

МЕТОДИКА И ОПЫТ ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСЗВУКОВОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

А.И. Боровков¹

Ю.Б. Галеркин¹

О.А. Соловьёва¹

А.А. Дроздов¹

А.Ф. Рекстин¹

К.В. Солдатова²

А.А. Себелев¹

vicerector.ap@spbstu.ru

yuri_galerkin@mail.ru

solovyeva.aa@yandex.ru

a_drozdi@mail.ru

rekstin2k7@mail.ru

buck02@list.ru

sebelev@compmechlab.ru

¹ СПбПУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация

² Мельбурнский политехнический институт, Мельбурн, Австралия

Аннотация

Рассмотрены положения, лежащие в основе программы расчета и проектирования осевых компрессоров газотурбинных двигателей. Расчет потерь напора и отклоняющей способности решеток основан на формулах А.П. Комарова. Модель содержит эмпирические коэффициенты, значения которых подобраны при верификации программы по результатам испытаний многоступенчатых компрессоров и компрессорных ступеней. Приведены основные уравнения и алгоритм расчета давлений и скоростей при выполнении условия радиального равновесия. Показано применение компьютерных программ на базе этих моделей при проектировании четырехступенчатого компрессора газотурбинного двигателя умеренной мощности с отношением полных давлений, равным 3,2, и заданной частотой вращения. Для первой ступени компрессора предложены два варианта проектирования с различными коэффициентами расхода. Первый вариант спроектирован с учетом классической рекомендации приблизиться к одинаковой механической энергии газа на выходе из ступени по радиусу. Второй вариант спроектирован для меньшего значения коэффициента расхода, но чтобы обеспечить радиальное равновесие, необходимо ввести значительную неравномерность подвода механической энергии по радиусу. За счет меньшей кинетической

Ключевые слова

Осевой компрессор, рабочее колесо, направляющий аппарат, коэффициент расхода, радиальное равновесие, потери смешения

энергии во втором варианте КПД ступени больше на 1,9 % при том, что значения коэффициентов потерь лопаточных аппаратов меньше в первом варианте. Остается открытым вопрос о том, насколько неизбежные потери смещения во втором варианте уменьшат КПД ступени в процессе выравнивания механической энергии газа

Поступила 21.04.2020

Принята 29.01.2021

© Автор(ы), 2022

Введение. Подразделения Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)» Центра НТИ «Новые производственные технологии» СПбПУ имеют большой положительный опыт исследования и проектирования турбомашин, в частности осевых и центробежных компрессоров, с использованием инженерных математических моделей и программ вычислительной газодинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD).

Оптимизация и CFD-расчеты успешно применяются для неподвижных элементов проточной части центробежных компрессоров [1–3], однако CFD-моделирование центробежных компрессоров в целом пока представляет проблему [4–6]. В практике проектирования инженерные модели и методы играют решающую роль [7, 8].

Для турбомашин успешно применяются CFD-расчеты, в частности, в [9–11] приведен положительный опыт CFD-расчетов применительно

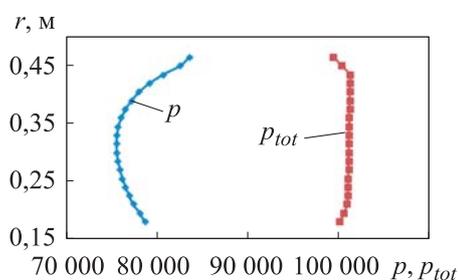


Рис. 1. Зависимости радиуса r между входным НА и РК осевой ступени от статического p (синяя кривая) и полного p_{tot} (красная) давлений; CFD-расчет

к осевым турбинам. Представляет интерес также расчет осевых компрессоров. Например, специалисты Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)» проанализировали структуру течения в одном из осевых компрессоров газотурбинного двигателя (ГТД). Полные и статические давления между входным направляющим аппаратом (НА) и рабочим колесом (РК) (на входе) приведены на рис. 1.

Входной НА создает отрицательную закрутку потока у втулки и положительную на периферии. Это рациональное решение, поскольку отрицательная закрутка у втулки помогает подвести к потоку необходимую механическую энергию при окружной скорости, которая в данном случае в 2,5 раза меньше, чем на периферии. Положительная закрутка потока

на периферии уменьшает относительную скорость. Однако рассчитанная зависимость статического давления от радиуса $p_1(r)$ некорректна. Независимо от направления вращения закрутка потока образует радиально направленную центробежную силу, уравновешиваемую градиентом давления $\partial p / \partial r = \rho c_u^2 / r$, где ρ — плотность; c_u — окружная компонента абсолютной скорости. Таким образом, статическое давление должно увеличиваться по радиусу независимо от того, как меняются другие параметры течения.

При расчете окружных составляющих скорости проявилась неточность численного итерационного расчета. Алгебраическая сумма абсолютной \vec{c}_u и относительной \vec{w}_u окружных составляющих скорости должна быть равна переносной, т. е. окружной скорости:

$$\vec{c}_u + \vec{w}_u = \vec{u} = \vec{\omega}r,$$

где $\vec{\omega}$ — угловая скорость вращения ротора.

Приведенные на рис. 2 значения окружных составляющих скорости по CFD-расчету в сумме меньше на 10...12 % окружной скорости на разных радиусах по высоте лопатки. Такая неточность нежелательна при инженерных расчетах.

В некоторых работах приведены результаты CFD-расчетов и оптимизации осевых компрессоров, например в [12–15]. По мнению авторов настоящей работы, при создании проточной части первичное проектирование следует осуществлять с помощью инженерных моделей и программ. Это приблизит последующие CFD-расчеты к оптимальному решению и поможет контролировать результаты.

Специалисты компрессорной группы лаборатории «Моделирование технологических процессов и проектирование энергетического оборудования» Центра НТИ «Новые производственные технологии» СПбПУ используют в проектной практике компьютерные программы на основе математических моделей А.П. Комарова [16]. Модели потерь напора и отклоняющей способности решеток верифицированы, а компьютерные программы доказали эффективность в исследовательской и проектной практике, например, в работе [17] приведены возможности первичного проектирования трансзвукового компрессора ГТД.

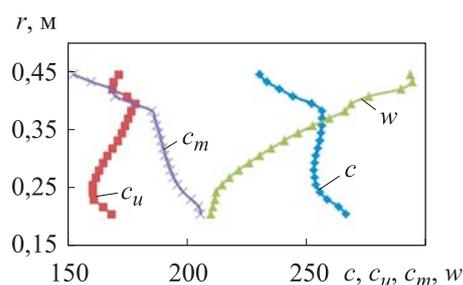


Рис. 2. Зависимости радиуса на выходе из РК от скорости и ее компонентов (c , c_u , c_m , w); CFD-расчет

Осевые компрессоры входят в состав наиболее мощных газовых турбин, так как именно они способны обеспечить наибольший расход воздуха при приемлемых размерах. Большие скорости движения воздуха создают главную проблему получения высокого КПД компрессора. Упрощенная схема ступени осевого компрессора, так называемая гомогенная ступень, в которой движется невязкий несжимаемый газ, приведена на рис. 3. В гомогенной ступени газ движется по цилиндрическим поверхностям. На входе (сечение 1) и на выходе (сечение 2) на каждой цилиндрической поверхности расходные составляющие скорости одинаковые.

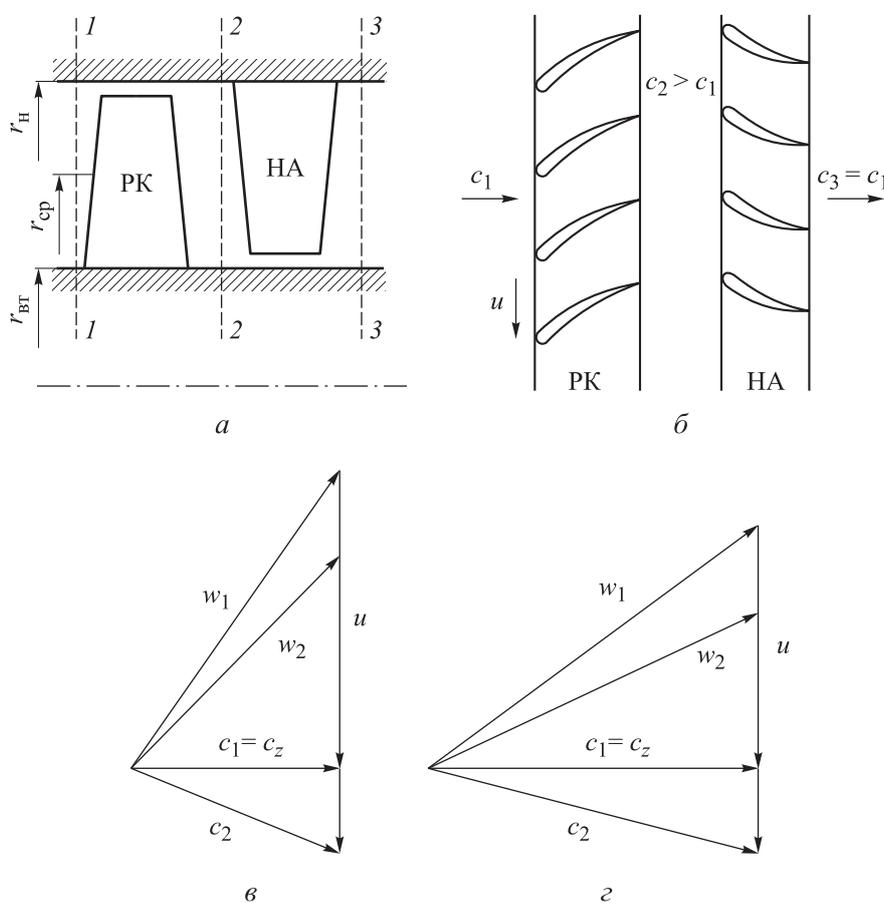


Рис. 3. Схема гомогенной ступени (а), развертка на плоскости кольцевых лопаточных решеток РК и НА (б), треугольники скоростей на радиусах r_n (в) и $r_{вт}$ (г)

Потеря КПД $\Delta\eta$ в ступени — это отношение потерянного напора h_w в РК и НА к подведенному к потоку газа РК теоретическому напору $h_T = (c_{u2} - c_{u1})u$ (основное уравнение для турбомашин):

$$\Delta\eta = \frac{h_{wPK} + h_{wHA}}{h_T} = \zeta_{PK} \frac{w_1^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u} + \zeta_{HA} \frac{c_2^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u}, \quad (1)$$

где ζ_{PK} — коэффициент потерь напора в РК; w_1 и u — относительная и окружная скорости.

Соотношение (1) можно записать в безразмерном виде

$$\Delta\eta = 0,5 \zeta_{PK} \frac{(1 - \bar{c}_{u1})^2 + \varphi^2}{\bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}} + 0,5 \zeta_{HA} \frac{\bar{c}_{u2}^2 + \varphi^2}{\bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}}, \quad (2)$$

где φ — коэффициент расхода; \bar{c}_u — окружные компоненты скорости, отнесенные к окружной скорости на рассматриваемом радиусе.

Чем больше коэффициент расхода $\varphi = c_z / u$, тем большую мощность турбины может обеспечить компрессор, но потеря КПД больше при прочих равных условиях. Однако при меньших φ угол установки лопаток уменьшается, что увеличивает коэффициент потерь согласно известным математическим моделям [16, 18–20]. Если математические модели надежны, то поиск максимального КПД по этому параметру проектирования не представляет трудностей. Дополнительным условием является необходимость рациональной организации течения на всех осесимметричных поверхностях.

В соответствии с основным уравнением турбомашин механическая работа двигателя передается потоку газа путем создания окружной составляющей скорости c_u . Центробежная сила от вращения потока газа уравновешивается градиентом давления, который возрастает по радиусу:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \quad (3)$$

Выразив статическое давление через полное давление и динамический напор, запишем уравнение радиального равновесия

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p^*}{\partial r} - c_u \frac{\partial c_u}{\partial r} - c_z \frac{\partial c_z}{\partial r}, \quad (4)$$

где p^* — полное давление; c_z — проекция скорости на осевое направление.

Из уравнения (4) следует, что анализируемый коэффициент расхода $\varphi = c_z / u = f(r)$ можно выбрать произвольно, но этому закону должны соответствовать зависимости $c_z = f(r)$ и $c_u = f(r)$, удовлетворяющие уравнению (4).

На входе в первую ступень компрессора в невязком ядре поток является потенциальным, безвихревым. Полная механическая энергия газовых частиц как сумма потенциальной энергии давления и кинетической энергии движения постоянна $p^* = \text{const}$. Если к потенциальному потоку на входе в РК $p_1^*(r) = \text{const}$ подводится переменный по высоте лопаток теоретический напор $h_T(r) = \text{var}$, то на выходе из РК поток перестает быть потенциальным. Механическая энергия газа по высоте лопаток разная, $p_2^*(r) = \text{var}$. Последующее выравнивание механической энергии происходит за счет трения между частицами, движущимися с разной скоростью. Это так называемые потери смешения, которые не учитываются в уравнениях (1) и (2).

Для исключения этих потерь основанные на теории гомогенной ступени способы проектирования [21–23] принимают принцип сохранения потенциальности течения $h_T(r) = \text{const}$, что при рассмотрении идеального течения означает $p^*(r) = \text{const}$. В этом случае условие равновесия (4) можно записать в частной форме:

$$\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} + \frac{c_z}{c_u} \frac{\partial c_z}{\partial r} = 0. \quad (4a)$$

Принципы радиального равновесия и потенциальности течения в гомогенной ступени будут выдержаны, если, приняв, например, закон изменения $c_z(r)$, рассчитать зависимость $c_u(r)$ из уравнения (4a), и наоборот.

Простейший способ построения пространственного течения получается, если принять постоянство расходной составляющей скорости по радиусу:

$$c_z(r) = \text{const}, \quad c_u r = \text{const}. \quad (5)$$

Аналитическое решение имеет зависимость $c_z(r)$, если принимать изменение окружной составляющей скорости по закону $c_u r^m = \text{const}$, где показатель степени m лежит в пределах от -1 до 1 [23]. Например, расходная скорость по высоте лопатки на входе в РК меняется по закону:

$$\frac{c_{z1}}{c_{z \text{ расч}}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left(\frac{1 - \Omega_{\text{расч}}}{\varphi_{\text{расч}}} \right)^2 (1 - \bar{r}^{-2m}) - \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{\text{т.расч}}}{\varphi_{\text{расч}}^2} (1 - \Omega_{\text{расч}}) (1 - \bar{r}^{(1-m)})}, \quad (6)$$

где Ω — кинематическая степень реактивности; ψ_T — коэффициент напора. В (6) индексом «расч» отмечены параметры на той цилиндрической поверхности, на которой выбираются параметры проектирования: коэффициент расхода, коэффициент напора, степень реактивности. Очевидно, если $m \neq 1$, то расходная скорость уменьшается от втулки к периферии. Если для уменьшения кинетической энергии на расчетном радиусе выбрать малое значение коэффициента расхода $\phi_{расч} = c_{z\ расч} / u_{расч}$, то на периферии расходная скорость может стать отрицательной, что неприемлемо. Этим ограничивается возможность повышения КПД за счет принятия малых значений $\phi_{расч}$.

Компьютерные программы, основанные на приведенном ранее принципе организации течения и математических моделях из работы [16], хорошо функционируют применительно к компрессорам с дозвуковым движением газа [24–28]. При больших скоростях нельзя пренебрегать потерями напора в лопаточных аппаратах, сжимаемостью и тем, что поток движется не по цилиндрическим, а по коническим поверхностям тока. Уравнения, определяющие кинематику потока и параметры газа по радиусу, следует решать численно.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения. Основные положения расчета. Меридиональное сечение ступени при классическом квазитрехмерном расчете приведено на рис. 4.

Давление, температура и скорость рассчитываются в середине зазоров между лопатками. Сначала на расчетном радиусе по коэффициентам расхода и напора, степени реактивности рассчитываются треугольники скоростей, давления и температуры. Затем на ряде осесимметричных поверхностей тока в пределах высоты лопатки рассчитываются треугольники скоростей по уравнениям теории гомогенной ступени.

При численном решении задачи принципиальный подход одинаков — параметры проектирования выбираются и реализуются на расчетном радиусе, затем проводится расчет на всех осесимметричных поверхностях. Приведенные далее первичные проекты выполнены по такой схеме (на примере РК очевидные кинематические и термодинамические расчеты опущены). По высоте лопатки разделены на 20 участков с одинаковым массовым расходом.

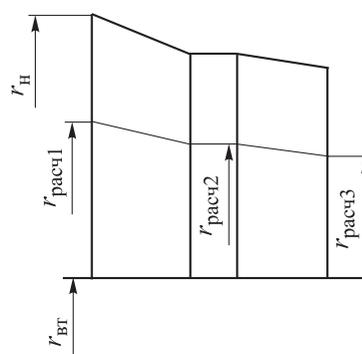


Рис. 4. Расчетная осесимметричная поверхность ступени осевого компрессора

Число и хорды лопаток, меридиональные размеры, число оборотов выбраны на основании общепринятых правил; расчетная осесимметричная поверхность — втулочная поверхность. Параметры проектирования — это массовый расход, меридиональная скорость c_{m1} , закрутка потока c_{u1} , замедление меридионального потока в РК c_{m2}/c_{m1} , угол выхода относительной скорости $\beta_{2ВТ}$.

Теоретический напор у втулочной поверхности определяется по формуле

$$h_{т.вт} = (u_{2вт} - c_{m2вт} \operatorname{ctg} \beta_{2вт}) u_{2вт} - c_{u1вт} u_{1вт}, \quad (7)$$

потерянный напор как

$$h_{wвт} = \zeta_{вт} \cdot 0,5 w_{1вт}^2, \quad (8)$$

где коэффициент потерь рассчитывается по математической модели Комарова [16] с эмпирическими коэффициентами из [17, 29, 30].

Статическое давление из уравнения адиабатного процесса можно записать так:

$$p_{2вт} = p_{1вт} \left(\frac{T_{1вт}^* + \frac{h_{т.вт}}{c_p} - \frac{c_2^2}{2c_p} - \frac{h_{wвт}}{c_3}}{T_{1вт}} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9)$$

где T — температура; T^* — температура торможения.

В качестве параметра проектирования лопаток по радиусу необходимо задать зависимости $h_t = f(r)$, $c_{u1} = f(r)$. Статическое давление на следующей после втулочной осесимметричной поверхности тока (1) определяется как

$$p_{2(1)} = p_{2вт} + \rho_{2вт} \frac{c_{u2вт}^2}{r_{2вт}}, \quad (10)$$

окружная составляющая скорости — по формуле

$$c_{u2(1)} = \frac{h_{т(1)} + c_{u1(1)} u_{1(1)}}{u_{2(1)}}. \quad (11)$$

Статическая и полная температуры определяются по выражениям:

$$T_{2(1)} = T_{1(1)} + \left(\frac{p_{2(1)}}{p_{1(1)}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \Delta T_{2w(1)}; \quad (12)$$

$$T_{2(1)}^* = T_0^* + \frac{h_{т(1)}}{c_p}, \quad (13)$$

абсолютная и меридиональная скорости — по соотношениям:

$$c_{2(1)} = \sqrt{2c_p (T_{2(1)}^* - T_{2(1)})}; \quad (14)$$

$$c_{m2(1)} = \sqrt{c_{2(1)}^2 - c_{u2(1)}^2}. \quad (15)$$

Соотношения (10)–(15) показывают, как по параметрам проектирования (c_{m1} , c_{u1} , c_{m2}/c_{m1} , $\beta_{2вт}$) на втулочной поверхности и по параметрам организации пространственного потока ($h_r = f(r)$, $c_{u1} = f(r)$) путем численного решения получить зависимость расходной скорости от радиуса $c_m = f(r)$. В отличие от классического расчета по алгебраическим уравнениям теории гомогенной ступени при численном расчете учитывают, что осесимметричные поверхности тока конические, а не цилиндрические, течение сопровождается потерями напора, рабочее тело — сжимаемый газ.

Из практики расчетов следует, что при определенном выборе параметров проектирования на периферии лопаток расходная скорость может стать недопустимо маленькой. При этом в уравнении (14) абсолютная скорость на выходе из РК оказывается меньше окружной составляющей по уравнению (15) (имеется возможность аналогичной ситуации у гомогенной ступени — (6)). Возможна также ситуация, когда статическая температура по уравнению (12) больше полной температуры по уравнению (13).

Два этих обстоятельства сильно ограничивают диапазон параметров проектирования и возможность их варьирования при поиске варианта с максимальным КПД. Вариант компрессора, который обеспечивает максимальный КПД для заданных параметров (массового расхода, отношения давлений, частоты вращения ротора, параметров газа на входе в компрессор) при выполнении возможных конструктивных ограничений (диаметра втулки, максимального осевого или радиального размера компрессора и т. д.), далее будем полагать оптимальным, процесс поиска размеров такого компрессора путем варьирования параметров проектирования — оптимизацией.

Результаты. Объект первичного проектирования и оптимизации.

В качестве примера выбран четырехступенчатый компрессор низкого давления (КНД) ГТД умеренной мощности с отношением давлений $\pi^* = 3,2$. При заданных расходе и оборотах ротора наружный диаметр первой ступени $\sim 0,9$ м, окружная скорость ~ 430 м/с. Вид твердотельной модели одного из сопоставляемых вариантов КНД приведен на рис. 5.

Первичное проектирование четырехступенчатого КНД с оптимизацией. В процессе оптимального проектирования выдержан классиче-

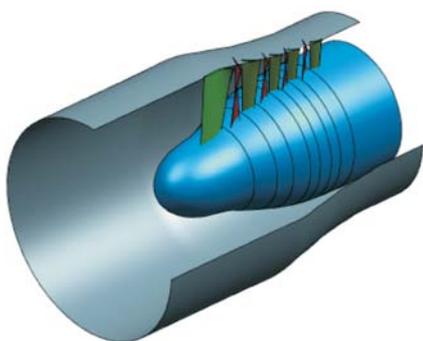


Рис. 5. Твёрдотельная модель четырехступенчатого КНД ГТД

ский принцип приближения к потенциальному течению. Зависимости $h_T = f(r)$ для всех четырех РК выбирались так, чтобы на выходе из ступени полное давление было максимально близко к постоянному по радиусу $p_3^* = f(r) \rightarrow \text{const}$. Для получения максимального КПД все параметры проектирования варьировались в пределах, когда по (12), (13) полная температура больше статической, а абсолютная скорость больше ее окружной составляющей (14), (15).

Радиальные размеры контрольных сечений и форма проточной части после оптимизации приведены на рис. 6, основные параметры КНД и его ступеней — в табл. 1.

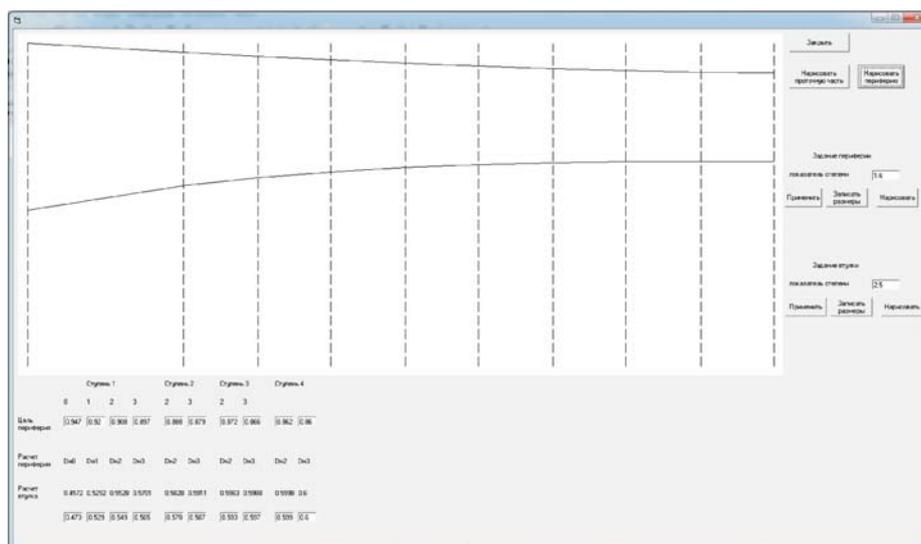


Рис. 6. Радиальные размеры контрольных сечений и форма проточной части КНД после оптимизации

Таблица 1

Характерные параметры проточной части оптимизированного КНД

Параметр	КНД	Ступень			
		1	2	3	4
π^*	3,25847	1,42207	1,40762	1,35086	1,20503
$\eta_{ад}^*$	0,86494	0,87671	0,8853	0,8846	0,87

Параметр	КНД	Степень			
		1	2	3	4
$\eta_{\text{пол}}^*$	0,88523	0,8827	0,89073	0,88945	0,87338
h_T , Дж/кг	134340,2	34942,41	37599,58	36715,43	25082,8
u_H , м/с	–	435,21	424,72	416,17	410,07
c_{z1BT} , м/с	–	182,1	162,12	134,96	107,98
c_{z2BT} , м/с	–	193,51	159,08	135,72	111,89
c_{z1H} , м/с	–	177,85	159,57	138,	121,88
c_{z2H} , м/с	–	122,67	118,53	102,19	95,89
$\Phi_{1H} = c_{z1H} / u_{1H}$	–	0,409	0,376	0,332	0,297
$\nu = D_{BT} / D_H$	–	0,5753	0,6353	0,6721	0,6908
β_{L2BT} , град	–	62,88	68,04	59,62	40,6
β_{2BT} , град	–	51,85	52,5	45,2	32,25
β_{2H} , град	–	23,29	23,12	20,63	18,02
β_{1BT} , град	–	34,46	33,25	27,52	22,3
β_{1H} , град	–	25,49	23,15	20,72	18,72
ζ_{PKBT}	–	0,0543	0,04	0,04	0,0581
ζ_{PKH}	–	0,0409	0,05	0,05	0,042
ζ_{HABT}	–	0,0326	0,06	0,06	0,0468
ζ_{HAH}	–	0,0523	0,07	0,07	0,05

Примечание. $\eta_{ад}^*$, $\eta_{пол}^*$ — адиабатный и политропный КПД по полным параметрам; ν — втулочное отношение; подстрочные индексы 1, 2 — параметры потока на входе и выходе лопаточной решетки РК; н — наружный.

Расчет КПД выполнен по модели Комарова [16] с корректировкой эмпирических коэффициентов в сторону значительного увеличения потерь напора по данным испытаний многоступенчатых дозвуковых компрессоров [24]. Невысокая эффективность КНД указывает на необходимость проверки эмпирических коэффициентов, что является задачей будущего.

Проверка альтернативного принципа первичного проектирования. Ранее была отмечена принципиальная возможность повышения КПД за счет уменьшения коэффициента расхода. Приведен пример оптимального проектирования при условии сохранения потенциальности потока в контрольных сечениях. Это условие не позволило сделать ко-

ээффициент расхода первой ступени менее 0,4. Для изучения возможности проектирования с меньшими коэффициентами расхода оптимально спроектирован вариант ступени КНД с $h_T = f(r) = \text{var}$. Параметры первой ступени (первый вариант) сопоставлены с параметрами ступени — аналога (второй вариант) с существенно меньшим коэффициентом расхода (табл. 2).

Таблица 2

**Сравнение параметров вариантов первой ступени КНД
с разными коэффициентами расхода**

Параметр	Вариант, $h_T = f(r) = \text{var}$	
	Первый	Второй
$v = D_{\text{вт}} / D_{\text{н}}$	0,5753	0,4
$\varphi_{1\text{н}} = c_{z1\text{н}} / u_{1\text{н}}$	0,409	0,304
π^*	1,42207	1,43293
$\eta_{\text{ад}}^*$	0,87671	0,89598
$\eta_{\text{пол}}^*$	0,8827	0,90114
h_T , Дж/кг	34 942,41	34 968,61
$u_{\text{н}}$, м/с	435,21	437,7
$\beta_{\text{л2вт}}$, град	62,88	63,85
$\beta_{2\text{вт}}$, град	51,85	53,7
$\beta_{2\text{н}}$, град	23,29	23,13
$\beta_{1\text{вт}}$, град	34,46	33,59
$\beta_{1\text{н}}$, град	25,49	18,15
$\zeta_{\text{ПКвт}}$	0,0543	0,0585
$\zeta_{\text{ПКн}}$	0,0409	0,0465
$\zeta_{\text{НАвт}}$	0,0326	0,042
$\zeta_{\text{НАн}}$	0,0523	0,0343
$p_{3\text{н}}^* / p_{3\text{вт}}^*$	1,0107	1,1267

Особенности кинематики потока иллюстрируют треугольники скоростей на рис. 7 и графики параметров потока и лопаток по радиусу от втулочного до периферийного сечения. Показательно, что несмотря на меньший коэффициент расхода, во втором варианте относительная скорость на входе в РК на периферии даже больше, чем в первом варианте (рис. 7, б, г).

Теоретический напор на периферии РК в первом варианте намного меньше, поэтому угол выхода потока даже меньше угла входа (рис. 8, а, в, з). Закрутка потока в относительном движении создается за счет уменьшения расходной скорости (см. рис. 7, б).

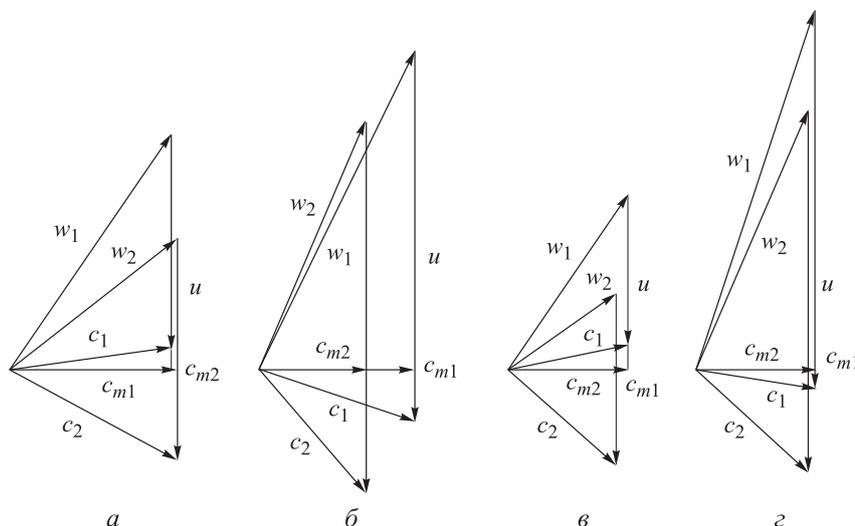


Рис. 7. Совмещенные треугольники скоростей для первого и второго вариантов на радиусах $r_{вт}$ (а, в) и r_n (б, з)

В соответствии с уравнениями математической модели [16] коэффициенты потерь больше у КНД второго варианта (рис. 8, б). При этом потеря КПД КНД первого варианта меньше только на 20 % высоты лопатки на периферии, поскольку в нижней части лопаток у КНД второго варианта меньше кинетическая энергия потока.

Обсуждение полученных результатов. Определено, что за счет меньшего коэффициента расхода у КНД второго варианта КПД больше на 1,9 %, что очень существенно, хотя коэффициенты потерь меньше в первом варианте.

Проблема КНД второго варианта состоит в разности механических энергий газа по высоте лопатки. В первом варианте значение неравномерности энергии (разности механической энергии газа на втулке и периферии) по высоте лопатки составляет 3,9 % среднего значения теоретического напора. Во втором варианте значение неравномерности энергии равно 39 % среднего значения теоретического напора. Примерно такая же разность механических энергий по высоте лопатки на выходе из ступени. Если потери смешения — выравнивания механических энергий — составят, например, 5 % неравномерности энергии, то первый вариант окажется более эффективным.

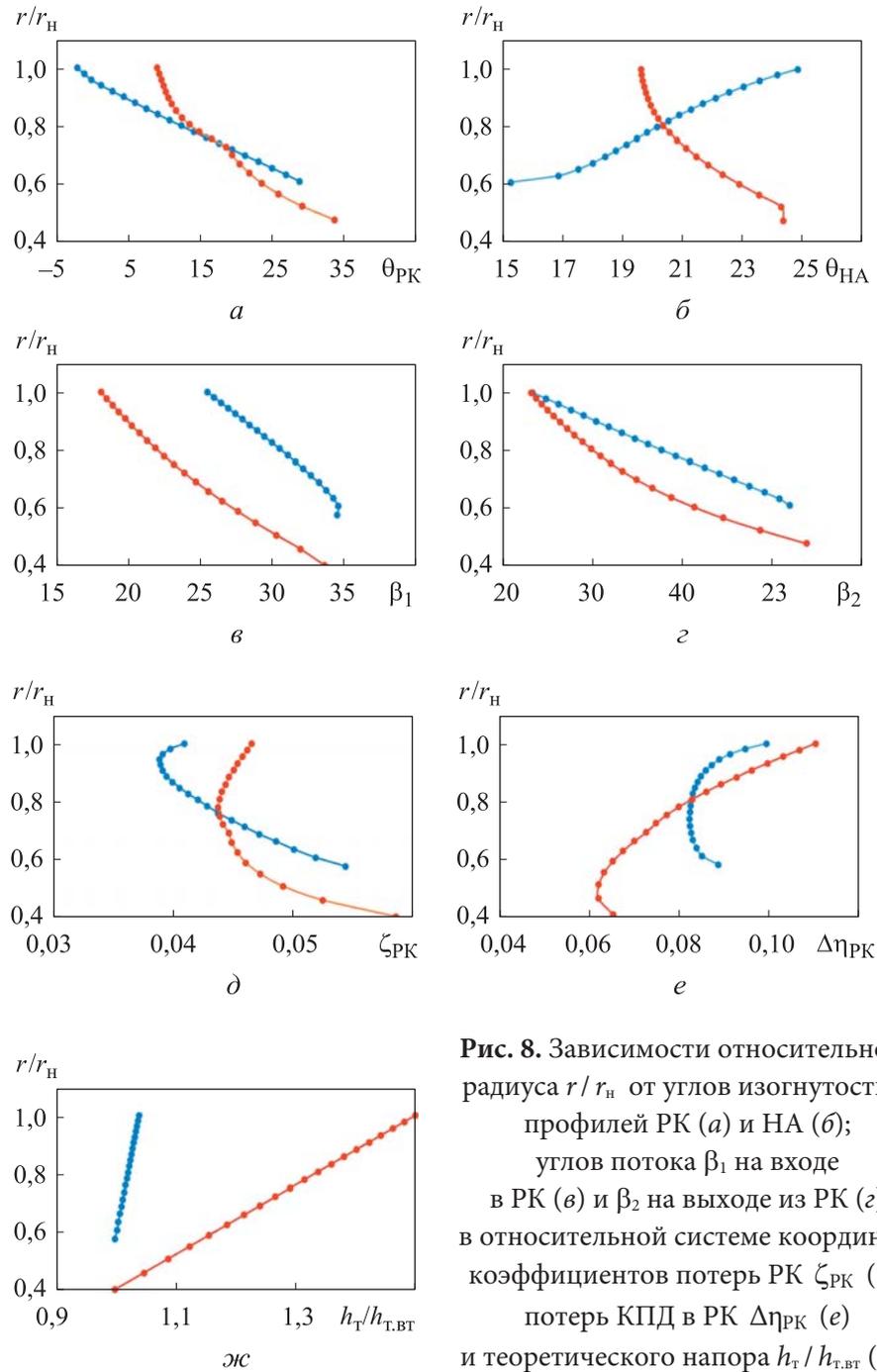


Рис. 8. Зависимости относительного радиуса r/r_H от углов изогнутости θ профилей РК (*a*) и НА (*б*); углов потока β_1 на входе в РК (*в*) и β_2 на выходе из РК (*г*) в относительной системе координат; коэффициентов потерь РК ζ_{PK} (*д*); потерь КПД в РК $\Delta\eta_{PK}$ (*е*) и теоретического напора $h_T/h_{T.BT}$ (*ж*), отнесенного к напору на радиусе r_{BT} , для первого (синяя кривая) и второго (красная) вариантов ступени

Заключение. Применяемая программа первичного проектирования осевых компрессоров носит инженерный характер. Параметры газа, потери напора и векторы скоростей рассчитываются в осесимметричной постановке в контрольных сечениях между лопаточными аппаратами на ряде осесимметричных поверхностей тока (квазитрехмерная задача). Приведенный пример оптимального проектирования показал, что программа информативна, изменение рассчитанных газодинамических параметров при изменении параметров проектирования находится в соответствии с теорией турбомашин. В первую очередь программа обеспечивает радиальное равновесие газа в поле центробежных сил. Такое равновесие возможно только при довольно строгой комбинации напора и расхода ступени на каждой осесимметричной поверхности тока. Приведенный пример CFD-расчета (не соответствующего условию радиального равновесия) показывает, что при первичном проектировании окружных компрессоров необходимо использовать программу, не допускающую подобных ошибок. При окончательной CFD-оптимизации инженерные программы можно использовать для контроля результатов расчета в контрольных сечениях.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Marenina L., Galerkin Yu., Soldatova K. Computational fluid dynamics application for analysis of centrifugal compressor stage stator part. *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, 2018, vol. 7, no. 6, pp. 656–661. DOI: <https://doi.org/10.18178/ijmerr.7.6.656-661>
- [2] Galerkin Yu., Drozdov A., Solovyeva O. Vaneless diffuser for low flow rate centrifugal compressor stage. *Proc. 13th Europ. Conf. "Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics"*, 2019, paper ETC2019-329.
- [3] Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Соловьёва О.А. Особенности работы безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней с разной меридиональной формой. *Тр. 16 Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению*. Т. 1. СПб., 2014, с. 171–178.
- [4] Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., et al. Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, art. 030051. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5122101>
- [5] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., et al. Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 604, art. 012052. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012052>
- [6] Borovkov A., Voinov I., Galerkin Yu., et al. Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 140, art. 06003. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>

- [7] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Состояние инженерного метода оптимального газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Ч. 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 4, с. 3–10.
- [8] Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. и др. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. *17 Междунар. науч.-техн. конф.* Казань, 2017, с. 19–29.
- [9] Rakov G.L., Rassokhin V.A., Zabelin N.A., et al. A low emission axial-flow turbine for the utilization of compressible natural gas energy in the gas transport system of Russia. *IJSE*, 2016, vol. 11, no. 18, pp. 11721–11733.
- [10] Smirnov M.V., Sebelev A.A., Zabelin N.A., et al. Effects of hub endwall geometry and rotor leading edge shape on performance of supersonic axial impulse turbine. Part I. *12th Europ. Conf. "Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics"*, 2017, paper ETC2017-100. DOI: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-100>
- [11] Sebelev A.A., Smirnov M.V., Borovkov A.I., et al. Effects of hub endwall geometry and rotor leading edge shape on performance of supersonic axial impulse turbine. Part II: method validation and final results. *13th Europ. Conf. "Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics"*, 2019, paper ETC2019-165. DOI: <https://doi.org/10.29008/ETC2019-165>
- [12] Zhang J., Zhou Z., Cao H., et al. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor. *Adv. Eng. Softw.*, 2018, vol. 116, pp. 9–22. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2017.11.005>
- [13] Zhihui L., Yanming L. Optimization of rough transonic axial compressor. *Aerosp. Sc. Technol.*, 2018, vol. 78, pp. 12–25. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.03.031>
- [14] Aftab M.S., Ali F., Aadil Khan M., et al. Design and analysis of a five stage axial flow compressor. *5th ICASE*, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICASE.2017.8374248>
- [15] Marchukov E., Egorov I., Popov G., et al. Optimization of a three spool axial compressor to increase the efficiency of a gas turbine engine. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 604, no. 1, art. 012048. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012048>
- [16] Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток. В кн.: Лопаточные машины и струйные аппараты. Вып. 2. М., Машиностроение, 1967, с. 67–110.
- [17] Попов Ю.А. Совершенствование и анализ проточной части осевых компрессоров и ступеней с использованием результатов испытания лопаточных решеток. Дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбГПУ, 2010.
- [18] Lieblein S. Experimental flow in 2D cascades. In: *Aerodynamic design of axial flow compressor*. NASA, 1965, pp. 183–227.
- [19] Бунимович А.И., Святогоров А.А. Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости. В кн.: Лопаточные машины и струйные аппараты. Вып. 2. М., Машиностроение, 1967, с. 36–66.

- [20] Довжик С.А., Гиневский А.С. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора. *Промышленная аэродинамика*, 1961, № 20, с. 33–40.
- [21] Подобуев Ю.С., Селезнев К.П. Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров. М., Л., МАШГИЗ, 1957.
- [22] Гофлин А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. М., Л., МАШГИЗ, 1959.
- [23] Холщевников К.В., Емен О.В., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М., Машиностроение, 1986.
- [24] Galerkin Yu., Popov Yu. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path. *International Conference on Compressors and their Systems*. London, City University, 2009, pp. 319–329.
- [25] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ пространственного потока в «негомогенных» осевых компрессорных ступенях. *Компрессорная техника и пневматика*, 2006, № 4, с. 11–19.
- [26] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ эффективности пространственных лопаточных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток. *Компрессорная техника и пневматика*, 2005, № 3, с. 33–38.
- [27] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней. *Компрессорная техника и пневматика*, 2005, № 5, с. 26–33.
- [28] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А., Прокофьев А.Ю. Анализ эффективности элементарных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток. *Компрессорная техника и пневматика*, 2005, № 1, с. 13–19.
- [29] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Ч. 1. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, № 5, с. 2–10.
- [30] Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Ч. 2. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, № 6, с. 11–20.

Боровков Алексей Иванович — канд. техн. наук, профессор, руководитель Центра НТИ «Новые производственные технологии» СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Галеркин Юрий Борисович — д-р техн. наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Соловьёва Ольга Александровна — канд. техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Дроздов Александр Александрович — д-р техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Рекстин Алексей Феликсович — д-р техн. наук, ведущий специалист Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Солдатова Кристина Валерьевна — д-р техн. наук департамента информационных технологий и безопасности Мельбурнского политехнического института (Локэд Баг 5, Прэстон, Виктория 3072, Мельбурн, Австралия).

Себелев Александр Александрович — канд. техн. наук, ведущий инженер отдела кросс-отраслевых технологий СПбПУ (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А. и др. Методика и опыт первичного проектирования трансзвукового осевого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 3 (142), с. 129–150.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-3-129-150>

**METHODOLOGY AND EXPERIENCE IN THE PRIMARY DESIGNING
A TRANSSONIC AXIAL COMPRESSOR**

A.I. Borovkov¹

Yu.B. Galerkin¹

O.A. Solovyeva¹

A.A. Drozdov¹

A.F. Rekstin¹

K.V. Soldatova²

A.A. Sebelev¹

vicerektor.ap@spbstu.ru

yuri_galerkin@mail.ru

solovyeva.oa@yandex.ru

a_drozdi@mail.ru

rekstin2k7@mail.ru

buck02@list.ru

sebelev@compmechlab.ru

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation

² Melbourne Polytechnic, Melbourne, Australia

Abstract

The article considers the basic principles underlying the program for the calculation and designing gas turbine engine axial compressors. Calculation of pressure losses and deflection ability of the cascades is based on the formulas of A. Komarov. The model involves empirical coefficients, the values of which were selected during program verification based on the results of testing multistage compressors and compressor stages. The basic equations and the algorithm for calculating pressures and velocities are given under the condition of radial balance. The application of computer

Keywords

*Axial compressor, impeller,
guide vane, flow coefficient,
radial balance, mixing loss*

programs based on these models in designing a gas turbine engine four-stage compressor of moderate power with a total pressure ratio of 3.2 and a given speed is shown. For the first compressor stage, two options with different flow rates are compared. The first option was designed according to the classic recommendation to get close to the same mechanical energy of the gas at the exit of the stage along the radius. The second option was designed for a lower flow coefficient, but ensuring the radial balance, requires introducing a significant non-uniformity of mechanical energy supply along the radius. Due to the lower kinetic energy, the stage efficiency of the second variant is 1.9 % higher, despite the fact that the loss coefficients of the blade cascades are lower in the first variant. The question remains as to how much the inevitable mixing losses in the second variant will reduce its efficiency in the process of equalizing the mechanical energy of the gas

Received 21.04.2020

Accepted 29.01.2021

© Author(s), 2022

REFERENCES

- [1] Marenina L., Galerkin Yu., Soldatova K. Computational fluid dynamics application for analysis of centrifugal compressor stage stator part. *Int. J. Mech. Eng. Robot. Res.*, 2018, vol. 7, no. 6, pp. 656–661. DOI: <https://doi.org/10.18178/ijmerr.7.6.656-661>
- [2] Galerkin Yu., Drozdov A., Solovyeva O. Vaneless diffuser for low flow rate centrifugal compressor stage. *Proc. 13th Europ. Conf. "Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics"*, 2019, paper ETC2019-329.
- [3] Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Solovyeva O.A. [Special working aspects of vaneless diffuser of centrifugal compressor stages of different meridional form]. *Tr. 16 Mezhdunar. nauch.-tekh. konf. po kompressorostroeniyu*. T. 1 [Proc. 16th Int. Sc.-Tech. Conf. on Compressor Manufacturing. Vol. 1]. St. Petersburg, 2014, pp. 171–178 (in Russ.).
- [4] Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., et al. Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2141, art. 030051. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5122101>
- [5] Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., et al. Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 604, art. 012052. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012052>
- [6] Borovkov A., Voinov I., Galerkin Yu., et al. Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. *E3S Web Conf.*, 2019, vol. 140, art. 06003. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>
- [7] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., et al. Engineering method state of optimum gas-dynamic design and calculation of centrifugal pump characteristics. Part 1. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2019, no. 4, pp. 3–10 (in Russ.).

- [8] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., et al. [Development of LPI-SPbPU scientific school of turbocompressor design, results of cooperation with compressor manufacturers]. *17 Mezhdunar. nauch.-tekh. konf.* [17 Int. Sc.-Tech. Conf.]. Kazan, 2017, pp. 19–29 (in Russ.).
- [9] Rakov G.L., Rassokhin V.A., Zabelin N.A., et al. A low emission axial-flow turbine for the utilization of compressible natural gas energy in the gas transport system of Russia. *IJESE*, 2016, vol. 11, no. 18, pp. 11721–11733.
- [10] Smirnov M.V., Sebelev A.A., Zabelin N.A., et al. Effects of hub endwall geometry and rotor leading edge shape on performance of supersonic axial impulse turbine. Part I. *12th Europ. Conf. "Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics"*, 2017, paper ETC2017-100. DOI: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-100>
- [11] Sebelev A.A., Smirnov M.V., Borovkov A.I., et al. Effects of hub endwall geometry and rotor leading edge shape on performance of supersonic axial impulse turbine. Part II: method validation and final results. *13th Europ. Conf. "Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics"*, 2019, paper ETC2019-165. DOI: <https://doi.org/10.29008/ETC2019-165>
- [12] Zhang J., Zhou Z., Cao H., et al. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor. *Adv. Eng. Softw.*, 2018, vol. 116, pp. 9–22. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2017.11.005>
- [13] Zhihui L., Yanming L. Optimization of rough transonic axial compressor. *Aerosp. Sc. Technol.*, 2018, vol. 78, pp. 12–25. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2018.03.031>
- [14] Aftab M.S., Ali F., Aadil Khan M., et al. Design and analysis of a five stage axial flow compressor. *5th ICASE*, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICASE.2017.8374248>
- [15] Marchukov E., Egorov I., Popov G., et al. Optimization of a three spool axial compressor to increase the efficiency of a gas turbine engine. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2019, vol. 604, no. 1, art. 012048. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012048>
- [16] Komarov A.P. Issledovanie ploskikh kompressornykh reshetok [Study on flat compressor cascades]. V kn.: Lopatochnye mashiny i struynye apparaty. Vyp. 2 [In: Blade machines and jet devices. Iss. 2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967, pp. 67–110 (in Russ.).
- [17] Popov Yu.A. Sovershenstvovanie i analiz protochnoy chasti osevykh kompressorov i stupeney s ispol'zovaniem rezul'tatov ispytaniya lopatochnykh reshetok. Dis. kand. tekhn. nauk [Development and analysis of flowing parts of centrifugal compressors and stages using tests results of blade systems. Cand. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbSPU, 2010.
- [18] Lieblein S. Experimental flow in 2D cascades. In: *Aerodynamic design of axial flow compressor*. NASA, 1965, pp. 183–227.
- [19] Bunimovich A.I., Svyatogorov A.A. Obobshchenie rezul'tatov issledovaniya ploskikh kompressornykh reshetok pri bol'shoy dozvukovoy skorosti [Generalization of the results of the study of flat compressor arrays at high subsonic speed]. V kn.: Lopatochnye mashiny i struynye apparaty. Vyp. 2 [In: Blade machines and jet devices. Iss. 2]. Moscow, Mashinostroenie., 1967, pp. 36–66 (in Russ.).
- [20] Dovzhik S.A., Ginevskiy A.S. Pressure losses in blade rings of centrifugal subsonic compressor. *Promyshlennaya aerodinamika*, 1961, no. 20, pp. 33–40 (in Russ.).

- [21] Podobuev Yu.S., Seleznev K.P. *Teoriya i raschet osevykh i tsentrobezhnykh kompressorov* [Theory and calculation of axial and centrifugal compressors]. Moscow, Leningrad, MASHGIZ Publ., 1957.
- [22] Goffin A.P. *Aerodinamicheskiy raschet protochnoy chasti osevykh kompressorov dlya statsionarnykh ustanovok* [Aerodynamics calculation of centrifugal compressor flow part for stationary plants]. Moscow, Leningrad, MASHGIZ Publ., 1959.
- [23] Kholshchevnikov K.V., Emen O.V., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aviation blade machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986.
- [24] Galerkin Yu., Popov Yu. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path. *Int. Conf. on Compressors and their Systems*. London, City University, 2009, pp. 319–329.
- [25] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Analysis of spatial flow in non-homogenous axial compressor stages. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2006, no. 4, pp. 11–19 (in Russ.).
- [26] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Efficiency analysis of spatial blade systems of axial compressors using blowout data for flat cascades. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2005, no. 3, pp. 33–38 (in Russ.).
- [27] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Design analysis of axial compressor stages characteristics. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2005, no. 5, pp. 26–33 (in Russ.).
- [28] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A., Prokof'yev A.Yu. Efficiency analysis of elementary cascades of axial blades using blowout data for flat cascades. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2005, no. 1, pp. 13–19 (in Russ.).
- [29] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Optimization of axial compressor setting at option calculation. Part 1. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2009, no. 5, pp. 2–10 (in Russ.).
- [30] Galerkin Yu.B., Popov Yu.A. Optimization of axial compressor setting at option calculation. Part 2. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2009, no. 6, pp. 11–20 (in Russ.).

Borovkov A.I. — Cand. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Center of the National Technological Initiative “New Production Technologies”, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Galerkin Yu.B. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhni-cheskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Solovyeva O.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Drozdov A.A. — Dr. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Rekstin A.F. — Dr. Sc. (Eng.), Leading Specialist, Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Soldatova K.V. — Dr. Sc. (Eng.), Department of Information Technology and Security, Melbourne Polytechnic (Locked Bag 5, Preston Victoria, 3072 Melbourne, Australia).

Sebelev A.A. — Cand. Sc. (Eng.), Leading Engineer, Leading Research, Department of Cross-Industry Technologies, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Borovkov A.I., Galerkin Yu.B., Solovyeva O.A., et al. Methodology and experience in the primary designing a transsonic axial compressor. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 3 (142), pp. 129–150 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-3-129-150>