета

Для проведения численных расчетов используется программный комплекс ANSYS CFX 12.1, который позволяет эффективно проводить расчеты лопаточных машин в широком диапа-

зоне рабочих режимов и детально исследовать трехмерную картину течения в межлопаточных каналах.

Постановка задачи включает определение границ расчетной области, разбиение ее на ячейки, задание граничных условий, выбор моделей турбулентности и схем дискретизации уравнений программного комплекса. На рис. 4 представлена расчетная модель трансзвуковой ступени, состоящей из рабочего колеса и направляющего аппарата.

По результатам верификации ряда моделей турбулентности для решения поставленной задачи была выбрана модель турбулентности SST, показавшая приемлемое совпадение с экспериментальными данными ряда соразмер-

ных ступеней [4]. Расчетная модель состоит из 800 тыс. гексагональных ячеек с минимальным углом $>32^\circ$ при допустимых значениях удлинения ячеек. Критериями верификации были как значения массового расхода на режиме запитания и уровень КПД, так и граница устойчивости работы.

Исследуемая ступень (рис. 4.) спрофилирована по классическому закону постоянной циркуляции $C_U \cdot r^m = \text{const}$, где $m = 1$. Относительный диаметр втулки $\bar{d} = 0,7$; окружная скорость периферии рабочего колеса $U_K = 325$ [м/с], числа

$Re = (7 \div 9) \cdot 10^5$ и $M_{W1} = 0,81, 2$. Величина радиального зазора принята равной $Sr = 0,4$ мм.

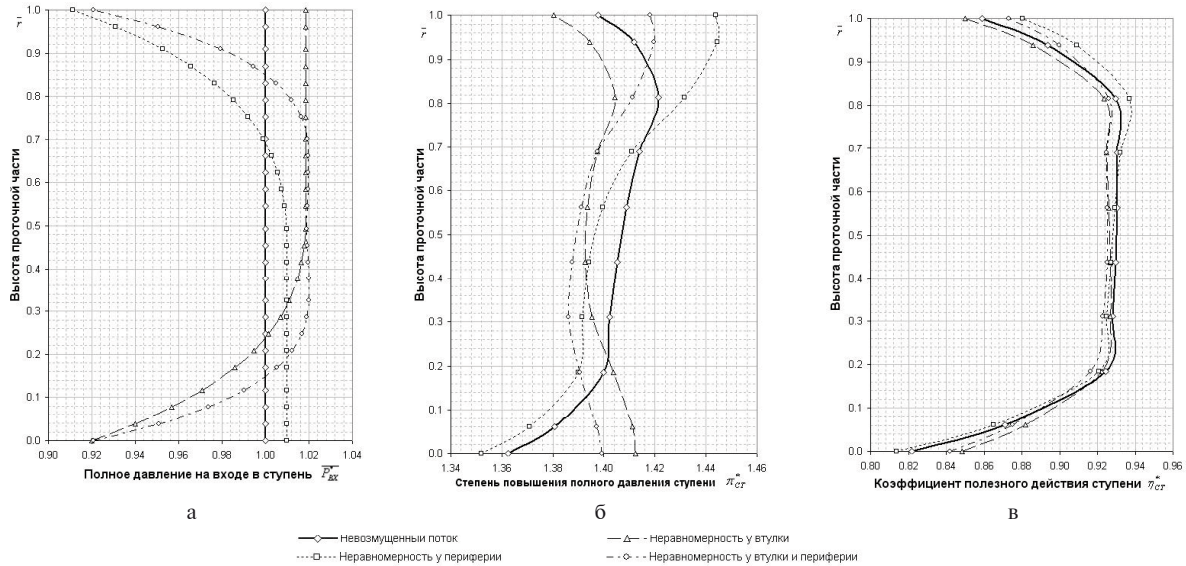


Рис. 5. Параметры ступени

а - распределение полного давления на входе в ступень; б - распределение степени повышения полного давления ступени в зависимости от входной эпюры полного давления; в - распределение коэффициента полезного действия ступени в зависимости от входной эпюры полного давления

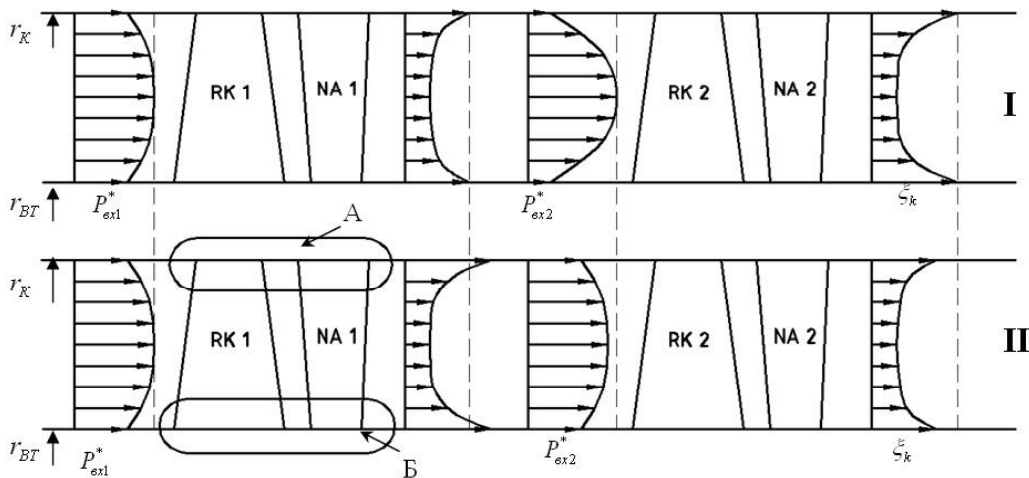


Рис. 6. Схема торцевых потерь ступени

На входе в расчетную модель задавались различные эпюры полного давления при постоянном направлении абсолютной скорости перед рабочим колесом при условии равенства расхода в расчетной точке (рис.5, а). Угол атаки на рабочее колесо менялся в зависимости от рассматриваемой эпюры полного давления. Граничные условия на выходе из ступени задавались с фиксацией осредненного по выходной площади статического давления. Верхняя граница осредненного статического давления на выходе определялась исходя из напорной характеристики компрессора и устойчивости численного расчета.

По результатам численных исследований определялись параметры ступени. Так, распределение степени повышения полного давления по длине лопатки (рис.5, б) определялось из соотношения на i -м сечении:

$$\pi_i^* = \frac{P_{\text{ВыХ}i}^*}{P_{\text{ВХ}i}^*}, \quad (1)$$

где $P_{\text{ВыХ}}^*$ – полное давление на выходе из ступени, $P_{\text{ВХ}}^*$ – полное давление на входе в ступень.

Распределение по высоте проточной части изоэнтропического КПД по параметрам торможения (рис.5, в) определялось по формуле:

$$\eta_{\text{Ст}i}^* = \frac{\pi_i^{*k} - 1}{\left(\frac{T_{\text{ВыХ}}^*}{T_{\text{ВХ}}^*}\right)_i - 1}, \quad (2)$$

где $T_{\text{ВыХ}}^*$ – полная температура на выходе из ступени, $T_{\text{ВХ}}^*$ – полная температура на входе в ступень.

В периферийных сечениях небольшое увеличение степени повышения полного давления (рис.5, б) и коэффициента полезного действия (рис.5, в) обусловлено увеличением ΔC_U на 8,5%, что привело к росту коэффициента теоретической работы и $\pi_{\text{Ст}}^*$. При этом интегральные параметры ступени практически не изменились. Расчетная граница срыва сместилась в сторону меньших расходов на 1,7%. Однако данные результаты противоречат некоторым работам по исследованию влияния искажения поля скоростей перед ступенью на ее эффективность, например работа [5]. Это может быть связано с различными уровнями кинематической нагрузки двух ступеней.

Неравномерность только по втулке и одновременно по втулке и периферии привела к уменьшению запасов устойчивости ступени на 5,4% и 2,9% соответственно.

Выравнивание полей входных параметров улучшает работу ступени вследствие достижения оптимального, с точки зрения потерь (рис. б), обтекания лопаток рабочего колеса и на-

правляющего аппарата и повышения запасов газодинамической устойчивости. Это может быть достигнуто с помощью локального увеличения коэффициента теоретического напора в периферийных и/или втулочных сечениях предыдущей ступени. Реализация данного мероприятия возможна с помощью увеличения плотности, что при сохранении угла поворота потока позволит сохранить диффузорность канала (рис.7).

Учет концевых явлений при профилировании ступени

Суммарные потери полного давления в лопаточных венцах осевых компрессоров складываются из профильных потерь, обусловленных поверхностным трением и толщиной задней кромки; потерь в скачках уплотнений; вторичных потерь и потерь в зазорах и пограничных слоях на торцевых стенках [6]:

$$\zeta = \zeta_{\text{трение}} + \zeta_{\text{волновые}} + \zeta_{\text{вторичные}} + \zeta_{\text{концевые}} + \zeta_{\text{р.зазор}}$$

При введении фактора диффузорности в уравнение Эйлера, получим:

$$H_T = 2 \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_R \cdot U \cdot w_1 \cdot \left(D_{LR} - 1 + \frac{w_2}{w_1}\right) \quad (3)$$

Из выражения (3) следует, что работа определяется значениями следующих факто-

ров: $H_T = f(U, w_1, \left(\frac{b}{t}\right))$. Т.е. зависит от окружной скорости, относительной скорости при входе и плотности решетки (b/t). Однако существует ряд практических ограничений, определяемых ростом профильных и концевых потерь при увеличении площади обтекаемых поверхностей и снижении максимального расхода воздуха из-за загромождения потока лопатками, а также в результате увеличения массы венца по прочности.

Из графика рис.7 видно, что при росте угла поворота потока и увеличении плотности решетки лопаточного венца возможно сохранение уровня диффузорности на докритическом режиме [7].

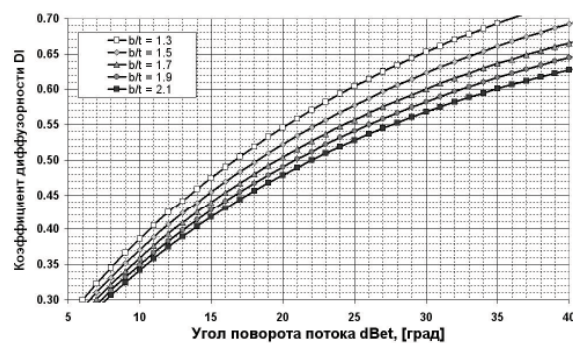


Рис.7. Зависимость фактора диффузорности D_{LR} от плотности (b/t) и угла поворота потока $d\beta$

$$D_{LR} = 1 - \frac{C_{2a}}{C_{1a}} \cdot \frac{\sin(\beta_1)}{\sin(\beta_2)} + \frac{\sin(\beta_1)}{2 \cdot \left(\frac{b}{t}\right)_R} \times$$

$$\times \left(\operatorname{ctg}(\beta_1) - \frac{C_{2a}}{C_{1a}} \cdot \operatorname{ctg}(\beta_2) \right)$$

Изменение формы выходной эпюры полного давления за предыдущей ступенью для улучшения условий натекания потока на последующую ступень уменьшает суммарные потери полного давления, позволяя повысить КПД группы ступеней и устойчивость работы.

Увеличение работы во втулочных и периферийных сечениях рабочего колеса достигается увеличением густоты решетки в заданных сечениях с учетом прочностных ограничений. Увеличение густоты во втулочных и периферийных сечениях на 15% приводит к росту запасов устойчивости ступени до 4,5%. В этом случае последующая ступень имеет на входе более равномерную эпюру полного давления в результате более благоприятного обтекания решеток в концевых сечениях.

Для снижения профильных потерь в решетках, целесообразно проектировать их на режи-

ме максимального качества $k = \frac{C_y}{C_x}$ [8]. При этом угол атаки соответствует максимальному отношению коэффициента подъемной силы профиля в решетке к коэффициенту сопротивления.

Выводы

Профилирование концевых сечений лопаток с учетом пограничного слоя, образующегося на втулке и периферии, может дать улучшение взаимной работы ступеней, повысить их эффективность и увеличить запасы газодинамической устойчивости. Однако необходимо дальнейшее исследование эффектов влияния

Входная неравномерность по втулке, а также неравномерность по втулке и периферии приводит к значительному уменьшению запасов устойчивости ступени, в то время как десятипроцентная неравномерность $P_{вх}^*$ по периферии

может увеличить ΔK_u . В исследуемой ступени прибавка запаса ГДУ составила 1,7%.

Благодаря уменьшению густоты в средних сечениях на рабочих и направляющих венцах, возникает возможность уменьшить массу ступени и компрессора

Литература

1. Научный вклад в создание авиационных двигателей. В двух книгах. Книга 2 НЗ4 // Колл. авторов; Под общей редакцией В.А.Скибина и В.И.Солоница. – М.: Машиностроение, 2000. – 616 с.
2. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер.с англ./ Н.Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
3. Иванов Е.С. Обобщенные зависимости для некоторых газодинамических параметров осевых многоступенчатых компрессоров / Е.С.Иванов, С.И.Панкова, В.П.Прахов // Труды ЦИАМ им.Баранова. – №576. – 1973. – С.1-11.
4. Архипов Д.В. Особенности аэродинамического проектирования высоконапорных ступеней многоступенчатых осевых компрессоров / Д.В.Архипов, Р.З.Тумашев // Вестн. Московского гос. техн. ун-та. Сер. Машиностроение – 2010. – №3 (80). – С.77-80.
5. Жохов В.Л. Влияние искажения поля скоростей перед ступенью осевого компрессора на ее работу./ В.Л.Жохов // Энергомашиностроение. – 1985. – №4. – С.10-11, 26.
6. Кох С.С. Источники и величины потерь в осевых компрессорах / С.С.Кох, Л.Х.Смит // Энергетические машины и установки. – 1976. – №3. – С.128-145.
7. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин./ Я.А.Сироткин. – М.: Машиностроение, 1972. – 448 с.
8. Бекнев В.С. Концевые явления при проектировании осевого компрессора / В.С.Бекнев, Р.З.Тумашев // Вестн.Московского гос.техн.ун-та.Сер.Машиностроение – 1999. – №3. – С.50-57.

Поступила в редакцию 30.05.2013

Д.В. Архіпов, Р.З. Тумашев. Вплив радіальної нерівномірності параметрів потоку при вході в робоче колесо на газодинамічні характеристики ступеня осевого компресора

Представлено деякі результати чисельного дослідження входної нерівномірності полів повного тиску на ефективність і газодинамічну стійкість трансзвукового високонапірного ступеня. Прیدілено особливу увагу середнім і останнім ступеням багатоступінчастих осевих компресорів, для яких характерна наявність стовщених пристінних шарів. Розрахункові дослідження проводились із використанням методів обчислювальної гідрогазодинаміки в програмному комплексі ANSYS CFX v12.1 з адаптацією (за моделями турбулентності) стосовно до класу осевих машин, що досліджено.

Ключові слова: високонапірний ступінь осевого компресора, теоретична робота, газодинамічна стійкість, дифузорність, радіальна нерівномірність параметрів потоку.

D.V. Arkhipov, R.Z. Tumashev. Effect of radial flow irregularity parameters at the rotor entry on gas-dynamic properties of axial compressor stage

Numerical investigation results of influence radial irregularity of total pressure on parameters and stability work of transonic high loaded axial compressor stage is presented. Problems of calculation assignment of work by radius and effect of inlet wall boundary layer on stage efficiency for receipt the maximum coefficient of group of stages efficiency on wide spectrum of operating modes was briefly reviewed. To attend of medium and last axial compressor stages where the radial irregularity is most pronounced and condition on frame wall boundary layers. Numerical simulations carried out on the basis of computation fluid dynamics on ANSYS CFX v.12.1 in conjunction the turbulent models.

Key words: *high loaded axial compressor stage, theoretical work, gas dynamic stability, diffusion cell, radial flow irregularity.*