Наука и Образование
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Сетевое научное издание
ISSN 1994-0408

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана.
Электрон. журн. 2015. № 11. С. 178–192.

DOI: **10.7463/1115.0825832**

Представлена в редакцию: 16.10.2015
Исправлена: 30.10.2015

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 621.515

Расчетное исследование влияния тангенциального наклона и косого обтекания лопаток направляющего аппарата на работу ступени осевого компрессора

Архипов Д. В.[1,*], **Тумашев Р. З.**[1]

[*] d.v.arkhipov@mail.ru

[1] МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Представлены результаты исследования влияния изгиба по дуге окружности оси лопаток направляющего аппарата ступени в окружном (тангенциальный наклон) и осевом (косое обтекание) направлениях на КПД и запасы газодинамической устойчивости ступени осевого компрессора. В качестве объекта исследования рассмотрена ступень осевого компрессора, спрофилированная по закону постоянной циркуляции скорости вдоль радиуса. Газодинамические исследования проводились с использованием программного комплекса ANSYS CFX, верифицированного по результатам экспериментальных исследований подобной ступени. Получено качественное совпадение результатов теоретического и численного исследования осевых ступеней в широком диапазоне изменения изгиба оси лопаток направляющего аппарата.

Ключевые слова: осевой компрессор, ступень, направляющий аппарат, численное моделирование, запасы газодинамической устойчивости, КПД, ось лопатки, тангенциальный наклон, косое обтекание

Введение

Уменьшение числа ступеней осевых компрессоров газотурбинных двигателей повышением их энергетической нагруженности, а также улучшение согласования их совместной работы путем воздействия на течение рабочего тела являются актуальными задачами при проектировании осевых компрессоров. Способов управления структурой потока немного и связанно это, в первую очередь, со сложностью пространственного течения [1,2] в ступени, возможностью появления отрыва потока, а также с изменением прочностных и акустических характеристик лопаточных венцов [1,3].

Одним из способов воздействия на структуру потока в ступени осевого компрессора является наклон лопаток направляющего аппарата в окружном направлении [4,5].

В работах [6,7] указывается, что изгиб лопаток дозвуковых ступеней с образованием вогнутой поверхности со стороны спинки приводит к снижению вторичных потерь, а при выпуклой спинке лопаток – к снижению радиальной неравномерности потока. Изгиб приводит к появлению радиальной составляющей поверхностных сил, действующих со стороны лопаток на поток [8], и изменению углов поворота потока [9]. Пространственное профилирование направляющих аппаратов ступеней компрессора с переменным напором по высоте (для уменьшения потерь в концевых сечениях) приводит к росту КПД ступени в широком диапазоне окружных скоростей, однако запасы газодинамической устойчивости ступени при окружном изгибе оси лопатки направляющего аппарата практически не меняется [6].

Профилирование направляющего аппарата (НА) с одновременным наклоном оси лопаток в окружном и осевом направлении может оказывать существенное влияние на аэродинамические характеристики ступени в рабочей точке, а также на положение границы устойчивой работы. Наклон или локальный изгиб оси лопатки НА можно использовать в качестве одного из способов управления структурой потока в ступени осевого компрессора [10]. В настоящее время влияние формы оси лопаток НА на структуру потока и связанные с ней гидравлические потери и изменение запаса газодинамической устойчивости (ГДУ) изучены недостаточно [4,5]. Что касается рабочих колес (РК), то ограничением применения искривленной формы оси лопаток является значение окружной скорости на периферии [11,12]. Например, для снижения уровня шума в промышленных вентиляторах при окружных скоростях в несколько десятков метров еще возможно применение серповидных лопаток, несмотря на их большую окружную протяженность [8].

Перераспределение потока на выходе из предыдущей ступени путем изменения формы оси лопаток НА может благоприятно сказаться на согласовании работы ступеней и увеличении запасов газодинамической устойчивости (ГДУ) многоступенчатого осевого компрессора [13,14].

В данной работе представлен анализ влияния тангенциального наклона и косого обтекания лопаток направляющего аппарата компрессора на КПД и запасы ГДУ изолированной ступени, который положен в основу дальнейшего исследования влияния изгиба средней линии лопаток НА на эффективность сектора ступеней и многоступенчатого компрессора в целом.

Работа выполнена с применением методов вычислительной гидрогазодинамики (CFD), являющихся одним из основных инструментов газодинамического проектирования газотурбинных двигателей и их элементов [15,16]. Однако широкое применение методов CFD расчета в практике проектирования и большое число работ, посвященных верификации, не исключают необходимости проведения натурных экспериментальных исследований, так как CFD методы достаточно точно позволяют определить лишь качественное изменение параметров потока лопаточной машины в зависимости от изменения геометрических параметров венцов.

1. Объект исследования

Для определения влияния формы лопаток направляющего аппарата на параметры ступени, а также выработки рекомендаций по оптимальному профилированию НА и изменению характера течения была спрофилирована ступень осевого компрессора со следующими расчетными параметрами:

Таблица 1. Расчетные параметры ступени.

Параметр	Значение
Окружная скорость Uk, [м/с]	345
Относительный диаметр втулки, $\bar{d}$	0,7
Коэффициент расхода, $\overline{C_a}$	0,5
Коэффициент теоретического напора, $\overline{H_t}$	0,35
Степень повышения полного давления π*ст	1,45
Коэффициент полезного действия, η*ст, %	91,5
Расход воздуха, [кг/с]	16,5
Число Маха в относительном движении на периферии рабочего колеса	0,92
Давление на входе в ступень Pa, [Па]	101325
Температура на входе в ступень Ta, [K]	288

Расчетная модель состоит из рабочего колеса и направляющего аппарата (рис. 1). Ступень спрофилирована по классическому закону постоянной циркуляции скорости (Cu*r=const) с постоянным значением коэффициента теоретической работы по высоте лопаток ($\overline{H_t} = \frac{H_t}{U_k^2} = \text{const}$), без учета кривизны линий тока. Профилирование выполнено с контролем входной диффузорности межлопаточных каналов по параметру Аг/А1, представляющему отношение ширины узкого сечения канала (Аг) к расстоянию между линиями тока перед решеткой (А1) [17].

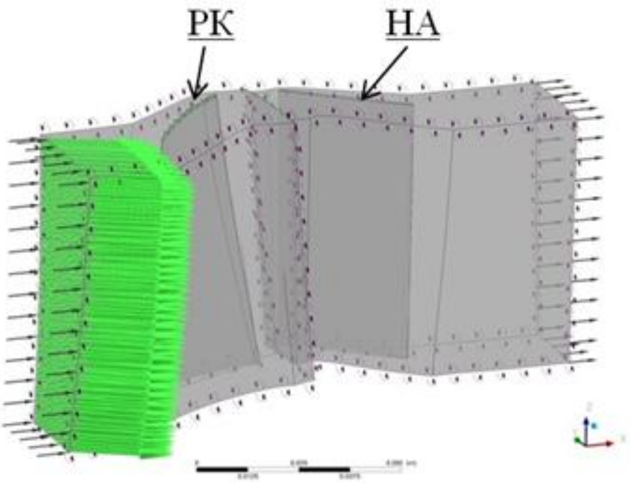


Рис. 1. Расчетная сеточная модель ступени

Ступень исследовалась с неизменным рабочим колесом и различными вариантами лопаток направляющего аппарата, имеющими обычную радиальную форму, а также симметричный изгиб линии центров тяжести профилей (оси лопаток) по дуге окружности в окружном (dy) и осевом (dx) направлениях (рис. 2). Для всех исследованных вариантов НА профили и решетки рабочего колеса и направляющего аппарата оставались неизменными на одних и тех же цилиндрических поверхностях.

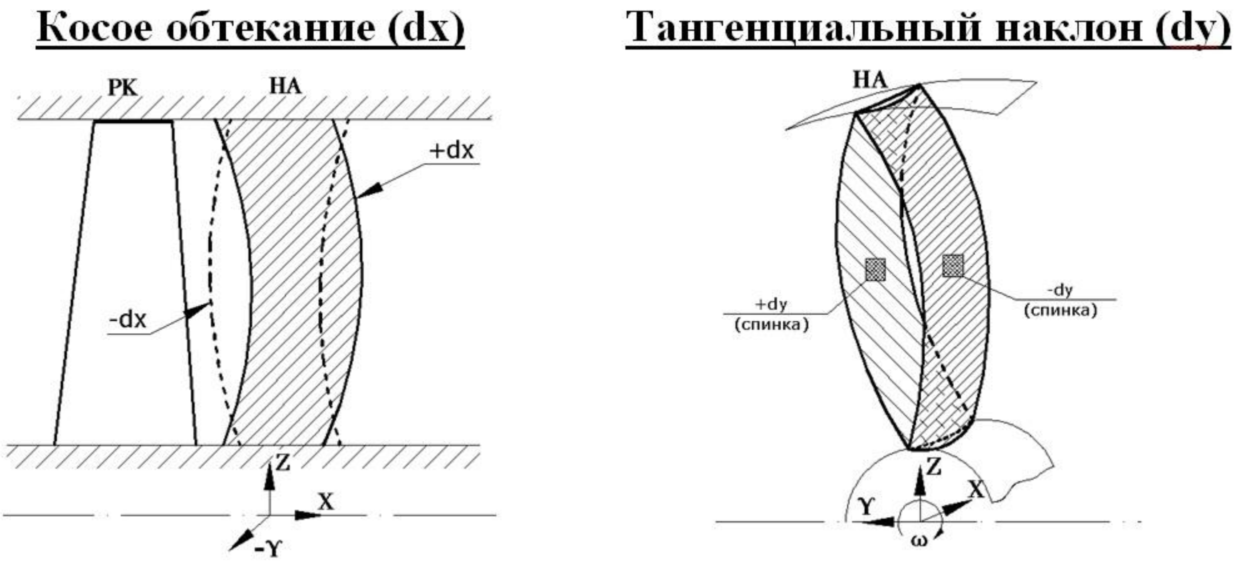


Рис. 2. Схема лопаток НА с изгибом линии центров тяжести профиля (оси лопатки) в осевом (косое обтекание) и окружном (тангенциальный наклон) направлениях

Исследование изогнутости оси лопаток направляющего аппарата на характеристики ступени проводились в широком диапазоне изменения максимального прогиба оси лопаток, находящегося по середине длины лопатки. Максимальное значение тангенциального прогиба составляло ±2.5%, ±5%, ±7.5%, ±10%, ±15% от высоты лопатки, где «+» означает лопатки с вогнутой поверхностью спинки, а «-» - лопатки с вогнутой поверхностью корыта. Максимальное значение изгибов лопаток в осевом направлении равнялось ±2.5%, ±5%, ±7.5%, ±10% от высоты лопатки, где «+» - изгиб по направлению движения воздуха и «-» - изгиб в противоположенную сторону (рис.2). Исследования проводились при расчетном значении окружной скорости.

Основными анализируемыми параметрами при проведении исследований ступеней с различной формой оси лопаток НА, являлись значения максимального КПД, а также располагаемых запасов газодинамической устойчивости расчетной модели ступени.

Расчет параметров трехмерного потока в осевой ступени проводился с использованием коммерческого комплекса программ вычислительной гидро-газодинамики ANSYS CFX в Научно-Вычислительном центре факультета Энергомашиностроение МГТУ им. Н.Э. Баумана. Комплекс основан на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса и позволяет проводить численные исследования лопаточных машин в широком диапазоне рабочих режимов [18].

Верификация программного комплекса осуществлялась по результатам экспериментальных исследований ступени, представленных в работе [6]. В результате анализа полученных расчетных данных и сравнения их с экспериментальными было установлено их хорошее соответствие. Минимальное расхождение с экспериментальными данными получено при использовании модели турбулентности k-ω на расчетной сетке в ~350 000 ячеек на каждый венец и наличии радиального зазора над рабочим колесом Δрк = 0,1 мм (что составляет 0,3% от высоты лопатки). Отклонения от экспериментальных данных вдоль характеристик $\Delta\eta_{ад} = f(\overline{C_a})$ и $\Delta\overline{H_t} = f(\overline{C_a})$ представлены в таблице 2.

Таблица 2. Расхождение расчетных и экспериментальных данных ступени

Коэффициент расхода $\overline{C_a}$	**Отклонение по КПД $\Delta\eta_{ад}$, %**	**Отклонение по коэффициенту теоретической работы $\Delta\overline{H_t}$, %**
0,42	2,05	2,8
0,48	1,1	3,5
0,54	0,4	1,3

При проведении численного анализа исследуемой ступени, расчетная модель разбивалась на два домена, рабочее колесо (РК) и направляющий аппарат (НА). Передача данных между венцами проходила с осреднением параметров в окружном направлении. Радиальный зазор над лопаткой рабочего колеса был принят равным 1% от длины лопатки. Расчетная сетка состояла из гексоэдральных ячеек с минимальным углом раскрытия 45,4 градусов и максимальным отношением сторон 89,2. Суммарное число элементов расчетной сетки – более 700 000. Параметры рабочего тела на входе в домен рабочего колеса задавались с постоянными значениями полного давления и температуры в радиальном и окружном направлении.

2. Теоретическое обоснование

Эффект стреловидности хорошо изучен в классической теории крыла. Применительно к решеткам лопаточных машин, схема обтекания профиля выглядит следующим образом (рис.3.).

Линии тока ОА проходят по нормали к средней линии лопатки СС. Поворот потока происходит в перпендикулярной к оси лопатки плоскости, в которой поток можно полагать плоским и двумерным и, следовательно, применять гипотезу плоских сечений для расчета обтекания соответствующих сечений в этой плоскости [9]. Для получения угла поворота потока в сечении ОА, при пренебрежении вторичными течениями, необходимо проецировать результаты расчета плоского обтекания в сечении OZ, на проходящее через ОА сечение. В [9] приведены результаты исследования косого обтекания и обтекания тангенциально наклоненных лопаток идеальной несжимаемой жидкостью решетки пластин бесконечного размаха. Получено, что косое обтекание уменьшает угол поворота потока в решетках, а тангенциальный наклон увеличивает его. Тангенциальный наклон и стреловидность лопаток приводят к появлению радиальных составляющих сил, действующих на поток в межлопаточных каналах. Для этого идеализированного случая поправки к углу поворота потока можно определить по формулам (1) и (2).

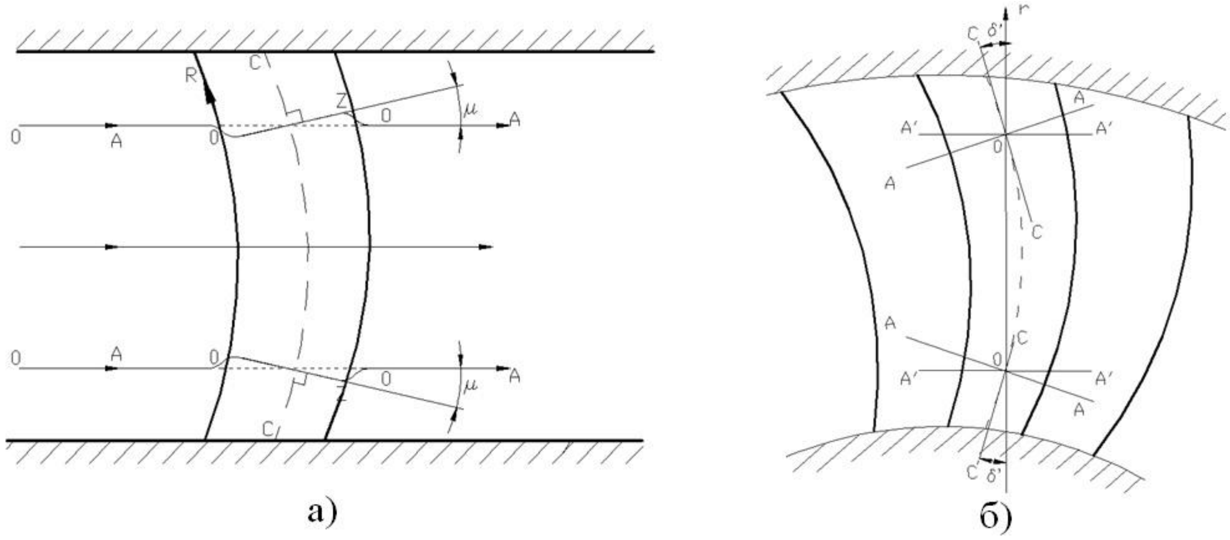


Рис. 3. Схема а) косого и б) тангенциального обтекания лопаток осевой ступени

Зависимость между углами выхода потока из НА и относительными шагами при стреловидном (косом) обтекании лопатки [9] имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} ctg\alpha = ctg\alpha' \cdot cos\gamma;\ \bar{t}_p = \bar{t}'_p / \sqrt{1 + tg^2\gamma \cdot sin^2\alpha'_b}\,, \\ b = b' \cdot \sqrt{1 + tg^2\gamma \cdot sin^2\alpha'_b};\ t_p = t'_p\,. \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

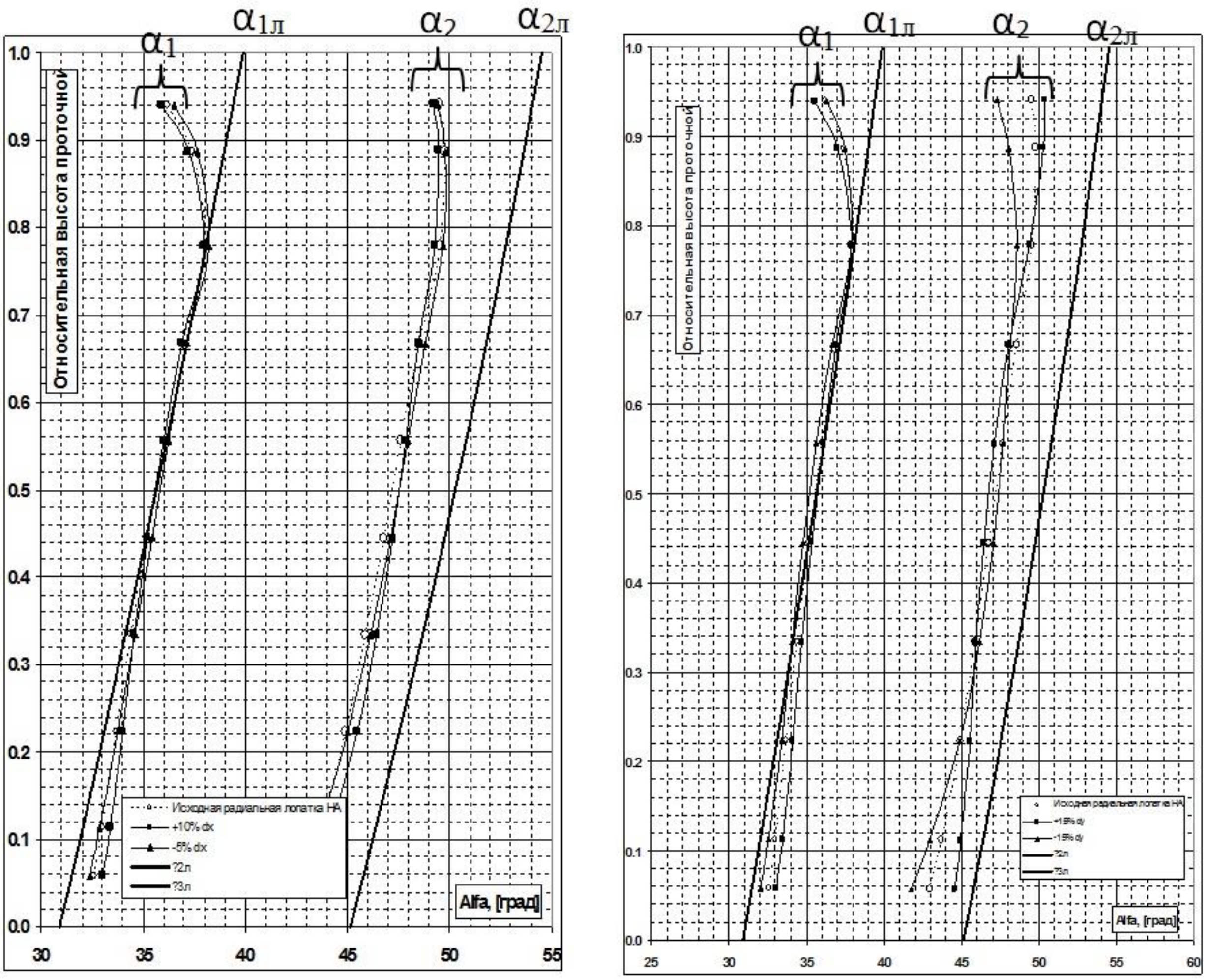
Косое обтекание уменьшает угол поворота потока в решетках (табл.1).

Для тангенциального наклона имеем аналогично:

$$\left.\begin{aligned} ctg\tilde{\alpha} = ctg\alpha' \cdot cos\delta';\ \tilde{\bar{t}}_p = \bar{t}' / \sqrt{1 + tg^2\delta' \cdot sin\alpha'_b}\,, \\ b = b' \cdot cos\delta' \cdot \sqrt{1 + tg^2\delta' \cdot sin^2\alpha'_b};\ \tilde{t}_p = t'_p \cdot cos\delta'\,. \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

Результаты численных исследований модельной ступени представлены на рис. 4. В данном случае, в отличие от исследований обтекания решетки бесконечно длинных пластин идеальной жидкостью, учтена веерность венца, из-за которой при косом обтекании увеличивается диффузорность течения, вязкость рабочего тела, неравномерность полного давления вдоль радиуса при входе в направляющий аппарат, вторичные течения.

Тангенциальный наклон лопаток в направлении вращения (+dy) с образованием тупого угла между спинкой лопатки и ограничивающими поверхностями увеличивает угол поворота потока в решетке и уменьшает угол отставания. На рис. 4 представлено сравнение входных и выходных углов потока с соответствующими лопаточными углами направляющего аппарата по высоте проточной части. Рассмотрены лопатки с наибольшими значениями прогиба в осевом и окружном направлении.



$\alpha_{1л}$ – лопаточный угол на входе;

$\alpha_{2л}$ – лопаточный угол на выходе;

α_1 – гидравлический угол на входе;

α_2 – гидравлический угол на входе;

O – исходная лопатка НА с радиальной осью;

■ – лопатка НА с косым обтеканием +10%; ■ – лопатка НА с тангенсальным наклоном +15%;

▲ – лопатка НА с косым обтеканием -5%. ▲ – лопатка НА с тангенсальным наклоном -15%.

а) Гидравлические и геометрические углы НА с косым обтеканием лопаток

б) Гидравлические и геометрические углы НА с тангенциальным наклоном лопаток

Рис. 4. Углы выхода потока из направляющего аппарата ступени

Действие поверхностных сил на элементарный объем dV в межлопаточном канале НА можно выразить через условные массовые силы F и градиент давления в потоке, деленный на плотность [19]. Силы, действующие на элементарный объем dV, можно разделить на силы, пропорциональные производным от давления по координатам, и поверхностные силы от лопаток, нормальные к средним линиям тока:

$$
\left.\begin{aligned}
\frac{dw_r}{dt} - \frac{w_u^2}{r} - = F_r - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial r},\\
\frac{dw_u}{dt} + \frac{w_r w_u}{r} = F_u,\\
\frac{dw_z}{dt} = F_z - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}.
\end{aligned}\right\} \tag{3}
$$

Таким образом, изменение структуры течения в межлопаточном канале направляющего аппарата при различных изгибах средней линии лопаток определяется различным воздействием поверхностных сил на поток.

3. Результаты численного исследования

Исследовано влияние изгиба средней линии лопатки НА на течение в решетке в диапазоне от -15 до +15% хорды профиля в окружном направлении с шагом 2,5% и от -5 до +10% в осевом направлении с шагом 2,5%. В таблицах 2 и 3 представлены результаты расчета течения в исходной и модернизированных решетках профилей лопаток НА.

Таблица 3. Результаты расчетов ступеней с лопатками НА, изогнутыми в осевом направлении.

dx, %	Угол отставания	$\sigma_{НА}$	π*ст	η*ст	ΔΔKy, %
10	2,87	0,9867	1,4580	0,9157	3,24
5	2,99	0,9871	1,4585	0,9166	0,85
2.5	3,00	0,9871	1,4583	0,9165	0,58
0	**2,97**	**0,9869**	**1,4577**	**0,9157**	**0,00**
-2.5	2,91	0,9867	1,4566	0,9145	-1,13
-5	2,82	0,9863	1,4548	0,9119	-2,15

где $\sigma_{НА}$ – потери полного давления в направляющем аппарате;
π*ст – степень повышения полного давления;
η*ст – коэффициент полезного действия;
ΔΔKy – изменение запасов газодинамической устойчивости;

Таблица 4. Результаты расчетов ступеней с лопатками НА, изогнутыми в окружном направлении.

dy, %	Угол отставания	$\sigma_{НА}$	π*ст	η*ст	ΔΔKy, %
15	2,81	0,9869	1,4578	0,9161	1,19
10	2,82	0,9870	1,4575	0,9160	0,65
5	2,87	0,9869	1,4574	0,9159	0,36
2.5	2,91	0,9869	1,4574	0,9157	0,13
0	**2,97**	**0,9869**	**1,4577**	**0,9157**	**0,00**
-2.5	3,03	0,9869	1,4580	0,9156	-0,21
-5	3,10	0,9868	1,4582	0,9154	0,00
-10	3,30	0,9867	1,4594	0,9151	2,21
-15	3,55	0,9865	1,4609	0,9144	3,52

Относительно исходной лопатки НА с радиальной осью потери полного давления направляющего аппарата существенно уменьшаются по всей высоте проточной части в случае изгиба оси лопатки в осевом направлении по движению потока. Изгиб оси в окружном направлении против вращения приводит к уменьшению потерь полного давления в области втулки и периферии, а в ядре потока остается неизменным.

Влияние изгиба оси лопаток НА в окружном и осевом направлениях на коэффициент полезного действия в рабочей точке и на границе устойчивой работы ступени представлены на рис. 5.

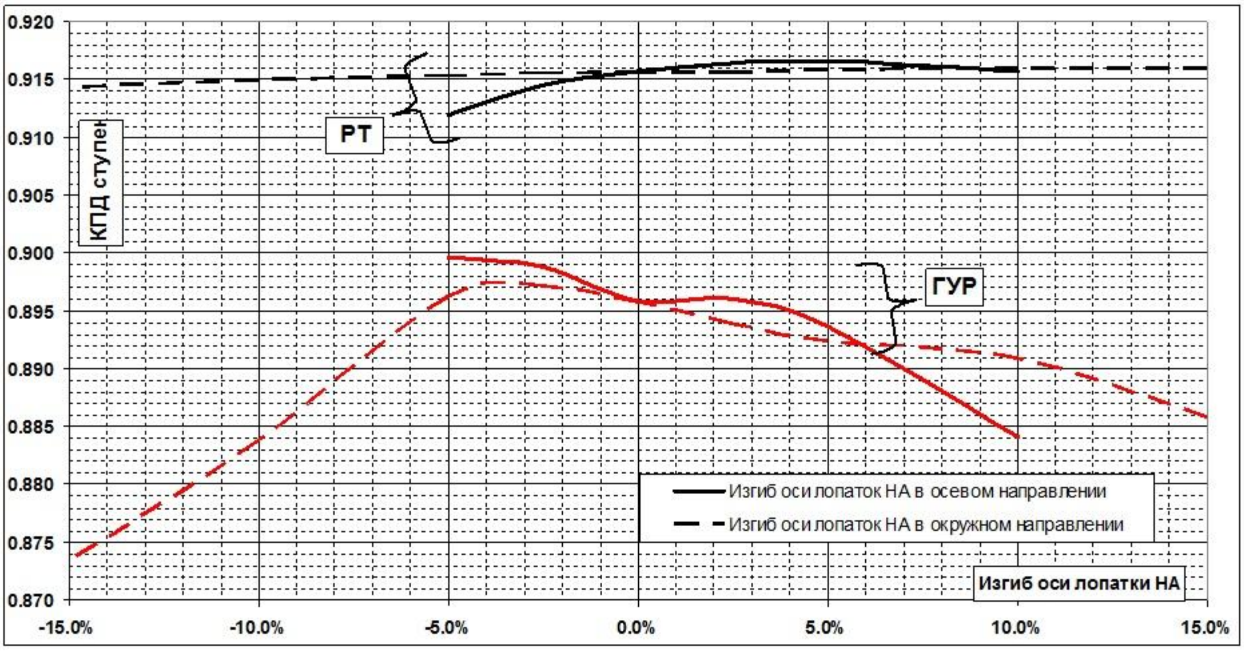


Рис. 5. Влияние изгиба оси лопаток НА в осевом и окружном направлениях на КПД ступени в области рабочей точки (РТ) и границы устойчивой работы (ГУР).

Высокий уровень КПД ступени в рабочей точке практически не меняется в диапазоне -2…10% изгиба лопатки НА в осевом направлении (косое обтекание). Наблюдается незначительное снижение КПД ступени в диапазоне от -5 до -2%. Изгиб в окружном направлении (тангенциальный наклон) во всем рассматриваемом диапазоне практически не влияет на КПД ступени. Максимальное значение КПД на границе устойчивой работы наблюдается в диапазоне изгиба оси лопаток от -4 до -2% в окружном и от -5 до -3% изгиба в осевом направлениях. Дальнейшее изменение оси лопатки приводит к падению КПД. Численное исследование показало незначительное влияние изгиба оси лопаток НА в осевом и окружном направлениях на КПД ступени в расчетной точке и на границе срыва. Происходит перестроение потока на выходе из межлопаточного канала в межвенцовый зазор, где отсутствует радиальная составляющая действия лопаток на поток.

Надежная работа многоступенчатого компрессора, как многорежимного узла газотурбинного двигателя, обеспечивается оптимальным согласованием ступеней. В связи с этим, исследование влияния изгиба оси направляющего аппарата на запасы газодинамической устойчивости целесообразно рассматривать не на изолированную ступень, а на сектор двух-трех ступеней и в дальнейшем – на весь многоступенчатый компрессор.

Изменения запасов газодинамической устойчивости (ΔКу) сектора ступеней (РК1-НА1-РК2-НА2) при различных вариантах изгиба оси лопатки направляющего аппарата первой ступени (НА1) представлены на рис. 6.

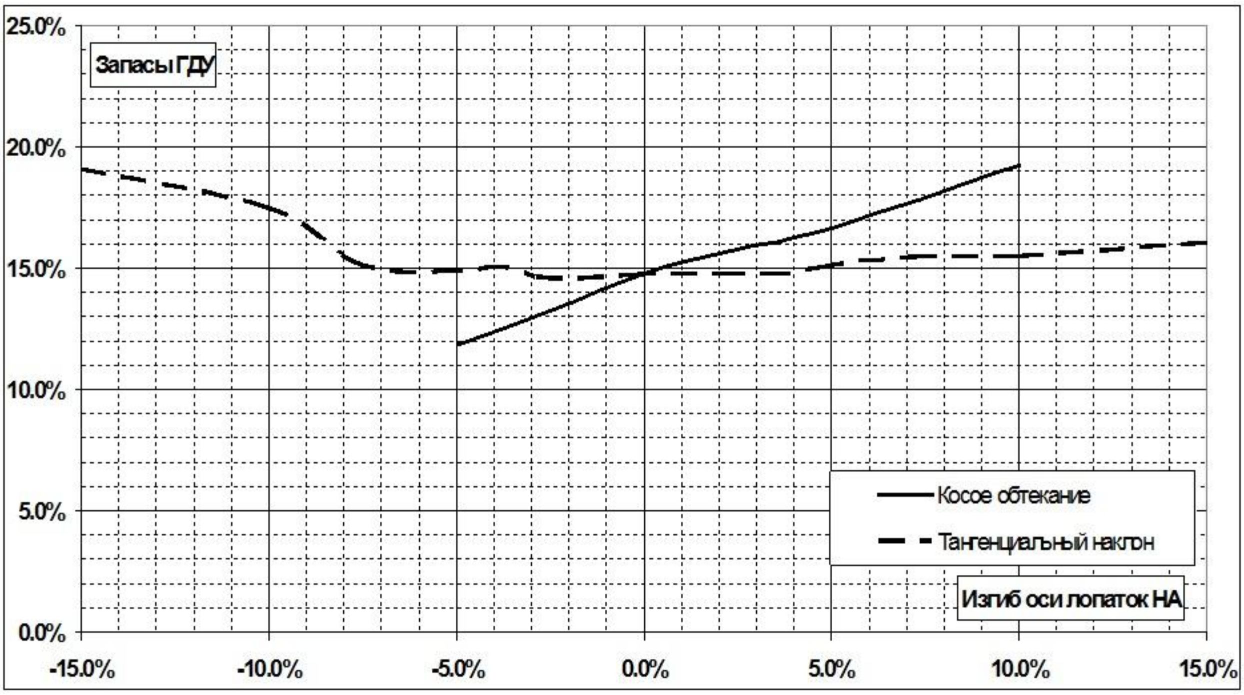


Рис. 6. Влияние изгиб оси лопаток НА первой ступени на запасы ГДУ двуступенчатого сектора.

В случае уменьшения изгиба оси лопатки в окружном направлении (тангенциальный наклон) в диапазоне от -15 до -4% запас устойчивости ступеней снижается на 4%. В диапазоне изменения изгиба оси лопатки НА первой ступени в окружном направлении от -4% до +15% результаты расчетов запасов ГДУ сектора ступеней показывают практически постоянное значение. Изгиб оси лопатки в осевом направлении (косое обтекание) в диапазоне от -5 до 10% высоты лопатки приводит к росту запасов газодинамической устойчивости более чем на 7% для ступеней исследуемого типа.

Заключение

Результаты численного исследования, полученные путем моделирования течения в ступени осевого компрессора с помощью программного комплекса ANSYS CFX, хорошо согласуются с результатами аналитического решения поставленной задачи [9], а также с экспериментальными данными опубликованными в открытой печати [5,6].

В рабочей точке изгиб оси лопаток НА практически не влияет на КПД и $\overline{H_t}$ ступени при неизменном РК. Форма оси лопаток направляющего аппарата существенно влияет на запасы газодинамической устойчивости. Изгиб оси лопаток НА в окружном направлении по вращению (- dy) и против вращения (+dy) приводит к незначительному уменьшению максимального КПД ступени (ΔКПД= 0,2…0,05%) и к росту ΔКу на 1,0-1,5%. При этом, изгиб оси лопаток НА в осевом направлении (+ dx) приводит к росту запасов ΔКу на 3,5…4,5% и росту КПД на 0,1…0,15%, а изгиб в противоположную сторону (- dx) приводит к снижению ГДУ на 2,3% и снижению КПД на 0,2%, что связанно с изменением структуры течения в пристенных слоях на поверхности лопаток, особенно в области концевых сечений.

Перестроение потока на выходе из лопаточного венца связанно с отсутствием действия лопаток на поток в межвенцовом зазоре, что приводит к перераспределению радиальных и поперечных градиентов давления. Целесообразность применения изгиба оси лопаток и его степени зависит от параметров ступени и толщины пристенного слоя.

В дальнейшем, интерес к эффектам тангенциального наклона и косого обтекания может распространяться на одновременный изгиб в обоих направлениях, а также исследование влияния изгиба лопатки направляющего аппарата в составе сектора ступеней и многоступенчатого компрессора в широком диапазоне рабочих режимов компрессора.

Список литературы

1. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. М.: Мир, 2000. 688 с.
2. Архипов Д.В., Тумашев Р.З. Особенности аэродинамического проектирования высоконапорных ступеней многоступенчатых осевых компрессоров // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. № 3. С. 77-80.
3. Небесный П.В., Моляков В.Д. Оптимизация числа ступеней компрессора ГТД // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 2. Режим доступа: http://sntbul.bmstu.ru/doc/544385.html (дата обращения 13.04.2015).
4. Брехов А.Ф., Буслик Л.Н., Скляр А.В. Характеристики ступени осевого компрессора с наклонными лопатками // Газовая динамика двигателей и их элементов: сб. ст. Вып. 1. Харьков: Харьков. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского, 1987. С. 57-60.
5. Брехов А.Ф., Демин А.А., Скляр А.В. Окружной наклон лопаток в компрессорной ступени // Газовая динамика двигателей и их элементов: сб. ст. Вып. 1. Харьков: Харьков. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского, 1987. С. 60-65.
6. Богод А.Б. Повышение КПД дозвуковой ступени осевого компрессора посредством применения направляющего аппарата с пространственной формой лопаток. Научно-технический отчет ЦИАМ № 11220. М.: ЦИАМ, 1988. 96 с.
7. Анютин А.Н., Буслик Л.Н., Волов А.Г., Демин А.Е. Оценка величины потерь в компрессорной решетке с наклонными или изогнутыми в окружном направлении лопатками // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. № 3. С. 85-88.

8. Караджи С.В., Тумашев Р.З. Сравнение аэродинамических характеристик лопаточных венцов с различной формой оси лопатки // Журнал Сибирского федерального университета. Сер. Техника и технологии. 2012. Т. 5, № 3. С. 245-257.
9. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин. М.: Машиностроение, 1972. 448 с.
10. Березин А.В., Василенко С.Е., Куфтов А.Ф., Шкурихин И.Б., Кулишов С.Б., Шаровский М.А. Аэродинамическое совершенствование осевых и центробежных компрессоров // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2013. № 3. С. 33-41.
11. Куфтов А.Ф., Сырокваша А.В. Профилирование проточной части рабочих колес осерадиальных компрессоров // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2010. № 4. С. 35-38.
12. Терещенко Ю.М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров. М.: Машиностроение, 1987. 168 с.
13. Архипов Д.В., Тумашев Р.З. Влияние радиальной неравномерности параметров потока при входе в рабочее колесо на газодинамические характеристики ступени осевого компрессора // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 130-135.
14. Бекнев В.С., Тумашев Р.З. Концевые явления при проектировании осевого компрессора // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1999. № 3. С. 50-57.
15. Карлов А.М, Куфтов А.Ф. Отработка методики численного моделирования трехмерного вязкого течения в осерадиальном колесе центробежного компрессора в программном комплексе ANSYS CFX // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. С. 69-80. DOI: 10.7463/1112.0465832
16. Герасименко В.П., Шелковский М.Ю. Комплексное аэродинамическое совершенствование компрессоров ГТД // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 69-72.
17. Иванов Е.С., Панкова С.И., Прахов В.П. Обобщенные зависимости для некоторых газодинамических параметров осевых многоступенчатых компрессоров // Труды ЦИАМ. № 576. М.: ЦИАМ, 1973. С. 3-8.
18. Рублевский Е.Ю., Плакущий Д.А., Письменный В.И., Кваша Ю.А. Численное исследование двухступенчатого вентилятора // Вестник двигателестроения. 2013. № 2. С. 169-176.
19. Кириллов И.И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.

Science & Education of the Bauman MSTU Electronic journal ISSN 1994-0408

Science and Education of the Bauman MSTU, 2015, no. 11, pp. 178–192.

DOI: **10.7463/1115.0825832**

Received: 16.10.2015
Revised: 30.10.2015

© Bauman Moscow State Technical Unversity

Numerical Investigation of Influence of Tangent Pitch and Slanting Flow of Guide Vanes on the Axial Compressor Stage Parameters

D.V. Arkhipov[1,*], R.Z. Tumashev[1]

[*] d.v.arkhipov@mail.ru

[1] Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: axial compressor, stage, guide vane, numerical simulation, gas-dynamic stability margin, efficiency, tangent pitch, slanting flow

The flow redistribution in the axial stage through the stator axis blade deformation can create favorable conditions for raising stage efficiency and combined actions for axial compressor elements especially in ambient conditions. For this purpose, the axis deformation impact on the gas-dynamic stability margin and the coefficient of efficiency of axial compressor has been numerically investigated.

The influence of guide vane (GV) axis was considered with invariable rotor blades and different variants of stator. The GV axis form was changed on the arc of a circle in the range ±15% of guide vane height in circumferential direction and in the axial direction in the range ± 10 % of guide vane height, increments ± 2.5%.

As an object, for investigation was chosen a numerical 3D model of transonic stage of axial compressor with the following values of basic parameters: circumferential speed in the rotor blade trips of 345 m/s, relative diameter of the hub being 0.7, and coefficient of discharge being 0.5. The stage was profiling by classic low Cu*r=const. Rotor and stator profiles for all variants under investigation were the same in the same radii.

As to initial radial axis guide vane, the losses of total pressure in stator become substantially less throughout the height of blade in case there is a guide vane axis bending in axial direction in line of flow. Bending of the axis in the circumferential direction against the rotation leads to reducing total pressure losses especially in hub and shroud regions, and in the flow core there is no change.

In future, the effects of a tangent pitch and a slanting flow can be of interest in case of the simultaneous bending in both directions, as well as when studying the influence of bending of the guide vanes, which are a part of a sector of stages and a multi-stage compressor in a wide range of operating conditions.

References

1. Cumpsty N.A. *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific and Technical, 1989. 509 p. (Russ. ed. Cumpsty N.A. *Aerodinamika kompressorov*. Moscow, Mir Publ., 2000. 688 p.).
2. Arkhipov D.V., Tumashev R.Z. Peculiarities of Aerodynamic Design of High-Pressure Stages of Multistage Axial Compressors. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineerin*, 2010, no. 3, pp. 77-80. (in Russian).
3. Nebesnyi P.V., Molyakov V.D. Optimizing the number of compressor stages in gas generator of gas turbine engine. *Molodezhnyi nauchno-tekhnicheskii vestnik MGTU im. N.E. Baumana = Youth Science and Technology Herald of the Bauman MSTU*, 2013, no. 2. Available at: http://sntbul.bmstu.ru/doc/544385.html , accessed 13.04.2015. (in Russian).
4. Brekhov A.F., Buslik L.N., Sklyar A.V. Characteristics of axial compressor stage with sloping blades. *Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov: sb. st. Vyp. 1* [Gas dynamics of engines and their components. Iss. 1]. Kharkov, Zhukovsky KhAI Publ., 1987, pp. 57-60. (in Russian).
5. Brekhov A.F., Demin A.A., Sklyar A.V. District tilt of blades in compressor stage. *Gazovaya dinamika dvigatelei i ikh elementov: sb. st. Vyp. 1* [Gas dynamics of engines and their components. Iss. 1]. Kharkov, Zhukovsky KhAI Publ., 1987, pp. 60-65. (in Russian).
6. Bogod A.B. *Povyshenie KPD dozvukovoi stupeni osevogo kompressora posredstvom primeneniya napravlyayushchego apparata s prostranstvennoi formoi lopatok. Nauchno-tekhnicheskii otchet TsIAM No. 11220* [Improving the efficiency of subsonic stage of axial compressor through the use of guide vanes with the spatial shape of blades. Scientific-technical report of CIAM No.11220]. Moscow, Publ. of CIAM, 1988. 96 p. (in Russian).
7. Anyutin A.N., Buslik L.N., Volov A.G., Demin A.E. The estimate of losses in compressor grating with inclined or curved in circumferential direction blades. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2008, no. 3, pp. 85-88. (in Russian).
8. Karadzhi S.V., Tumashev R.Z. Aerodynamics of Axial Rotors with Different Axis of Blade Alignment. *Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. Ser. Tekhnika i tekhnologii = Journal of Siberian Federal University. Engineering and Technologies*, 2012, vol. 5, no. 3, pp. 245-257. (in Russian).
9. Sirotkin Ya.A. *Aerodinamicheskii raschet lopatok osevykh turbomashin* [Aerodynamic calculation of axial turbomachinery blades]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 448 p. (in Russian).
10. Berezin A.V., Vasilenko S.E., Kuftov A.F., Shkurikhin I.B., Kulishov S.B., Sharovskii M.A. Improvements in aerodynamics design of axial and radial compressors. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii = Engineering and automation problems*, 2013, no. 3, pp. 33-41. (in Russian).

11. Kuftov A.F., Syrokvasho A.V. Profiling of flow passage in axial radial-flow compressor impellers v. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2010, no. 4, pp. 35-38. (English version of journal: *Russian Aeronautics*, 2010, vol. 53, no. 4, pp. 421-426. DOI: 10.3103/S1068799810040082).
12. Tereshchenko Yu.M. *Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie lopatochnykh apparatov kompressorov* [Improvements in aerodynamics design of compressor blade systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 168 p. (in Russian).
13. Arkhipov D.V., Tumashev R.Z. Effect of radial flow irregularity parameters at the rotor entryon gas-dynamic properties of axial compressor stage. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2013, no. 2, pp. 130-135. (in Russian).
14. Beknev V.S., Tumashev R.Z. End phenomena at axial compressor designing. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Estestvennye nauki = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Natural science*, 1999, no. 3, pp. 50-57. (in Russian).
15. Karlov A.M, Kuftov A.F. Working off the methodology of numerical simulation of three-dimensional viscous flow in axially radial impeller of centrifugal compressor using ANSYS CFX. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 11, pp. 69-80. DOI: 10.7463/1112.0465832 (in Russian).
16. Gerasimenko V.P., Shelkovskii M.Yu. *Complex aerodynamic perfection of compressors of GTE*. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2013, no. 2, pp. 69-72. (in Russian).
17. Ivanov E.S., Pankova S.I., Prakhov V.P. Generalized dependences for some gas-dynamic parameters of axial multi-stage compressors. *Trudy TsIAM. No. 576* [Proceeding of CIAM. No. 576]. Moscow, CIAM Publ., 1973, pp. 3-8. (in Russian).
18. Rublevskii E.Yu., Plakushchii D.A., Pis'mennyi V.I., Kvasha Yu.A. Numerical investigation of two-stage fan. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2013, no. 2, pp. 169-176. (in Russian).
19. Kirillov I.I. *Teoriya turbomashin* [Theory of turbomachinery]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972. 536 p. (in Russian).