

КОРРЕКТИРОВКА МЕТОДИКИ ПЕРЕСЧЕТА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАПОРНОЙ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

А. Д. Ваняшов

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В работе приведена предлагаемая скорректированная методика пересчета газодинамических характеристик высоконапорной ступени турбокомпрессора, работающей в области высоких окружных скоростей (условные числа Маха $> 0,5$), на другие частоты вращения ротора с учетом отклонения от условий кинематического и динамического подобия. Рассмотрены особенности комбинированного регулирования за счет создания закрутки потока перед рабочим колесом и одновременном изменении частоты вращения. Проведен анализ экспериментальных и теоретических результатов.

Ключевые слова: центробежная компрессорная ступень, входной направляющий аппарат, осерадиальное рабочее колесо, газодинамические характеристики, закрутка потока.

Работа турбокомпрессоров на сеть неизбежно связана с необходимостью согласования газодинамических характеристик (ГДХ) компрессора с характеристикой сети, что решается применением одного или нескольких способов регулирования.

Среди известных способов регулирования режимов работы [1] центробежных компрессоров наиболее эффективным является регулирование изменением числа оборотов ротора [2, 3], далее, по эффективности, следует способ — изменение угла поворота лопаток входного направляющего аппарата (ВНА) с целью изменения закрутки потока перед рабочим колесом (РК).

Сочетание одновременно двух и более способов регулирования, например, изменения числа оборотов ротора и угла поворота лопаток ВНА называется комбинированным регулированием, что позволяет расширить диапазон рабочих режимов компрессора под требуемые параметры газа в сети.

Таким образом, для прогнозирования режимных параметров компрессора в случае того или иного способа регулирования необходимо располагать размерными ГДХ в зависимости от изменения числа оборотов ротора и изменения угла поворота лопаток ВНА в виде:

$$\begin{aligned} P_k &= f(Q, n_{об}); & P_k &= f(Q, \theta_A); \\ N_i &= f(Q, n_{об}); & N_i &= f(Q, \theta_A); \\ \eta_n &= f(Q, n_{об}); & \eta_n &= f(Q, \theta_A), \end{aligned}$$

где P_k — конечное давление газа, Па; N_i — внутренняя мощность ступени компрессора, кВт; η_n — политропный КПД; $n_{об}$ — число оборотов ротора, об/мин; θ_A — угол поворота лопаток ВНА, град.

Указанные зависимости могут быть получены либо экспериментально, либо теоретически.

В дальнейшем, для практических целей и научного анализа, размерные ГДХ приводятся к безразмерному виду согласно алгоритмам (табл. 1). В итоге можно получить аналогичные безразмерные ГДХ в виде:

$$\begin{aligned} \psi_n &= f(\varphi_2, M_U); & \psi_n &= f(\varphi_2, \theta_A); \\ \psi_i &= f(\varphi_2, M_U); & \psi_i &= f(\varphi_2, \theta_A); \\ \eta_n &= f(\varphi_2, M_U); & \eta_n &= f(\varphi_2, \theta_A). \end{aligned}$$

Теоретический способ получения ГДХ основан на решении задач обтекания решеток профилей РК, течения газа в неподвижных лопаточных и безлопаточных аппаратах методами вычислительной газодинамики с использованием пакетов программ ANSYS CFX, NUMECA FINE/Turbo и др. [4, 5]. Такой способ имеет безусловные перспективы применения и динамично и постоянно развивается в области проектирования турбомашин. Однако для расчета высоконапорных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами, режимы работы которых характеризуются достаточно высоким уровнем условных чисел Маха (более 0,5...0,6), погрешности расчета методами CFD возрастают и нуждаются в экспериментальном подтверждении [6–8].

Экспериментальный способ получения ГДХ безусловно, более достоверен, но при этом необходимо наличие экспериментальных стендов с возможностями реализации комбинированных способов регулирования. Проведение подобных исследований в широком диапазоне режимов регулирования достаточно трудоемко и также требует финансовых затрат.

Следует заметить, что зачастую экспериментальные исследования центробежных компрессорных ступеней проводятся лишь для одной частоты вращения ротора и без учета влияния закрутки потока перед РК, создаваемой ВНА.

В связи с этим определенную актуальность имеет такой способ прогнозирования вида ГДХ ступени турбокомпрессора:

- получение «базовых» ГДХ вида $P_k = f(Q)$; $N_e = f(Q)$; $\eta_n = f(Q)$ на одной частоте вращения $n_{об} = n_{об}^{ном}$ без закрутки потока $\theta_A = 0^\circ$;
- пересчет «базовых» ГДХ на другие условия работы при изменении $n_{об}$ и θ_A .

Таблица 1. Пересчет размерных характеристик в безразмерные
Table 1. Conversion of dimensional characteristics into dimensionless ones

Размерный параметр	Безразмерный параметр	Формулы пересчета
N_i , Вт	ψ_i	$\psi_i = h_i/U_2^2; \quad h_i = N_i/G = N_i RT_n / (Q \cdot P_n)$
P_k , Па	ψ_n	$\psi_n = h_n/U_2^2; \quad h_n = \eta_n k / (k-1) RT_n \left(\left(\frac{k-1}{k} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$
$n_{об}$, об/мин	M_U	$M_U = U_2 / \sqrt{kRT_n} = \pi D_2 n_{об} / (60 \sqrt{kRT_n})$
Q , м ³ /с	φ_2 находится итерационным методом	1. Ω — задается; 2. $k_{p2} = [1 + \Omega \cdot \psi_i \cdot M_U^2 \cdot (k-1)]^{\eta_n k / (k-1)}$; 3. $\varphi_2 = \frac{Q}{\pi \cdot D_2^2 \cdot (b_2 / D_2) \cdot k_{p2} \cdot U_2}$; 4. $\psi_T = 1 - \varphi_2 \cdot ctg \beta_{\lambda 2} - \pi / z_2 \cdot \sin \beta_{\lambda 2}$, или $\psi_T = \psi_i / (1 + \beta_{np} + \beta_{mp})$; 5. $\Omega = 1 - (\psi_T^2 + \varphi_2^2) / 2 \cdot \psi_i$.

Использование такого подхода к прогнозированию вида ГДХ также является общепринятым, и он широко используется в практике проектирования компрессорных машин и при их эксплуатации [9, 10]. Методики пересчета «базовых» ГДХ на другие условия работы являются достоверными и хорошо согласуются с экспериментом в следующих случаях:

- частоты вращения ротора в безразмерном виде не превышают значения условных чисел Маха 0,6;
- компрессор имеет одну ступень сжатия;
- рабочее колесо ступени закрытого типа с углом выхода лопаток $\beta_{\lambda 2} < 70^\circ$.

В других случаях существующие методики пересчета ГДХ имеют погрешность, которая возрастает с ростом чисел Маха, количества ступеней, угла выхода лопаток РК [11, 12].

Достоверные методики теоретического пересчета ГДХ турбокомпрессора на другие условия работы необходимо иметь для целей практической реализации математических моделей и алгоритмов регулирования режимов работы компрессора в условиях переменных эксплуатационных параметров, для расчетно-теоретической оценки возможных диапазонов работы на различных режимах при проектировании нового компрессора с использованием характеристик модельных ступеней.

Условия работы турбокомпрессора, на которые необходимо пересчитывать ГДХ, могут быть в общем случае: изменение частоты вращения ротора, изменение угла поворота лопаток ВНА, изменение состава газа, изменение температуры и давления газа на входе в компрессор.

В [12] показано, что для высоконапорных ступеней, работающих в области условных чисел Маха

более 1, при пересчете ГДХ на другие обороты необходимо вводить поправки к безразмерным коэффициентам напора и расхода, компенсирующие отклонение от кинематического и динамического подобия. В результате, методика пересчета ГДХ на другие частоты вращения может быть скорректирована введением поправочных коэффициентов:

$$\varphi'_2 = \delta \varphi_2 \cdot \varphi_2; \quad (1)$$

$$\psi'_n = \delta \psi_n \cdot \psi_n; \quad (2)$$

$$\eta'_n = \delta \eta_n \cdot \eta_n. \quad (3)$$

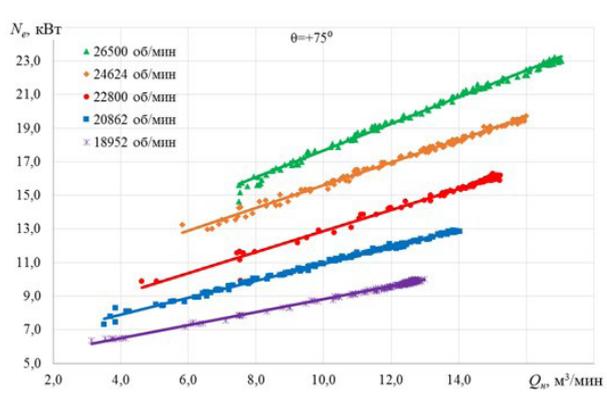
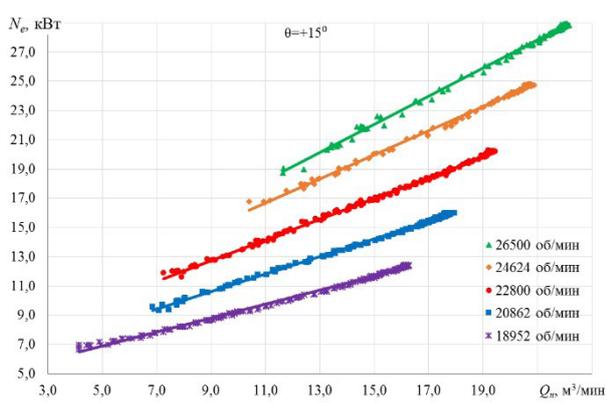
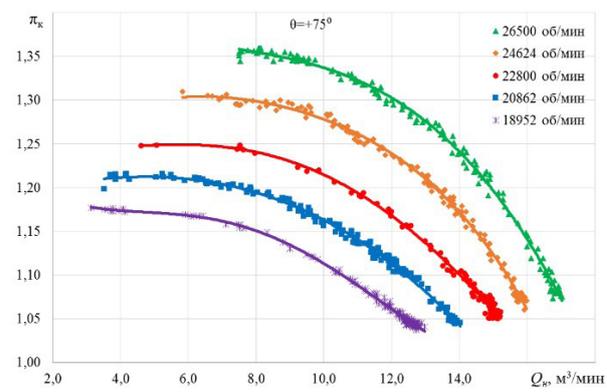
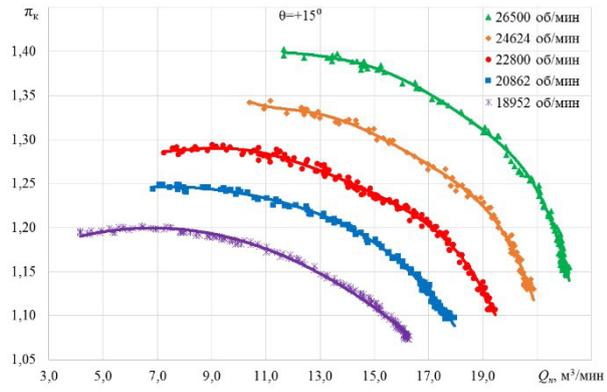
Здесь со штрихом «'» обозначены параметры, соответствующие той частоте вращения, на которую выполняется пересчет (или соответствующему этой частоте вращения условному числу Маха).

Проверка данного положения выполнена на другом объекте исследования, аналогичном [12], но в условиях работы в более низком диапазоне условных чисел Маха 0,5...0,7. Объектом исследования являлась центробежная компрессорная ступень, включающая осевой ВНА, полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо (ПООРК), осевой лопаточный диффузор (ОЛД) и сборную камеру.

Основные параметры ПООРК ступени [13]: наружный диаметр $D_2 = 0,173$ м; относительная ширина РК на выходе $b_2/D_2 = 0,04$; угол выхода лопаток $\beta_{\lambda 2} = 90^\circ$; число лопаток $z_2 = 28$; втулочное отношение $D_{вм}/D_2 = 0,2775$; отношение входного диаметра периферийной части лопаток к наружному диаметру $D_1/D_2 = 0,6127$. В исходном положении лопатки ВНА повернуты по направлению касательной к средней линии лопатки от $\theta_{B0} = -5,0^\circ$ до $\theta_{B0} = -3,0^\circ$.

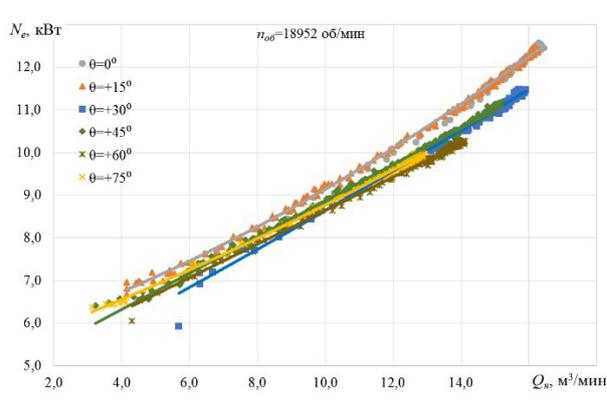
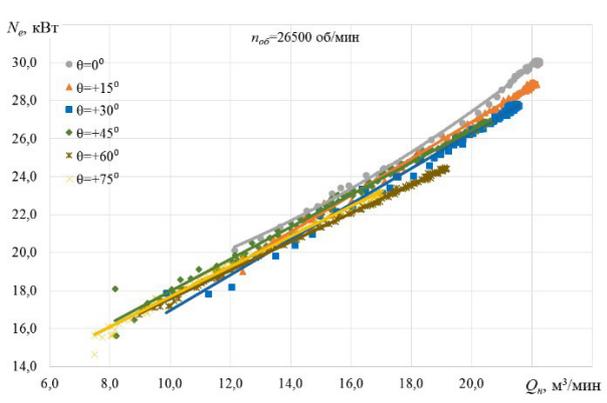
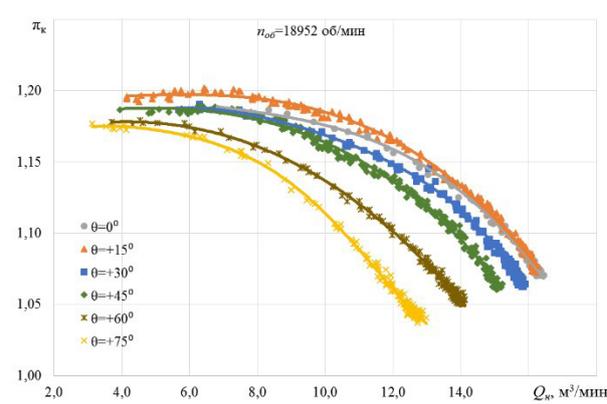
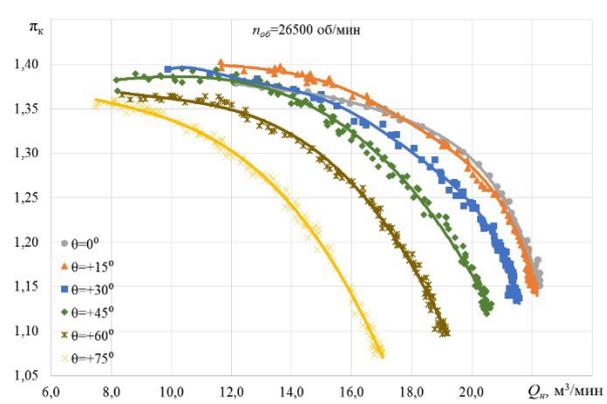
Таблица 2. Значения скоростей вращения ротора
Table 2. Values of rotor rotation speeds

№ п/п	Обозначение	Обороты ротора, об/мин	Доля относительно частоты 1	Окружная скорость U_2 , м/с	Условное число Маха, M_U
1	$n_{об1}$	26500	1,000	240,1	0,70
2	$n_{об2}$	24624	0,929	223,1	0,65
3	$n_{об3}$	22800	0,860	206,5	0,60
4	$n_{об4}$	20862	0,787	189,0	0,55
5	$n_{об5}$	18952	0,715	171,7	0,5



а) положение лопаток ВНА в сторону вращения на $\theta_A = +15^\circ$

б) положение лопаток ВНА в сторону вращения на $\theta_A = +75^\circ$



в) частота вращения $n_{об} = 26500$ об/мин

г) частота вращения $n_{об} = 18952$ об/мин

Рис. 1. Газодинамические характеристики центробежной ступени

Fig. 1. Gas-dynamic characteristics of the centrifugal stage

а) position of the inlet guide vanes in the direction of rotation by an angle $\theta_A = +15^\circ$

б) position of the inlet guide vanes in the direction of rotation by an angle $\theta_A = +75^\circ$

в) rotation speed 26500 rpm

г) rotation speed 18952 rpm

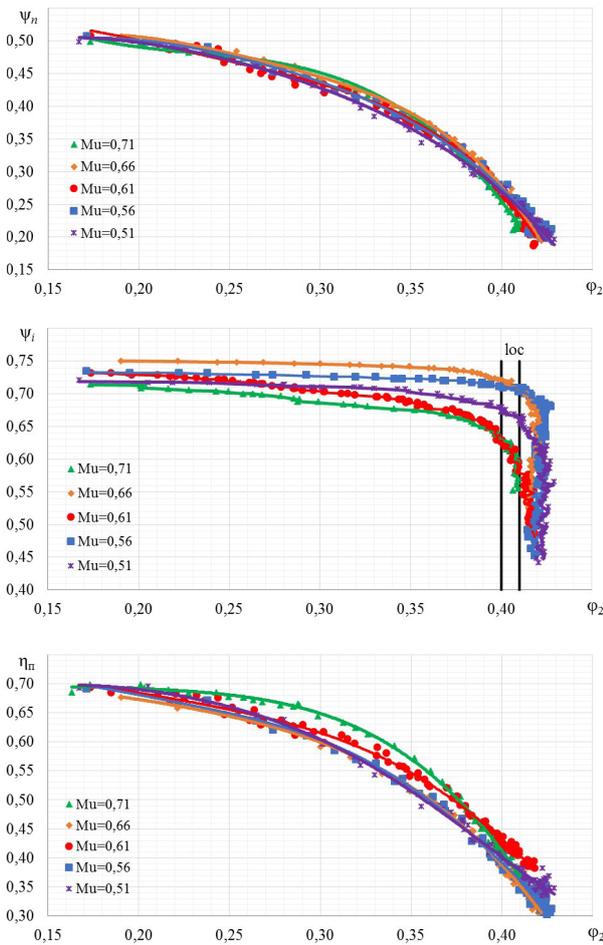


Рис. 2. Результаты приведения размерных ГДХ центробежной компрессорной ступени к безразмерному виду

Fig. 2. The results of the recalculation of the dimensional gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor stage into a dimensionless form

Проведена серия экспериментальных исследований в диапазоне частот вращения на быстроходном валу ЦК (табл. 2). Снятие газодинамических характеристик компрессорной ступени производилось дросселированием на нагнетании от полностью открытого положения дроссельной задвижки до положения, при котором начинали появляться признаки помпажа (характерный звук и появление пульсаций давления и расхода). При обработке экспериментальных данных, точки, соответствующие работе компрессора в зоне помпажа, исключены.

Для каждой из 5-ти частот вращения от 26500 об/мин ($M_U = 0,7$) до 18952 об/мин ($M_U = 0,5$) с шагом через $0,5 M_U$ были выполнены исследования для 9-ти положений лопаток ВНА: $\theta_A = 0^\circ, +15^\circ, +30^\circ, +45^\circ, +60^\circ, +75^\circ, -15^\circ, -30^\circ, -45^\circ$.

Числа оборотов ротора и соответствующие им окружные скорости ($U_2 = \pi D_2 n_{об}/60$) и условные числа Маха ($M_U = (kRT_n)^{0,5}$) сведены в табл. 2.

На рис. 1 представлены экспериментальные размерные ГДХ: зависимости отношения статических давлений $\pi_k = P_k/P_n$ и потребляемой мощности N_e от объемной производительности Q . На рис. 1а показаны ГДХ ступени в диапазоне оборотов ротора, указанным в табл. 1, с углом закрутки лопаток ВНА в сторону вращения РК $\theta_A = +15^\circ$, а на рис. 1б для $\theta_A = +75^\circ$. На рис. 1в, г представлены

ГДХ ступени в диапазоне положительных закруток от $\theta_A = 0^\circ$ до $\theta_A = +75^\circ$ для максимальных оборотов 26500 об/мин ($M_U = 0,7$) и минимальных оборотов 18952 об/мин ($M_U = 0,5$).

Результаты приведения размерных ГДХ к безразмерному виду представлены на рис. 2. Безразмерные ГДХ получены в виде зависимостей коэффициентов мощности ψ_n , политропного КПД η_n , коэффициента политропного напора ψ_i от коэффициента расхода ϕ_2 и условного числа Маха M_U для различных углов поворота лопаток ВНА θ_A : $\psi_i = f(\phi_2, M_U)$, $\eta_n = f(\phi_2, M_U)$, $\psi_n = f(\phi_2, M_U)$.

Анализ полученных безразмерных ГДХ показал, что в исследованном диапазоне частот вращения условия автомодельности по условным числам Маха очень хорошо выполняются для зависимости $\psi_n = f(\phi_2, M_U)$, а для зависимостей $\psi_i = f(\phi_2, M_U)$ имеются расхождения до 8 %, что, вероятно, связано с неточностью измерения перепада температур в ступени. Расхождение в значениях коэффициента внутреннего напора для различных условных чисел Маха сказывается и на расхождении в значениях политропного КПД.

Анализ зависимости $\psi_i = f(\phi_2, M_U)$ показывает наличие точки перегиба характеристик, т. е. переход от пологой части к вертикальному участку. Точка перехода к вертикальному участку называется границей «запирания» ступени компрессора, т. е. режим максимальной производительности, при котором изменение положения дроссельной задвижки на нагнетании не приводит к изменению производительности.

Классическая методика пересчета или моделирование ГДХ на другие частоты вращения ротора основана на теории подобия, которая базируется на выполнении условий геометрического, кинематического и динамического подобия.

Пересчет ГДХ на другие частоты вращения ротора автоматически обеспечивает геометрическое подобие, а выполнение кинематического и динамического подобия сводится к выполнению равенства безразмерных коэффициентов расхода $\phi_2 = \phi'_2$ и теоретического напора $\psi_T = \psi'_T$ для сходственных точек на ГДХ [1, 2].

При выполнении условий автомодельности по условным числам Рейнольдса и Маха ($Re_U > 5 \cdot 10^5$ и $M_U < 0,6 \dots 0,8$) коэффициенты полезного действия также будут одинаковы $\eta_n = \eta'_n$. Будут одинаковыми и коэффициенты относительных потерь в зазоре между лопатками рабочего колеса и корпусом $\gamma' = \gamma$.

Согласно определению, коэффициент мощности $\psi_i = \psi_T \cdot \gamma$, тогда $\psi'_i = \psi_i$. Т.к. $\eta_n = \eta'_n$, а коэффициент политропного напора $\psi_n = \eta_n \cdot \psi_i$, то $\psi'_n = \psi_n$.

Равенство коэффициентов расхода $\phi_2 = \phi'_2$, т. е. подобие треугольников скоростей на сходственных режимах приводит к известному соотношению для определения производительности

$$Q = Q' \cdot \frac{n_{об}}{n'_{об}} \cdot \frac{k_{v2}}{k'_{v2}}, \quad (4)$$

где $k_{v2} = v_n/v_2 = \rho_2/\rho_n$ — коэффициент изменения удельного объема (плотности) в сечении на входе в компрессорную ступень и на выходе из РК.

Из равенства коэффициентов политропного напора следует формула для расчета отношения давлений при изменении частоты вращения

$$\pi_k = \left[1 + \left(\frac{n_{об}}{n'_{об}} \right)^2 \cdot \left(\pi_k'^{1/\sigma} - 1 \right) \right]^\sigma, \quad (5)$$

где $\sigma = n/(n-1)$ — число политропы сжатия.

Коэффициент изменения плотности может быть определен через безразмерные параметры

$$k_{v2} = \left[1 + (k-1) \cdot \Omega \cdot \psi_i \cdot M_U^2 \right]^{\sigma-1}, \quad (6)$$

где Ω — коэффициент реакции.

В качестве «базовой» выбрана максимальная частота вращения ($n_{об} = 26500$ об/мин; $M_U = 0,7$), на которой достигнут максимальный уровень политропного (изэнтропного) КПД. Относительно «базовой» выполняется пересчет ГДХ на другие частоты вращения.

Результаты пересчета ГДХ относительно «базовой» частоты вращения по формулам (4) – (6) представлены на рис. 3 для углов установки лопаток ВНА перед ПООРК $\theta_A = +15^\circ$ и $\theta_A = +75^\circ$.

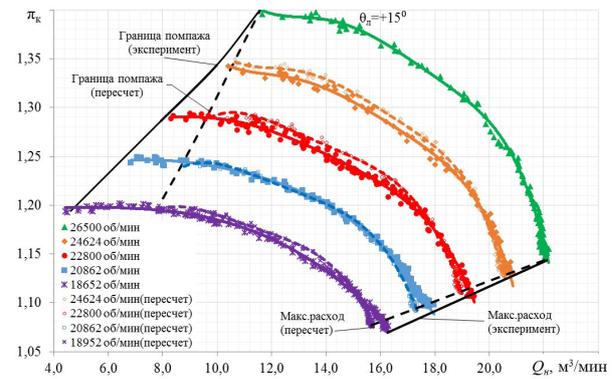
На рис. 3 совместно с пересчитанными ГДХ на другие обороты (пунктирные линии) нанесены экспериментальные ГДХ (сплошные линии) для тех же оборотов. Анализ полученных результатов показывает, что имеет место расхождение в форме кривых в правой части характеристики (в области больших расходов), причем расхождение увеличивается пропорционально отношению оборотов (отношению условных чисел Маха). Кроме того, заметно различие в положении границы устойчивой работы (границы помпажа), которое также возрастает пропорционально отношению оборотов (отношению M_U'/M_U). Причем характер различия изменения левой и правой границ характеристик в зависимости от числа оборотов разный. Экспериментально полученная левая граница (граница помпажа) при снижении оборотов сдвигается влево, т. е. в сторону меньших расходов по сравнению с теоретически полученной границей при пересчете ГДХ. Экспериментально полученная правая граница характеристики (максимальный расход), наоборот, смещается правее, чем полученная при теоретическом пересчете.

Максимальная погрешность в определении границы помпажа для минимальных оборотов ($M_U'/M_U = 0,7$) составила 65 % для угла поворота лопаток ВНА $\theta_A = +15^\circ$ и 75 % для $\theta_A = +75^\circ$. Значение максимальной производительности (правой крайней точки на ГДХ) определено с погрешностью от 4 до 6 % в зависимости от угла поворота лопаток ВНА.

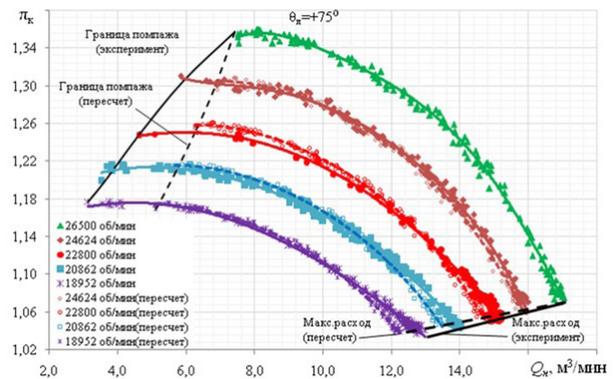
Расхождение между экспериментальными и пересчитанными значениями полезного напора (отношение давлений) практически отсутствует, в связи с чем отсутствует необходимость введения поправочного коэффициента к коэффициенту политропного напора $\delta\psi_n$.

Анализ влияния угла поворота лопаток ВНА на смещение границы помпажа при снижении числа оборотов не позволил установить корреляционной связи (рис. 4). Тем не менее очевидно, что прослеживается связь изменения границы помпажа с изменением числа оборотов (отношения M_U'/M_U).

Для решения задачи по корректировке вида напорной характеристики ступени, при ее пересчете, необходимо выполнить ее трансформацию так, чтобы левая часть была смещена левее, а правая часть —



а)



б)

Рис. 3. Результаты пересчета ГДХ центробежной компрессорной ступени на другие числа оборотов по «классической» методике

Fig. 3. The results of the recalculation of the gas dynamic characteristics of the centrifugal compressor stage to other revolutions according to the «classical» method

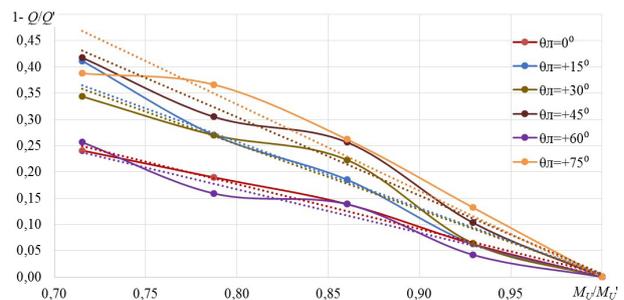
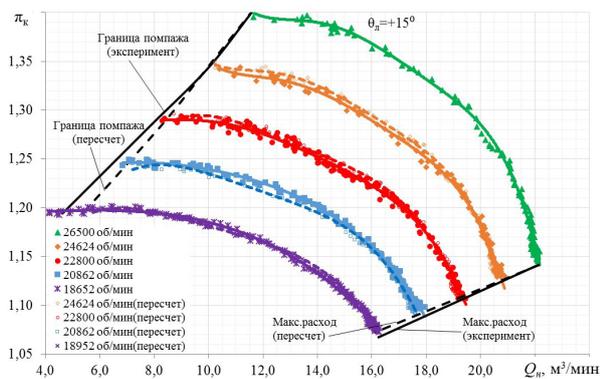


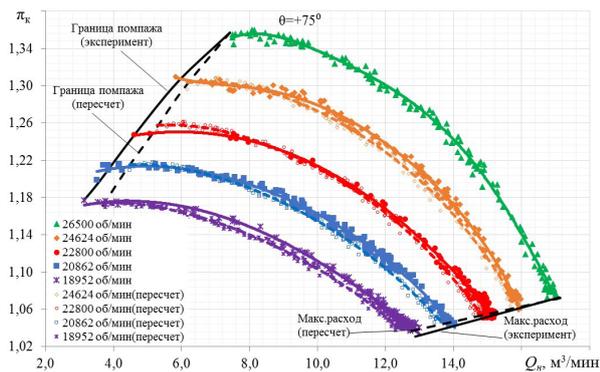
Рис. 4. Зависимость изменения границы помпажа центробежной компрессорной ступени при изменении числа оборотов ротора и угла поворота лопаток ВНА
Fig. 4. Dependence of the change in the boundary of the surge of the centrifugal compressor stage with a change in the number of rotations of the rotor and the angle of rotation of the blades of the input guide device

правее. Предложена гипотеза, согласно которой за точку, относительно которой необходимо выполнить трансформацию вида характеристики, выбрана точка перегиба зависимости $\psi_i = f(\varphi_2, M_U)$, соответствующая коэффициенту расхода при переходе к режиму «запирания», т. е. к вертикальному участку зависимости, обозначив ее φ_{2loc} .

В результате получена зависимость поправочного коэффициента к коэффициенту расхода в виде:



а)



б)

Рис. 5. Результаты пересчета ГДХ центробежной компрессорной ступени на другие числа оборотов по «уточнённой» методике
Fig. 5. The results of the recalculation of the gas dynamic characteristics of the centrifugal compressor stage to other revolutions according to the «refined» method

$$\delta\varphi_2 = \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_{2loc}} \right)^{(1-M_U/M_U)} \quad (7)$$

Анализ безразмерных характеристик коэффициентов внутреннего напора и политропного КПД показал тенденцию с снижению КПД и росту внутреннего напора при снижении оборотов (условных чисел Маха). Для корректировки КПД при пересчете ГДХ предложена следующая зависимость:

$$\delta\eta_n = 1 - k_\eta \left(1 - \frac{M'_U}{M_{U(0,7)}} \right) \quad (8)$$

где k_η — опытный коэффициент, который по результатам обработки эксперимента рекомендован в диапазоне $k_\eta = 0,6...0,8$.

Таким образом, используя полученные поправочные коэффициенты, можно выполнить пересчет ГДХ относительно «базовой» частоты вращения ротора на другие частоты, на которых получены экспериментальные ГДХ.

В этом случае формула (1) преобразуется к виду

$$Q' = Q \cdot \frac{n'_{об}}{n_{об}} \cdot \frac{k'_{v2}}{k_{v2}} \delta\varphi_2 \quad (9)$$

Снижение КПД, определенное через электрическую мощность относительно КПД на максимальной частоте вращения ($M_U = 0,7$),

$$\eta'_n = \delta\eta_n \cdot \eta_n(M_U=0,7) \quad (10)$$

На рис. 5 показаны результаты теоретического пересчета ГДХ относительно «базовой» частоты вращения (пунктирные линии), совмещенные с экспериментально полученными ГДХ (сплошные линии) для углов поворота лопаток ВНА $\theta_A = +15^\circ$ и $\theta_A = +75^\circ$.

Для наглядности анализа изменения положения границы помпажа и границы максимального расхода крайние точки на ГДХ (рис. 5) соединены линиями. По сравнению с результатами, приведенными на рис. 3 с использованием классической методики пересчета ГДХ, очевидно лучшее совпадение рассчитанной границ помпажа и максимального расхода по предложенной скорректированной методике с экспериментальными данными.

Применение предложенной уточненной методики позволило повысить точность пересчета ГДХ центробежной компрессорной ступени в рассматриваемом диапазоне изменения чисел оборотов ротора для всего диапазона углов поворота лопаток ВНА. Максимальная погрешность в определении границы помпажа составила 10 % для угла поворота лопаток ВНА $\theta_A = +15^\circ$ и 20 % для $\theta_A = +75^\circ$. Значение максимальной производительности (правой крайней точки на ГДХ) вычисляется с погрешностью не более 1...3 %.

Предложенная корректировка «классической» методики пересчета ГДХ справедлива для центробежных компрессорных ступеней с полуоткрытыми рабочими колесами в диапазоне условных чисел Маха от 0,7 до 0,5.

Список источников

1. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1980. 232 с.
2. Рис В. Ф. Регулирование электроприводных нагнетателей природного газа // Энергомашиностроение. 1983. № 9. С. 23–26.
3. Евдокимов В. Е. Оптимальный способ регулирования компрессоров общего назначения // Энергетическое машиностроение. Экспресс-информация. Москва: НИИЭинформ-энергомаш, 1980. Вып. 1. С. 1–4.
4. Любимов А. Н., Неверов В. В., Чеглаков И. В. Разработка проточной части и испытания воздушного центробежного нагнетателя с полуоткрытыми осерадальными рабочими колесами // Компрессоры и компрессорное оборудование: тр. 21-го Междунар. симп. им. К. П. Селезнёва. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2019. С. 17–26.
5. Rekstin A. F., Drozdov A. A., Solovyeva O. A., Galerkin Y. B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison // AIP Conf. Proc. 2018. Vol. 2007. 030035-1–030035-12. DOI: 10.1063/1.5051896.
6. Trébinjac I., Kulisa P., Bulot N. [et al.]. Effect of Unsteadiness on the Performance of a Transonic Centrifugal Compressor Stage // Journal of Turbomachinery. 2009. Vol. 131 (4). 041011. DOI: 10.1115/1.3070575.
7. Mangani L., Casartelli E., Mauri S. Assessment of Various Turbulence Models in a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor With an Object Oriented CFD Code // Journal of Turbomachinery. 2012. Vol. 134 (6). 061033. DOI: 10.1115/1.4006310.
8. Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. Results of CFD Calculations Verification of High Pressure Centrifugal

Compressor Stage with Inlet Guide Vanes // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030052. P. 030052-1–030052-10. DOI: 10.1063/5.0029656.

9. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Ленинград: Машиностроение, 1981. 351 с.

10. ПР 51-31323949-43-99. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. Москва: ООО ВНИИГАЗ, 1999. 26 с.

11. Ваяшов А. Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52.

12. Ваяшов А. Д., Юша В. Л., Грехнёв А. В., Васильев В. К. Особенности пересчета газодинамических характеристик высоконапорной ступени турбокомпрессора при изменении частоты вращения // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 6. С. 34–39.

13. Vanyashov A., Karabanova V., Yusha V., Nedovenchaniy A., Nefedov A. Analysis of the Results of Experimental Studies of a Centrifugal Compressor with an Inlet Guide Vane // AIP

Conference Proceedings. 2021. Vol. 2412. 030037. P. 030037-1–030037-6. DOI: 10.1063/5.0075863.

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

Для цитирования

Ваяшов А. Д. Корректировка методики пересчета газодинамических характеристик высоконапорной центробежной компрессорной ступени при изменении частоты вращения ротора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 27–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-27-35.

Статья поступила в редакцию 03.03.2022 г.

© А. Д. Ваяшов

CORRECTION OF PROCEDURE FOR CONVERSION OF GAS-DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE IN CASE OF FREQUENCY CHANGE ROTOR ROTATION

A. D. Vanyashov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The proposed corrected method of conversion of gas-dynamic characteristics of high-pressure stage of turbocharger operating in the area of high circumferential speeds (conditional Mach numbers $> 0,5$) to other rotor speeds is given in the work, taking into account deviation from kinematic and dynamic similarity conditions. The method of combined control due to creation of swirling of flow in front of impeller and simultaneous change of rotation speed is considered. Analysis of experimental and theoretical results is done.

Keywords: centrifugal compressor stage, inlet guide device, axial-radial impeller, gasodynamic performances, whirl of flow.

References

1. Den G. N. *Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentroběžnykh kompressorov* [Design of the flow path of centrifugal compressors]. Leningrad, 1980. 232 p. (In Russ.).
2. Ris V. F. *Regulirovaniye elektroprivodnykh nagmetateley prirodnogo gaza* [Control of electric natural gas blowers] // *Energomashinostroyeniye. Energomashinostroyeniye*. 1983. No. 9. P. 23–26. (In Russ.).
3. Evdokimov V. E. *Optimal'nyy sposob regulirovaniya kompressorov obshchego naznacheniya* [The best way to regulate general purpose compressor] // *Energeticheskoye mashinostroyeniye. Ekspres-informatsiya. Energeticheskoye Mashinostroyeniye. Ekspres-informatsiya*. Moscow, 1980. Issue 1. P. 1–4. (In Russ.).
4. Lyubimov A. N., Neverov V. V., Cheglakov I. V. *Razrabotka protochnoy chasti i ispytaniya vozdušnogo tsentroběžnogo nagmetatelya s poluotkrytymi oseradial'nymi rabochimi kolesami* [Development of the flow path and testing of an air centrifugal supercharger with semi-open axial radial impellers] // *Kompressory i kompressoroye oborudovaniye. Compressors and Compressor Equipment*. St. Peterburg, 2019. P. 17–26. (In Russ.).
5. Reksin A. F., Drozdov A. A., Solovyeva O. A., Galerkin Y. B. *Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison* // *AIP Conf. Proc.* 2018. Vol. 2007. 030035-1–030035-12. DOI: 10.1063/1.5051896. (In Engl.).
6. Trébinjac I., Kulisa P., Bulot N. [et al.]. *Effect of Unsteadiness on the Performance of a Transonic Centrifugal Compressor Stage* // *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131 (4). 041011. DOI: 10.1115/1.3070575. (In Engl.).
7. Mangani L., Casartelli E., Mauri S. *Assessment of Various Turbulence Models in a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor With an Object Oriented CFD Code* // *Journal of Turbomachinery*. 2012. Vol. 134 (6). 061033. DOI: 10.1115/1.4006310. (In Engl.).
8. Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. *Results of CFD Calculations Verification of High Pressure Centrifugal Compressor Stage with Inlet Guide Vanes* // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030052. P. 030052-1–030052-10. DOI: 10.1063/5.0029656. (In Engl.).
9. Ris V. F. *Tsentroběžnyye kompressoroye mashiny* [Centrifugal compressor machines]. Leningrad, 1981. 351 p. (In Russ.).
10. PR 51-31323949-43-99. *Metodicheskiye ukazaniya po provedeniyu teplotekhnicheskikh i gazodinamicheskikh raschetov pri ispytaniyakh gazoturbinnnykh gazoperekachivayushchikh agregatov* [PR 51-31323949-43-99. Guidelines for conducting heat engineering and gas-dynamic calculations during testing of gas turbine gas compressor units]. Moscow, 1999. 26 p. (In Russ.).
11. Vanyashov A. D. *Primeneniye metodov perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatykh i mnogosektsionnykh turbokompressorov na drugiyе usloviya raboty v razlichnykh tekhnologicheskikh ustanovkakh* [Application of methods of recalculation of gasdynamic characteristics of multi-staged and multisection turbocompressors on other conditions of work in various technological installations] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. (In Russ.).
12. Vanyashov A. D., Yusha V. L., Grekhnev A. V., Vasil'yev V. K. *Osobennosti perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoy stupeni turbokompressora pri izmenenii chastoty vrashcheniya* [Features of recalculation gas dynamic characteristics of the high-pressure stage of the turbocompressor at change of frequency of rotation of the rotor] // *Kompressoroye tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2013. No. 6. P. 34–39. (In Russ.).
13. Vanyashov A., Karabanova V., Yusha V., Nedovenchaniy A., Nefedov A. *Analysis of the Results of Experimental Studies of a Centrifugal Compressor with an Inlet Guide Vane* // *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412. 030037. P. 030037-1–030037-6. DOI: 10.1063/5.0075863. (In Engl.).

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk. SPIN-code: 1103-5921

AuthorID (RSCI): 285096
AuthorID (SCOPUS): 8300390600
Correspondence address: adv@omgtu.ru

compressor stage in case of frequency change rotor rotation // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 27–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-27-35.

For citations

Vanyashov A. D. Correction of procedure for conversion of gas-dynamic characteristics of high-pressure centrifugal

Received March 03, 2022.

© A. D. Vanyashov