

# РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И КОМПЬЮТЕРНОЙ ПРОГРАММЫ ПЕРВИЧНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСЗВУКОВЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

А. И. Боровков, Ю. Б. Галеркин, О. А. Соловьёва, А. А. Дроздов,  
А. Ф. Рекстин, В. Б. Семеновский, П. Н. Броднев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29

В работе представлена математическая модель, лежащая в основе программы расчета и проектирования осевых компрессоров. Описан процесс расчета потерь напора в элементах проточной части осевой компрессорной ступени. Коэффициент потерь складывается из потерь на ограничивающих поверхностях, вторичных потерь и профильных потерь. Показан учет влияния шероховатости на потери напора путем введения соответствующего эмпирического коэффициента. Представлен алгоритм расчета углов лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата путем расчета угла атаки и угла отставания потока. Угол отставания потока складывается из угла отставания потока на профиле и угла отставания из-за вязкого течения на ограничивающих поверхностях.

**Ключевые слова:** осевой компрессор, рабочее колесо, направляющий аппарат, коэффициент расхода, радиальное равновесие, потери напора.

## Введение

Сложный характер течения и отсутствие вплоть до 70-х гг. прошлого столетия адекватной вычислительной техники обусловили эмпирический характер исследования осевых ступеней и компрессоров. Существенно упростило получение нужных результатов адекватность течения в элементарной кольцевой решетке лопаточного аппарата рабочего колеса (РК) или направляющего аппарата (НА) течению в эквивалентной плоской решетке. Основная информация, используемая в практике проектирования лопаточных аппаратов осевых компрессоров (ОК), получена в результате испытания элементарных плоских решеток в аэродинамических трубах. Техника этих экспериментов значительно проще, чем, например, при испытании модельных ступеней осевых или центробежных компрессоров.

Принципы профилирования лопаточных аппаратов ОК на основании испытания плоских решеток в отечественной литературе были изложены в [1], более подробно — в [2]. В более поздней публикации [3], обобщающей результаты исследований западных специалистов, фактически излагается тот же самый подход. Наиболее полное изложение этих принципов содержится в монографии [4], опубликованной в 2003 г. Применительно к осевым вентиляторам результаты обширных исследований и методы проектирования представлены в монографии [5]. Рекомендации по проектированию промышленных ОК содержатся в технических материалах [6] и др. Ряд частных вопросов проектирования решен отечественными исследователями и изложен в ряде публикаций, например, в [7].

На более поздних этапах стали разрабатываться инженерные одномерные и двухмерные програм-

мы, позволяющие производить расчет и оптимизацию как осевых ступеней, так и компрессоров в целом. Большинство этих программ были созданы на заводах-изготовителях компрессорного оборудования на основании обработки экспериментальных исследований и являются коммерческой тайной. Информации о них крайне мало.

В этом же направлении работают и зарубежные ученые. В работах [8, 9] представлена разработка программного комплекса оптимизации размеров и формы осевых компрессоров. Разработанная математическая модель учитывает различные компоненты потерь напора в осевых компрессорах и позволяет оптимизировать их размеры, форму лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата, выдает прогнозируемые газодинамические характеристики компрессора. Применяется одномерный расчет на средней линии тока при первичном проектировании и двухмерный подход с расчетом параметров потока и треугольников скоростей на нескольких линиях тока по высоте лопатки. Это позволяет добиться оптимальной формы лопаток по её высоте и добиться безударного обтекания потоком. Расчет потерь напора осуществляется по формулам Либляйна. Компрессор может проектироваться с постоянным втулочным диаметром, постоянным наружным диаметром или постоянным диаметром средней линии тока. Также имеется возможность задавать линейный закон изменения наружного диаметра. Программа была идентифицирована на основе экспериментальных данных для многоступенчатого осевого компрессора, полученных в NASA (рис. 1).

Приблизительно такие же математические модели и компьютерные программы представлены в работах [10–14]. В НИЛ «Газовая динамика тур-

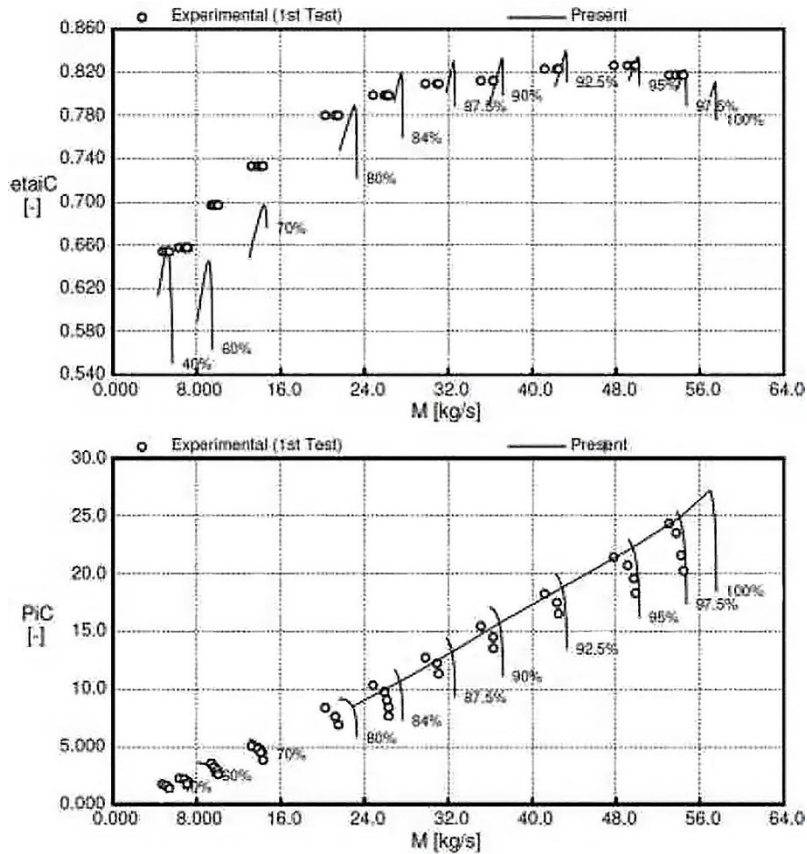


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных данных для многоступенчатого осевого компрессора [8]  
 Fig. 1. Comparison of calculated and experimental data for multistage axial compressor [8]

бомашин» были разработаны свои компьютерные программы, предназначенные для расчета и проектирования осевых компрессоров. Многолетний опыт применения программ в интересах промышленности [15, 16] показал их эффективность.

В процессе научных исследований осевых компрессоров потребовался инструмент, позволяющий как производить первичное проектирование осевого компрессора на расчетном режиме, так и создавать цифровые двойники имеющихся компрессоров и определять его параметры на расчетном режиме. Для решения этих задач сотрудники НИЛ «Газовая динамика турбомашин» создали специализированный инструмент — программу РРОК.

Программа нужна для проектирования и расчета ОК на расчетном режиме. Сопоставление вариантов с различным числом ступеней и оборотами ротора производится не автоматическим перебором вариантов, а пользователем в ручном режиме. Это и другие ограничения в функционале программы, а также особенности ее расчета (возможность подбора профилей лопаток для получения заданного пользователем наружного контура) проистекают из задач, стоящих перед авторами статьи. При необходимости программа может быть расширена и дополнена в интересах заказчиков.

Программа позволяет определить основные размеры, рассчитать треугольники скоростей и параметры потока на 20 радиусах по высоте лопатки. Предоставляется возможность оценки:

— эффективности рабочего колеса, направляющего аппарата и каждой ступени компрессора в целом;

— неравномерности расходных скоростей и поля полных давлений на выходе из рабочего колеса и ступени.

### Обсуждение результатов. Математическая модель расчета параметров потока в контрольных сечениях компрессора

Математическая модель, лежащая в основе программы РРОК, предполагает, что расчет производится на 20 линиях тока по высоте лопатки. Каждая линия тока учитывает тот факт, что она имеет коническую, а не цилиндрическую форму. Это учитывается расчетом угла наклона осесимметричной поверхности тока (ОПТ):

$$\chi_{2i} = \arctg \frac{r_{2i} - r_{1i}}{B_{zPP}}, \quad (1)$$

где  $r$  — радиус;  $B$  — хорда лопатки.

Первоначально рассчитывается втулочное сечение, далее итерационно определяются параметры потока на всех остальных линиях тока. Расчетная схема для одной ступени компрессора представлена на рис. 2.

Задача расчета параметров потока решается численно, для чего высота лопатки  $l = r_n - r_{вн}$  делится рядом промежуточных радиусов. Расход через каждую линию тока предполагается одинаковым. Треугольники скоростей и форма элементарных решеток на этих радиусах определяются в соответствии

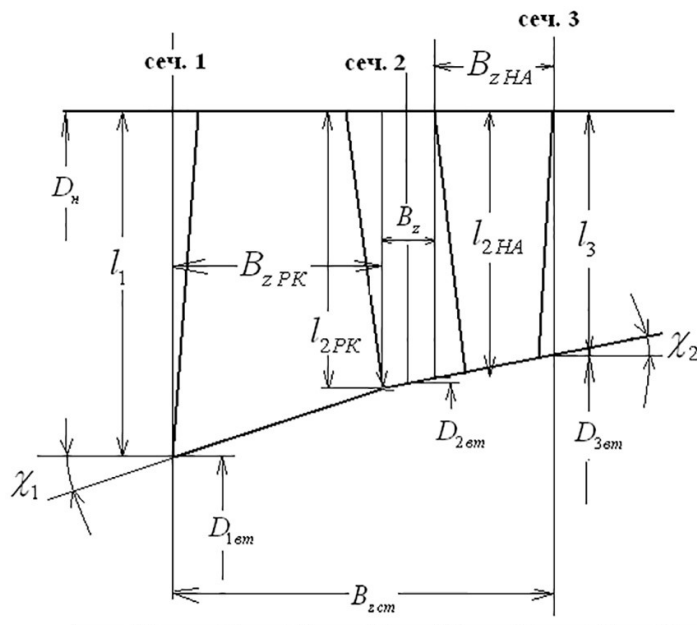


Рис. 2. Расчетная схема ступени осевого компрессора  
Fig. 2. Axial compressor stage scheme

с принятым законом изменения параметров потока по высоте лопаток. Совокупность элементарных решеток образует лопатку пространственной формы РК или НА.

В работах [1, 3, 4, 18] на стадии вариантного расчета форма пространственного потока рассчитывается с использованием ряда упрощающих допущений. Рассматривается потенциальный, невязкий поток в гомогенной ступени, в зазоре между вращающимися и неподвижными лопатками (то есть  $c_z = const$  и  $c_r = 0$ ). Центробежная сила от вращения потока со скоростью  $c_u$  уравновешивается градиентом давления по радиусу (условие радиального равновесия):

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

где  $\rho$  — плотность газа;  $p$  — статическое давление;  $c_u$  — окружная компонента абсолютной скорости.

Из перечисленных выше литературных источников следует, что общепринятым принципом профилирования является равенство теоретического напора на всех радиусах по высоте лопаток:

$$h_T = f(r) = \psi_T u^2 = const$$

или  $\psi_T = f(r) = \psi_{Tp} \left( \frac{r_p}{r} \right)^2, \quad (3)$

где  $h_T$  — теоретический напор;  $\psi_T$  — коэффициент теоретического напора;  $u$  — окружная скорость.

Это условие обеспечивает равенство механической энергии газовых частиц в каждом из контрольных сечений. При равенстве механических энергий отсутствуют потери смешения между газовыми частицами с разной механической энергией, что и объясняет целесообразность проектирования по соотношению (3).

Так как давление торможения  $p^* = p + \rho \frac{c_u^2 + c_z^2}{2} = f(r) = const$ , то условие радиального равновесия (2) выполняется при следующем соотношении между компонентами абсолютной скорости:

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

Уравнение (4) показывает, что в гомогенной ступени при условии  $h_T = f(r) = const$  характер изменения скоростей по радиусу не может быть произвольным. Очевидно, что появляющиеся в силу наличия закрутки потока центробежные силы увеличивают статическое давление по радиусу. Следовательно, условие постоянства полного давления требует уменьшения абсолютной скорости в этом направлении. Такой характер изменения скорости может быть реализован при разном соотношении между составляющими  $c_u$  и  $c_z$ .

На втулочной линии тока теоретический напор определяется исходя из заданного пользователем угла потока  $\beta_{2vm}$ :

$$h_{Tvm} = (u_{2vm} - c_{m2vm} \operatorname{ctg} \beta_{2vm}) u_{2vm} - c_{u1vm} u_{1vm}, \quad (5)$$

где  $\beta$  — угол между относительной скоростью и окружным направлением.

Полная температура рассчитывается через величину подведенной энергии:

$$T_{2i}^* = T_0^* + \frac{h_{Ti}}{c_p}, \quad (6)$$

где  $c_p$  — теплоемкость при постоянном давлении.

Потерянный напор рассчитывается исходя из коэффициента потерь:

$$h_w = \zeta \cdot 0,5w_1^2, \quad (7)$$

где  $w$  — относительная скорость (скорость потока во вращающейся системе координат).

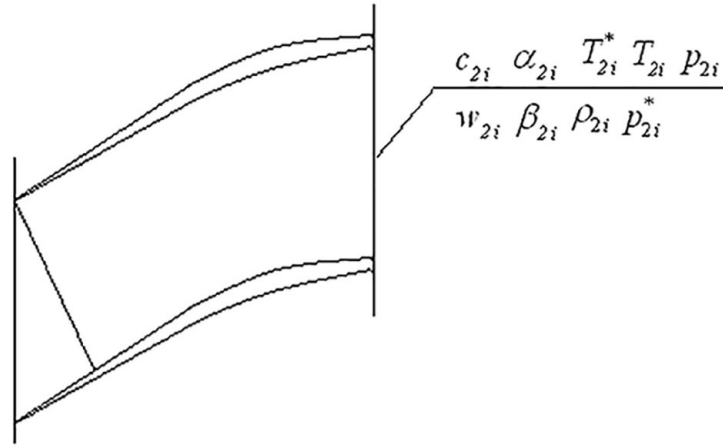


Рис. 3. Схема ЛР и параметры на выходе из РК  
Fig. 3. Schematic of the blade row and parameters at the exit of the impeller

Повышение статической температуры из-за потери напора (по сравнению с температурой при адиабатном расширении):

$$\Delta T_{w1i} = h_{w1i} / c_p, \quad (8)$$

где  $h_w$  — потерянный напор.

Статическая температура рассчитывается по выражению:

$$T_{2i} = T_{1i} \left( \frac{P_{2i}}{P_{1i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \Delta T_{w1i}. \quad (9)$$

Одними из основных частей математической модели являются расчеты потерь напора и углов лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. Подробнее эти части модели рассмотрены ниже.

### Расчет потерь напора

Потери напора рассчитываются по методике [19]. Рассчитываемые с учетом потерь параметры на выходе из лопаточного аппарата РК перечислены на рис. 3.

Коэффициент полных потерь в лопаточной решетке (рабочего колеса и направляющего аппарата соответственно) складывается из потерь на ограничивающих поверхностях, вторичных потерь и профильных потерь:

$$\zeta_{iPP} = \zeta_{piPi p} + \zeta_{0iPP} + \zeta_{iiPi}; \quad (10)$$

$$\zeta_{iHH} = \zeta_{piHi p} + \zeta_{0iHH} + \zeta_{iiHi}. \quad (11)$$

Коэффициент профильных потерь для рабочего колеса и направляющего аппарата соответственно:

$$\zeta_{piPi p} = X(6) \cdot \zeta_{piPi} \cdot K_{\lambda 1i} \cdot K_{Re1i}; \quad (12)$$

$$\zeta_{piHi p} = X(6) \cdot \zeta_{piHi} \cdot K_{\lambda 2i} \cdot K_{Re2i}. \quad (13)$$

Коэффициент профильных потерь на режиме максимального качества для рабочего колеса и направляющего аппарата соответственно:

$$\zeta_{piPi} = \frac{0,65 + 2 \left( \frac{\theta_{iPPK}}{100} \right)^2}{100 \sqrt{\sin \beta_{1i}} \cdot (t/B)_{iPP}}; \quad (14)$$

$$\zeta_{piHi} = \frac{0,65 + 2 \left( \frac{\theta_{iHHA}}{100} \right)^2}{100 \sqrt{\sin \alpha_{2i}} \cdot (t/B)_{iHH}}, \quad (15)$$

где  $\theta$  — угол изогнутости профилей;  $\alpha$  — угол между абсолютной скоростью и окружным направлением.

Значение  $\zeta_{pi}$  по формулам (14) и (15) больше, чем значение минимального коэффициента профильных потерь для режима, принятого за расчетный. Отличие невелико и может быть учтено наряду с другими факторами введенным эмпирическим коэффициентом.

В соответствии с методикой в работах [20–27] учтено влияние критериев Маха, Рейнольдса и шероховатости.

Учет влияния сжимаемости производится при помощи формулы:

$$K_{\lambda li} = 1 + X(4) \cdot \lambda_{Tri}^{X(5)}, \quad (16)$$

где  $\lambda$  — скоростной коэффициент.

Форма поправки на Рейнольдс — шероховатость не указана в работе [19], поэтому применена методика, аналогичная методике для расчета характеристик центробежных ступеней [28].

За основу расчета трения берутся формулы ко-

эффициента силы трения пластинки  $c_f = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}}$  —

гидравлически гладкая или  $c_f = 0,0162 \left( \frac{K_w}{B} \right)^{1/7}$  — ше-

роховатая поверхность,  $K_w$  — шероховатость поверхности.

Связь коэффициента силы трения с коэффици-

ентом потерь прямо пропорциональная:  $\zeta_p = c_w \cdot \left( \frac{t}{B} \right) \times \left( \frac{w_{cp}}{w_1} \right)^3 \frac{1}{\sin \beta_1}$ , где  $t$  — шаг решетки (расстояние между лопатками) [28]. Поэтому поправочный коэффициент можно ввести в формулы расчета потерь как множитель.

Поправка вводится в виде:

$$K_{Re} = \frac{c_{fi}}{c_{f(Комаров)}}, \quad (17)$$

где  $c_{fi}$  — коэффициент силы сопротивления трения.

Для оценки  $c_{f(Комаров)}$  использована информация из [3]. Данные о шероховатости поверхностей лопаток при расчетах чаще всего отсутствуют, а испытания в работе [3] сделаны при  $Re_w = 5 \cdot 10^5$ . Если считать поверхности гидравлически гладкими, то

$$c_{f(Комаров)г.г.} = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}} = 0,00471.$$

Для того чтобы такое же значение было при гидравлически шероховатой поверхности, высота неровностей должна соответствовать соотношению

$$c_f = 0,0162 \left( \frac{\kappa_{ш}}{B} \right)^{1/7} = 0,00471.$$

При хорде лопаток 80 мм в работе [19] их неровность должна быть равна 14 микрометров, что слишком большая величина. Очевидно, при продувках решеток в [19] имело место гидравлически

гладкое обтекание. Тогда  $K_{Re} = \frac{c_{fi}}{0,00471} = 212,3 \cdot c_{fi}$ .

Таким образом, окончательно, при гидравлически гладком течении  $K_{Re} = \frac{6,518}{Re_w^{1/7}}$ . При шероховатой

поверхности  $K_{Re} = 3,44 \left( \frac{\kappa_{ш}}{B} \right)^{1/7}$ .

Коэффициент потерь на ограничивающих поверхностях:

$$\zeta_{0iPP} = X(7) \zeta_{piPi} \frac{(t/B)_{PKi}}{(1/B)_{PK}} (1 + B_z / B_{PK}); \quad (18)$$

$$\zeta_{0iHH} = X(7) \zeta_{piHi} \frac{(t/B)_{HAi}}{(1/B)_{HA}} (1 + B_z / B_{PK}). \quad (19)$$

Коэффициент вторичных потерь:

$$\zeta_{iiPi} = X(8) \cdot 0,10 (\text{ctg } \beta_{li} - \text{ctg } \beta_{2i})^2 \sin \beta_{li} \frac{(t/B)_{PKi}}{(1/B)_{PK}}; \quad (20)$$

$$\zeta_{iiHi} = X(8) \cdot 0,10 \text{ctg}^2 \alpha_{2i} \sin \alpha_{2i} \frac{(t/B)_{HAi}}{(1/B)_{HA}}. \quad (21)$$

### Расчет углов лопаток РК и НА

Программа РРОК использует математическую модель для расчета оптимального угла атаки и угла отставания потока. Это позволяет сформировать пространственную среднюю поверхность лопаток. Для этой поверхности с учетом параметров потока по математической модели рассчитываются потери напора. Для обеих моделей авторы РРОК использовали рекомендации отечественного исследователя А. Комарова, введя ряд поправок и дополнений. В модель А. Комарова введены семь поправочных коэффициентов, что логично, так как модель основана на обобщении результатов продувки плоских решеток, что лишь частично соответствует реальным условиям работы компрессора.

Углы лопаток элементов ступени рассчитываются на режиме минимума потерь, принятом за расчетный режим. Входные углы лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата рассчитываются как сумма угла потока и угла атаки:

$$\beta_{\lambda li} = \beta_{li} + i_{li}; \quad (22)$$

$$\alpha_{\lambda 2i} = \alpha_{2i} + i_{2i}. \quad (23)$$

Выходные углы лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата соответственно рассчитываются как сумма угла потока и угла отставания:

$$\beta_{\lambda 2i} = \beta_{2i} + \Delta \beta_i; \quad (24)$$

$$\alpha_{\lambda 3i} = \alpha_{3i} + \Delta \alpha_i. \quad (25)$$

При сверхзвуковом течении угол атаки для элементов равен нулю.

Суммарный угол отставания потока в элементах складывается из угла отставания на профиле рабочего колеса и угла отставания из-за вязкого течения на ограничивающих поверхностях. Угол отставания на ограничивающих поверхностях равномерно перераспределяется на все линии тока. Для лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата соответственно:

$$\Delta \beta_i = \Delta \beta_{pi} + \Delta \beta_{hi} \text{ град.} \quad (26)$$

$$\Delta \alpha_i = \Delta \alpha_{pi} + \Delta \alpha_{hi} \text{ град.} \quad (27)$$

Угол отставания на профилях в рабочем колесе и направляющем аппарате соответственно, согласно Комарову [19]:

$$\Delta \beta_{pi} = \left[ 0,26(2\bar{B}_f)^2 (t/B)_{PKi} + 0,2 \frac{\beta_{2i}}{100} K_{ti} \right] \theta_{iPP}; \quad (28)$$

$$\Delta \alpha_{pi} = \left[ 0,26(2\bar{B}_{fHA})^2 (t/B)_{HAi} + 0,18 K_{tHAi} \right] \theta_{iHH}. \quad (29)$$

Угол изогнутости лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата соответственно:

$$\theta_{iPK} = \beta_{2i} - \beta_{1i} + \Delta \beta_i - i_{1i}, \text{ град.} \quad (30)$$

$$\theta_{iHA} = \alpha_{3i} - \alpha_{2i} + \Delta \alpha_i - i_{2i}, \text{ град.} \quad (31)$$

Анализ формул показывает, что расчет углов лопаток приводит к необходимости применения итерационных процессов. На первом этапе необходимо задаться первым приближением значений угла отставания потока и угла атаки. В дальнейшем эти значения уточняются до тех пор, пока различия между их значениями на каждой итерации не станут минимальными.

Относительный шаг лопаточной решетки элемента на линии тока:

$$(t/B)_{PKi} = (t/B)_{PK} \frac{r_{li}}{r_h}. \quad (32)$$

Обобщенный относительный шаг решетки:

$$(t/B)_{PKi}^* = (t/B)_{PKi}. \quad (33)$$

Если  $(t/B)_{PKi} > 1,0$ , то обобщенный относительный шаг:

$$(t/B)_{PKi}^* = 2 - 1/(t/B)_{PKi}. \quad (34)$$

Коэффициент  $K_{iPK}$ , входящий в уравнения, рассчитывается по формулам:

$$K_{iPK} = 1,0 \text{ при } (t/B)_{PKi}^* \leq 1,0; \quad (35)$$



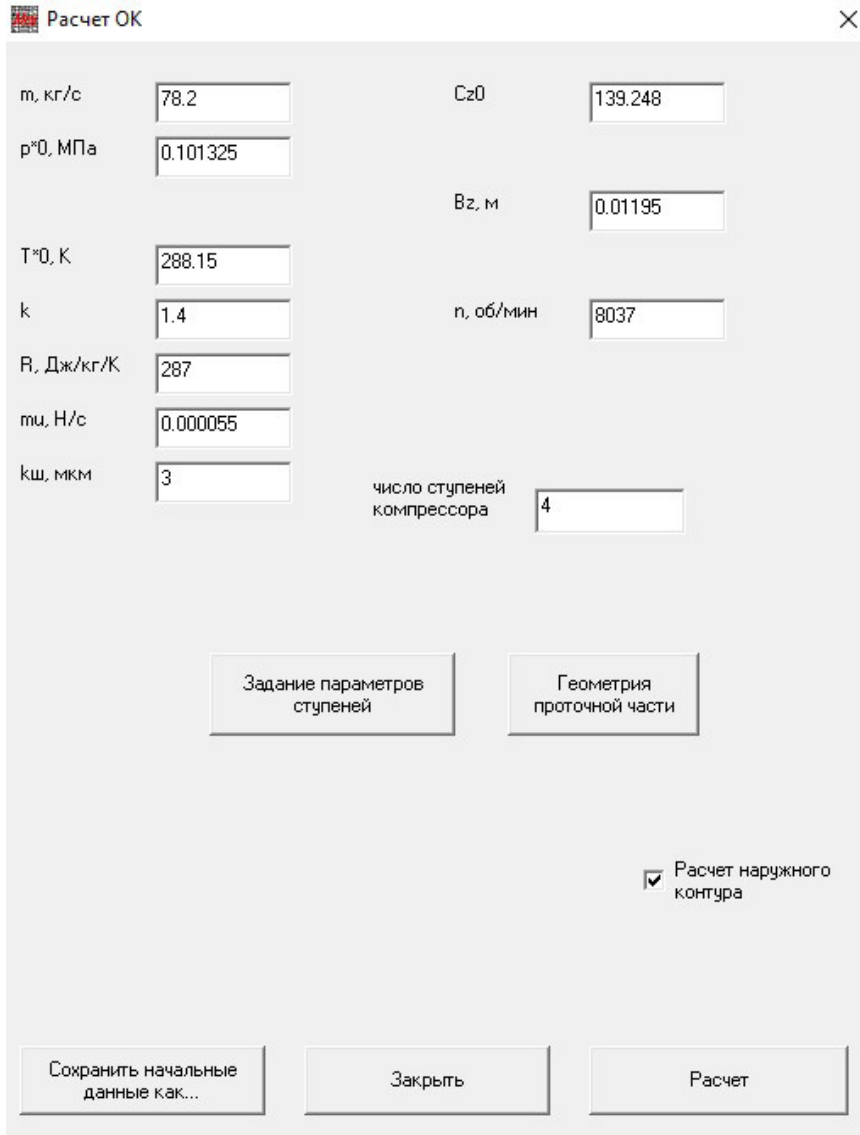


Рис. 4. Программа РРОК. Задание параметров газа на входе и параметров компрессора  
 Fig. 4. DDAC program. Defining inlet gas parameters and compressor parameters

$$K_{iPP} = 1/(t/B)_{PKi}^2 \text{ при } (t/B)_{PKi} > 1,0. \quad (36)$$

Положение точки максимального прогиба  $\bar{B}_f$  РК задается пользователем. В большинстве случаев эта величина равняется 0,6.

Угол отставания из-за вязкого течения на ограничивающих поверхностях, согласно Комарову:

$$\Delta\beta_h = 2,5(\text{ctg } \beta_{li} - \text{ctg } \beta_{2i}) \frac{(t/B)_{PKi}}{(l/B)_{PK}} \sin \beta_{2i}, \text{ град.} \quad (37)$$

$$\Delta\alpha_h = 2,5 \text{ctg } \beta_{2i} \frac{(t/B)_{HAi}}{(l/B)_{HA}}, \text{ град.} \quad (38)$$

Угол атаки на режиме минимального коэффициента потерь в рабочем колесе и направляющем аппарате соответственно:

$$i_{li} = 6 - \frac{1}{3} \theta_{iPP} (t/B)_{PKi} \left[ 1,81 - (2\bar{B}_f)^2 \right] - 6 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\theta_{iPP}}{60} \right)^2 \right], \text{ град.}; \quad (39)$$

$$i_{2i} = 6 - \frac{1}{3} \theta_{iHH} (t/B)_{HAi} \left[ 1,81 - (2\bar{B}_f)_{HA}^2 \right] - 6 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\theta_{iHH}}{60} \right)^2 \right], \text{ град.} \quad (40)$$

#### Описание функционала программы

Описанные выше математические модели были реализованы в компьютерной программе РРОК. Для расчета компрессора задаются параметры газа на входе в компрессор (полное давление и температура, показатель изоэнтропы, динамическая вязкость газа) и его основные параметры проектирования (расчетный массовый расход, число ступеней и частота вращения ротора), (рис. 4). Для каждой ступени компрессора задаются геометрические размеры лопаток: величина хорды лопаток на втулке и периферии, осевая протяженность лопаток, положение максимальной стрелы прогиба лопаток, число лопаток (рис. 5). Измерение величины хорды лопаток по ее длине предполагается линейным, соответственно, на каждой линии тока текущая вели-

| ВНА           |         | РК              |          | НА              |          |
|---------------|---------|-----------------|----------|-----------------|----------|
| Cz1/Cz0 вт    | 1.12879 | Cz2/Cz1 вт      | 1.044393 | Cz3/Cz2 вт      | 1.003276 |
| Cu1н, м/с     | 17.5    |                 |          | Cu3н, м/с       | 50       |
| Cu1вт, м/с    | -42.5   |                 |          | Cu3вт, м/с      | 20       |
| Cu1r^m, м     | 0.75    |                 |          | Cu3r^m, м       | 1        |
|               |         | bet2вт, град    | 70       |                 |          |
|               |         | ht^m2, m2       | 1        |                 |          |
|               |         | htн/htвт        | 1        |                 |          |
|               |         | Dвт1, м         | 0.3692   |                 |          |
| Dвт0, м       | 0.302   | Dвт2, м         | 0.4217   | Dвт3, м         | 0.4654   |
| В ВНАвт, м    | 0.114   | В РКвт, м       | 0.0664   | В НАвт, м       | 0.0538   |
| В ВНАн, м     | 0.13034 | В РКн, м        | 0.08945  | В НАн, м        | 0.07159  |
| Вz ВНА, м     | 0.13    | Вz РК, м        | 0.0624   | Вz НА, м        | 0.061    |
| z ВНА         | 19      | z РК            | 34       | z НА            | 44       |
| Vf ВНА        | 0.6     | Vf РК           | 0.5      | Vf НА           | 0.5      |
| дзетта вна н  | 0.01    | дзетта рк н     | 0.05     | дзетта на н     | 0.07     |
| дзетта вна вт | 0.024   | дзетта рк вт    | 0.04     | дзетта на вт    | 0.06     |
| е вна         | 1       | е рк            | 1        | е на            | 1        |
|               |         | омега н1, град  | 2.3      | омега н2, град  | 3        |
|               |         | омега вт1, град | 10.3     | омега вт2, град | 10       |

Ступень № 1

<< >>

Закрывать

Копировать размеры ступени №: Text1

Рис. 5. Программа PPOK. Задание геометрических и газодинамических параметров ступени компрессора  
Fig. 5. DDAC program. Setting the geometrical and gas-dynamic parameters of the compressor stage

чина хорды рассчитывается по формуле (приведено на примере рабочего колеса):

$$B_{PKi} = B_{PK1} + \frac{B_{PK20} - B_{PK1}}{r_{i20} - r_{i1}} (r_{i20} - r_{i1}). \quad (41)$$

Кроме того, задаются диаметры втулки в контрольных сечениях. Этим ограничивается набор геометрических размеров компрессора, необходимых для первичного проектирования компрессора на заданные параметры. Если же программа используется для создания цифрового двойника существующего компрессора, то пользователь задает диаметры периферии в контрольных сечениях (рис. 6). Внешний вид меридионального сечения компрессора показывается пользователю в упрощенном виде.

Помимо геометрических параметров компрессора, пользователь задает ряд газодинамических параметров. В первую очередь, это параметры, определяющие величину подведенной к газу энергии: угол потока на выходе из РК на втулочной линии

тока  $\beta_{2вв} \leq 90^\circ$  и параметры, определяющие закон измерения теоретического напора по высоте лопатки

$\frac{h_{Ti}}{h_{ТВВ}}$ ,  $m_2$ . На каждой линии тока теоретический напор рассчитывается по формуле:

$$h_{Ti} = h_{ТВВ} + \left( h_{ТВВ} \frac{h_{Ti}}{h_{ТВВ}} - h_{ТВВ} \right) \left( \frac{r_{i20} - r_{i1}}{r_{i1} - r_{i1}} \right)^{m_2}. \quad (42)$$

Помимо этого, задаются величины расходных скоростей в контрольных сечениях проточной части. При расчете с заданным наружным контуром производится итерационный расчет величин расходных составляющих скорости в контрольных сечениях, обеспечивающих требуемые размеры периферии, и параметры  $c_{z0'}$ ,  $c_{z1}/c_{z0'}$ ,  $c_{z2}/c_{z1'}$ ,  $c_{z3}/c_{z2}$  определяются в процессе расчета, а не задаются пользователем.

Величина окружной составляющей скорости на выходе из неподвижных элементов (НА и ВНА) за-

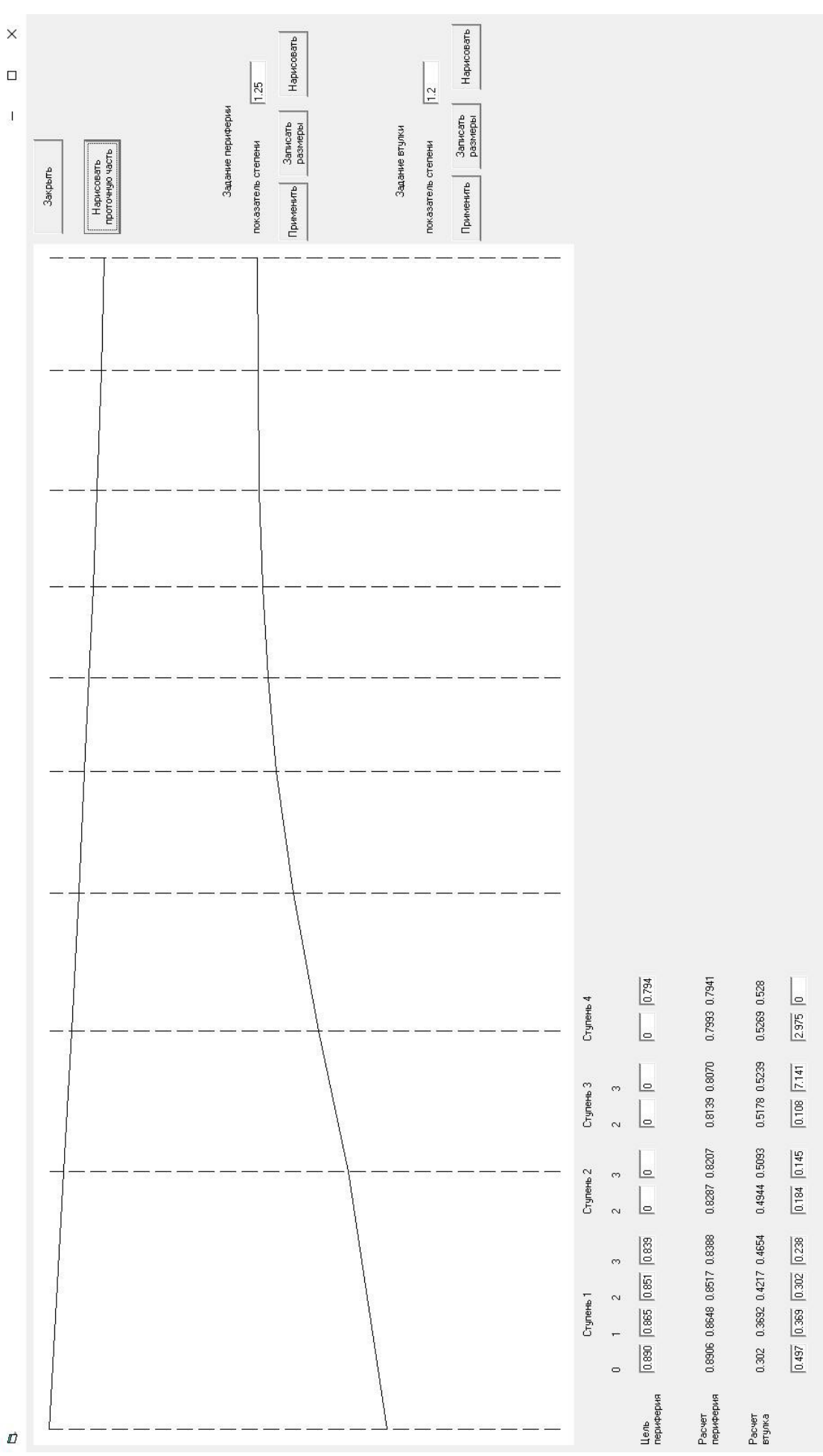


Рис. 6. Программа РРОК. Задание втулки и периферии компрессора  
 Fig. 6. DDAC program. Defining compressor hub and shroud



дается на втулке и периферии, закон изменения по высоте лопатки задается показателем степени  $m_3$ . Тогда на каждой линии тока окружная составляющая скорости рассчитывается по формуле:

$$c_{u3i} = c_{u3vm} + (c_{u3n} - c_{u3vm}) \left( \frac{r_{3i} - r_{3vm}}{r_{3n} - r_{3vm}} \right)^{m_3}. \quad (43)$$

### Заключение

Представленная выше математическая модель и созданная на ее основе компьютерная программа были использованы при выполнении работ по проекту «Разработка технических решений и прототипов устройств — камера сгорания, компрессор низкого давления для создания конкурентоспособных газовых турбин мощностью 25 МВт для газоперекачивающих агрегатов на основе цифровых двойников разрабатываемых устройств». В режиме создания цифрового двойника существующего компрессора были смоделированы газодинамические параметры четырехступенчатого осевого трансзвукового компрессора на расчетном режиме.

### Благодарности

Работа выполнена при поддержке гранта Президента Российской Федерации для молодых кандидатов наук МК-1893.2020.8.

### Список источников

1. Подобуев Ю. С., Селезнев К. П. Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров. М., Л.: Машгиз, 1957. 320 с.
2. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
3. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров / пер. с англ. под ред. Ф. Ш. Гельмедова, Н. М. Савина. М.: Мир, 2000. 688 с. ISBN 5-03-002485-9.
4. Aungier R. H. Axial-Flow Compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis. NY: The American Society of Mechanical Engineers, 2003. 372 p. ISBN 9780791801925.
5. Брусиловский И. В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1986. 284 с.
6. Методика аэродинамического расчета проточной части осевого компрессора для стационарных установок. РТМ 24.020.17-73. М.: МТТЭМ, 1975. 204 с.
7. Семов В. В. Экспериментальное исследование компрессорной ступени типа К-3 (К-50-3) с малым удлинением лопаток // ЭМС. № 10. 1968. С. 30–34.
8. Banjac M., Petrovic M. V. Development of method and computer program for multistage axial compressor design: Part I — Mean line design and example cases // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-75410.
9. Banjac M., Petrovic M. V. Development of method and computer program for multistage axial compressor design: Part II — two-dimensional design and validation // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-75412.
10. Yang C., Wu H., Yang J. [et al.]. Time-marching throughflow analysis of multistage axial compressors based on a novel inviscid blade force model // Journal of aerospace engineering. 2019. Vol. 233, Issue 14. P. 5239–5252. DOI: 10.1177/0954410019840588.
11. Yang C., Wu H., Liang Y. A Novel Three-Dimensional Inverse Method for Axial Compressor Blade Surface Design // Arabian Journal for Science and Engineering. 2019. Vol. 44 (12). P. 10169–10179.

12. Zhang J., Zhou Z., Hui Cao H. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor // Advances in Engineering Software. 2018. Vol. 116. P. 9–22. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2017.11.005.

13. Koliai I., Alexiou A., Aretakis N. [et al.]. Direct integration of axial turbomachinery preliminary aerodynamic design calculations in engine performance component models // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-76494.

14. Wang X., Sun J., Song P. [et al.]. Three-dimensional blade shape optimization for a transonic axial flow compressor through incorporating surrogate model and sequential sampling // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-75448.

15. He Y., Sun J., Song P. [et al.]. Development of a multi-objective preliminary design optimization approach for axial flow compressors // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-76155.

16. Galerkin Y., Popova E., Soldatova K. Calculation analysis of an axial compressor supersonic stage impeller // International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. 2015. Vol. 9, no. 1. P. 118–122.

17. Григорьев А. В., Соловьева А. В., Галеркин Ю. Б., Солдатова К. В. Расчетный анализ параметров рабочих колес сверхзвуковой ступени осевого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 5. С. 23–28.

18. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ / под ред. Ю. Б. Галеркина. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2010. Вып. 3. 670 с. ISBN 978-5-7422-2703-8.

19. Комаров А. П. Исследование плоских компрессорных решеток // Лопаточные машины и струйные аппараты: сб. ст. М.: Машиностроение, 1967. Вып. 2. С. 67–110.

20. Попов Ю. А. Создание методики газодинамического расчета, оптимизация и анализ проточной части осевых компрессоров и ступеней: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2010. 151 с.

21. 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. 13–20.

22. 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.

23. Галеркин Ю. Б., Попов Ю. А. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней // Компрессорная техника и пневматика. 2005. № 5. С. 26–33.

24. Галеркин Ю. Б., Попов Ю. А. Анализ пространственного потока в «негомогенных» осевых компрессорных ступенях // Компрессорная техника и пневматика. 2006. № 4. С. 11–19.

25. Галеркин Ю. Б., Попов Ю. А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 1 // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 5. С. 2–9.

26. Галеркин Ю. Б., Попов Ю. А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 6. С. 11–19.

27. Галеркин Ю. Б., Попов Ю. А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 3 // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 7. С. 6–12.

28. Галеркин Ю. Б., Солдатова К. В. Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние: моногр. СПб.: Изд-во СПбГУ, 2011. 327 с. ISBN 978-5-7422-3228-5.

29. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: ООО Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.

**БОРОВКОВ Алексей Иванович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), руководитель Центра Национальной технологической инициативы «Новые производственные технологии», проректор по перспективным проектам.

SPIN-код: 6540-0980

AuthorID (РИНЦ): 6567

AuthorID (SCOPUS): 8840090300

Адрес для переписки: vicerector.ap@spbstu.ru

**ГАЛЕРКИН Юрий Борисович**, доктор технических наук, профессор (Россия), главный инженер проекта Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)».

SPIN-код: 3559-7829

AuthorID (РИНЦ): 536512

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

Адрес для переписки: yuri\_galerkin@mail.ru

**СОЛОВЬЁВА Ольга Александровна**, кандидат технических наук, старший преподаватель Высшей школы гидротехнического и энергетического строительства.

SPIN-код: 4572-8002

AuthorID (РИНЦ): 703529

AuthorID (SCOPUS): 57211352384

Адрес для переписки: Solovyeva.OA@yandex.ru

**ДРОЗДОВ Александр Александрович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин», старший научный сотрудник Лидирующего исследовательского центра «Цифровое проектирование и моделирование (Smart Design)».

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

Адрес для переписки: A\_drozdi@mail.ru

**РЕКСТИН Алексей Феликсович**, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник Научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин».

SPIN-код: 3870-8332

AuthorID (РИНЦ): 420297

AuthorID (SCOPUS): 56829596200

Адрес для переписки: rekstin2k7@mail.ru

**СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович**, ведущий инженер Лаборатории «Моделирование технологических процессов и проектирование энергетического оборудования».

SPIN-код: 9646-6983

AuthorID (РИНЦ): 665896

AuthorID (SCOPUS): 57203589861

ResearcherID: S-5272-2018

Адрес для переписки: swb@neva.ru

**БРОДНЕВ Павел Николаевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), и. о. директора Высшей школы энергетического машиностроения.

AuthorID (РИНЦ): 280390

#### Для цитирования

Боровков А. И., Галеркин Ю. Б., Соловьёва О. А., Дроздов А. А., Рекстин А. Ф., Семеновский В. Б., Броднев П. Н. Разработки математической модели и компьютерной программы первичного проектирования трансзвуковых осевых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 16–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-16-27.

Статья поступила в редакцию 14.09.2020 г.

© А. И. Боровков, Ю. Б. Галеркин, О. А. Соловьёва, А. А. Дроздов, А. Ф. Рекстин, В. Б. Семеновский, П. Н. Броднев

# DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL AND COMPUTER PROGRAM FOR PRIMARY DESIGN OF TRANSONIC AXIAL COMPRESSOR

A. I. Borovkov, Yu. B. Galerkin, O. A. Solovyeva, A. A. Drozdov,  
A. F. Rekstin, V. B. Semenovskiy, P. N. Brodnev

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
Russia, Saint Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29, 195251

The mathematical model underlying the program for calculating and designing axial compressors is presented. The process of calculating the pressure loss in the elements of the axial compressor stage flow path is described. The loss coefficient consists of losses on the limiting surfaces, secondary losses and profile losses. The effect of roughness on the pressure loss is taken into account by introducing the corresponding empirical coefficient. An algorithm for calculating the blades and vanes angles of the impeller and the guide apparatus is presented by calculating the incidence angle and the lag angle of the flow. The flow lag angle is the sum of the lag angle of the flow on the profile and the lag angle due to viscous flow on the limiting surfaces.

**Keywords:** axial compressor, impeller, return channel, flow rate, radial equilibrium, head loss.

## Acknowledgments

The research is performed by a Grant of the President of the Russian Federation for young PhD MK-1893.2020.8.

## References

1. Podobuyev Yu. S., Seleznev K. P. *Teoriya i raschet osevykh i tsentrobezhnykh kompressorov* [Theory and calculation of axial and centrifugal compressors]. Moscow, Leningrad, 1957. 320 p. (In Russ.).
2. Kyolshchevnikov K. V. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft blades]. Moscow, 1986. 432 p. (In Russ.).
3. Kampsti N. *Aerodinamika kompressorov* [Aerodynamics of compressors] / trans. from Engl. F. Sh. Gelmedova, N. M. Savina. Moscow, 2000. 688 p. ISBN 5-03-002485-9.4. (In Russ.).
4. Aungier R. H. *Axial-Flow Compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. NY: The American Society of Mechanical Engineers, 2003. 372 p. ISBN 9780791801925. (In Engl.).
5. Brusilovskiy I. V. *Aerodinamicheskii raschet osevykh ventilyatorov* [Aerodynamic calculation of axial ventilator]. Moscow, 1986. 284 p. (In Russ.).
6. *Metodika aerodinamicheskogo rascheta protochnoy chasti oseвого kompressora dlya statsionarnykh ustanovok*. RTM 24.020.17-73 [Methods for aerodynamic calculation of the axial compressor flow path for stationary installations. RTM 24.020.17-73]. Moscow, 1975. 204 p. (In Russ.).
7. Semov V. V. *Eksperimental'noye issledovaniye kompressornoy stupeni tipa K-3 (K-50-3) s malym udlineniyem lopatok* [Experimental study of the compressor stage of the K-3 (K-50-3) type with low blade elongation] // EMS. EMS. No. 10. 1968. P. 30–34. (In Russ.).
8. Banjac M., Petrovic M. V. Development of method and computer program for multistage axial compressor design: Part I — Mean line design and example cases // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-75410. (In Engl.).
9. Banjac M., Petrovic M. V. Development of method and computer program for multistage axial compressor design: Part II — two-dimensional design and validation // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-75412.10. (In Engl.).
10. Yang C., Wu H., Yang J. [et al.]. Time-marching throughflow analysis of multistage axial compressors based on a novel inviscid blade force model // Journal of aerospace engineering. 2019. Vol. 233, Issue 14. P. 5239–5252. DOI: 10.1177/0954410019840588. (In Engl.).
11. Yang C., Wu H., Liang Y. A Novel Three-Dimensional Inverse Method for Axial Compressor Blade Surface Design // Arabian Journal for Science and Engineering. 2019. Vol. 44 (12). P. 10169–10179. (In Engl.).
12. Zhang J., Zhou Z., Hui Cao H. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor // Advances in Engineering Software. 2018. Vol. 116. P. 9–22. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2017.11.005. (In Engl.).
13. Kolas I., Alexiou A., Aretakis N. [et al.]. Direct integration of axial turbomachinery preliminary aerodynamic design calculations in engine performance component models // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-76494. (In Engl.).
14. Wang X., Sun J., Song P. [et al.]. Three-dimensional blade shape optimization for a transonic axial flow compressor through incorporating surrogate model and sequential sampling // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-75448. (In Engl.).
15. He Y., Sun J., Song P. [et al.]. Development of a multi-objective preliminary design optimization approach for axial flow compressors // Conference: ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. DOI: 10.1115/GT2018-76155. (In Engl.).
16. Galerkin Y., E. Popova, Soldatova K. Calculation analysis of an axial compressor supersonic stage impeller // International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. 2015. Vol. 9, no. 1. P. 118–122. (In Engl.).
17. Grigoryev A. V., Solovyeva A. V., Galerkin Y. B., Soldatova K. V. Raschetnyy analiz parametrov rabochikh koles

sverkhzhukovoy stupeni oseвого kompressora [Numerical analysis of supersonic axial stage impellers] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2014. No. 5. P. 23–28. (In Russ.).

18. Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU [Proceedings of the Scientific School of Compressor Engineering SPbGPU] / Ed. Yu. B. Galerkin. 3d ed. St. Petersburg, 2010. 670 p. ISBN 978-5-7422-2703-8. (In Russ.).

19. Komarov, A. P. Issledovaniye ploskikh kompressornykh reshetok [Investigation of flat compressor grids] // *Lopatochnyye mashiny i struynyye apparaty. Lopatochnyye Mashiny i Struynyye Apparaty*. Moscow, 1967. Issue 2. P. 67–110. (In Russ.).

20. Popov Yu. A. Sozdaniye metodiki gazodinamicheskogo rascheta, optimizatsiya i analiz protochnoy chasti osevykh kompressorov i stupeney [Creation of a gas-dynamic calculation method, optimization and analysis of the flow path of axial compressors and stages]. St. Petersburg, 2010. 151 p. (In Russ.).

21. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A., Prokof'yev A. Yu. Analiz effektivnosti elementarnykh reshetok osevykh kompressorov po dannym produvok ploskikh reshetok [Analysis of the efficiency of elementary gratings of axial compressors based on the data of blowing of plane gratings] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2005. No. 1. P. 13–20. (In Russ.).

22. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A., Prokof'yev A. Yu. Analiz effektivnosti prostranstvennykh lopatochnykh reshetok osevykh kompressorov po dannym produvok ploskikh reshetok [Analysis of the efficiency of spatial blade cascades of axial compressors according to the data of blowing of plane cascades] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2005. No. 3. P. 33–38. (In Russ.).

23. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A. Raschetnyy analiz kharakteristik osevykh kompressornykh stupeney [Numerical analysis of the characteristics of axial compressor stages] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2005. No. 5. P. 26–33. (In Russ.).

24. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A. Analiz prostranstvennogo potoka v «negomogennykh» osevykh kompressornykh stupenyah [Space flow analysis in «inhomogeneous» axial compressor stages] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2006. No. 4. P. 11–19. (In Russ.).

25. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A. Optimizatsiya protochnoy chasti osevykh kompressorov na stadii variantnogo rascheta. Chast' 1 [Optimization of the flow path of axial compressors at the stage of variant calculation. Part 1] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2009. No. 5. P. 2–9. (In Russ.).

26. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A. Optimizatsiya protochnoy chasti osevykh kompressorov na stadii variantnogo rascheta. Chast' 2 [Optimization of the flow path of axial compressors at the stage of variant calculation. Part 2] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2009. No. 6. P. 11–19. (In Russ.).

27. Galerkin Yu. B., Popov Yu. A. Optimizatsiya protochnoy chasti osevykh kompressorov na stadii variantnogo rascheta. Chast' 3 [Optimization of the flow path of axial compressors at the stage of variant calculation. Part 3] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2009. No. 7. P. 6–12. (In Russ.).

28. Galerkin Yu. B., Soldatova K. V. Modelirovaniye rabocheho protsessa promyshlennykh tsentroběžnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye [Modeling the workflow of industrial centrifugal compressors. Scientific foundations, stages of development, current state]. St. Petersburg, 2011. 327 p. (In Russ.).

29. Galerkin Yu. B. Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti [Turbochargers.

Workflow, calculation and design of the flow path]. Moscow, 2010. 596 p. (In Russ.).

**BOROVKOV Aleksey Ivanovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of National Technological Initiative Center «New Production Technologies», Vice-Rector for Advanced Projects.

SPIN-code: 6540-0980

AuthorID (RSCI): 6567

AuthorID (SCOPUS): 8840090300

Address for correspondence: vicerektor.ap@spbstu.ru

**GALERKIN Yuriy Borisovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Project Engineer of Leading Research Center «Digital Design and Modeling (Smart Design)».

SPIN-code: 3559-7829

AuthorID (RSCI): 536512

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

Address for correspondence: yuri\_galerkin@mail.ru

**SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna**, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Higher School of Hydraulic and Energy Construction.

SPIN-code: 4572-8002

AuthorID (RSCI): 703529

AuthorID (SCOPUS): 57211352384

Address for correspondence: Solovyeva.OA@yandex.ru

**DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich**, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Gas Dynamics of Turbomachines Research Laboratory, Senior Researcher of Leading Research Center «Digital Design and Modeling (Smart Design)».

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

Address for correspondence: A\_drozdi@mail.ru

**REKSTIN Aleksey Feliksovich**, Candidate of Technical Sciences, Leading Researcher of Gas Dynamics of Turbomachines Research Laboratory.

SPIN-code: 3870-8332,

AuthorID (RSCI): 420297

AuthorID (SCOPUS): 56829596200

Address for correspondence: rekstin2k7@mail.ru

**SEMENOVSKY Vasilii Borisovich**, Leading Engineer of Modeling Technological Processes and Designing Power Equipment Laboratory.

SPIN-code: 9646-6983

AuthorID (RSCI): 665896

AuthorID (SCOPUS): 57203589861

ResearcherID: S-5272-2018

Address for correspondence: swb@neva.ru

**BRODNEV Pavel Nikolaevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, acting Director of Higher School of Power Engineering.

AuthorID (RSCI): 280390

#### For citations

Borovkov A. I., Galerkin Yu. B., Solovyeva O. A., Drozdov A. A., Rekstin A. F., Semenovskiy V. B., Brodnev P. N. Development of mathematical model and computer program for primary design of transonic axial compressor // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 16–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-16-27.

Received September 14, 2020.

© A. I. Borovkov, Yu. B. Galerkin, O. A. Solovyeva,

A. A. Drozdov, A. F. Rekstin, V. B. Semenovskiy, P. N. Brodnev