

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ОСЕВОГО ЗАЗОРА  
МЕЖДУ ПОКРЫВАЮЩИМ ДИСКОМ РАБОЧЕГО КОЛЕСА  
И КОРПУСОМ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА  
НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
МАЛОРАСХОДНОЙ МОДЕЛЬНОЙ СТУПЕНИ**

**А.М. Яблоков**  
**Р.А. Штаничев**  
**Н.И. Садовский**  
**Ю.В. Кожухов**

yablokovaleksey@mail.ru  
shtani4ew.r@mail.ru  
sadovskiy2k10@mail.ru  
kozuhkhov\_yv@mail.ru

**Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация**

---

**Аннотация**

Приведены результаты численного исследования течения вязкого газа в модельной ступени серии СВД центробежного компрессора с использованием программного комплекса ANSYS CFX 18.0. Исследована малорасходная модельная ступень многоступенчатого центробежного компрессора высокого давления. Для численного эксперимента проведено исследование на сеточную независимость. Выполнено сравнение характеристик, полученных по результатам численного исследования, с экспериментальными характеристиками. В математической модели ступени значение осевого зазора между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом компрессора изменяется в пределах 1...5,5 мм и оценивается влияние изменения этого значения на характеристику комплекса потерь  $1 + \beta_{гр} + \beta_{пр}$

**Ключевые слова**

*Малорасходная ступень, центробежный компрессор, вычислительная газодинамика, дисковое трение, перетечки, ANSYS CFX*

Поступила 11.11.2019

Принята 11.12.2019

© Автор(ы), 2020

---

**Введение.** В настоящее время существует тенденция к увеличению доли потребляемой энергии центробежных компрессоров в таких областях промышленности, как нефтегазовая, нефтехимическая и холодильная. Например, ПАО «Газпром» (компания, располагающая крупнейшей в мире газотранспортной системой) использует 3825 газоперекачивающих агрегатов, включающих в себя центробежные нагнетатели, суммарной мощностью более 50 ГВт. Эти показатели с каждым годом повышаются в среднем на 4...5 % [1, 2].

В состав многоступенчатых центробежных компрессоров высокого давления входят малорасходные ступени. При определении эффективности таких машин в первую очередь учитывается КПД малорасходных ступеней, так как они имеют наименьший показатель. Повышенные затраты энергии связаны с высокой долей дисковых потерь на трение, протечки и перетечки, ограничивающих возможность повышения КПД ступени [3]. К снижению эффективности приводят высокие энергозатраты на циркуляцию перетечек со стороны нагнетания на всасывание в узлах концевых уплотнений. Большие плотности рабочего тела вызывают высокие динамические нагрузки на лопатки рабочих колес и неподвижных элементов [4].

**Объект исследования.** Объектом исследования является модельная ступень СВД-7, спроектированная и испытанная на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Ступень имеет следующие параметры: условный коэффициент расхода  $\Phi_{\text{опт}} = 0,012$ , число лопаток рабочего колеса  $z_{\text{РК}} = 16$ , входной угол лопаток  $\beta_{\text{л1}} = 19^\circ$  и  $\beta_{\text{л2}} = 34^\circ$ , ширина лопатки в сечении 1-1  $b_1 = 7,5$  мм, ширина лопатки в сечении 2-2  $b_2 = 4$  мм, относительный диаметр втулки  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,497$ . Рабочее колесо радиальное, закрытого типа. Характер течения потока в поворотном колене диффузорный. Решетка обратно-направляющего аппарата состоит из 16 лопаток, средняя линия которых построена по дуге окружности. Число зубцов в лабиринтных уплотнениях основного и покрывающего дисков равно 5. Размеры осевых зазоров: 3,2 мм — между покрывающим диском и корпусом; 4 мм — между основным диском и корпусом. Углы наклона дисков:  $4^\circ$  — основного,  $8^\circ$  — покрывающего. Лабиринтные уплотнения имеют следующие размеры: зазор между зубцами уплотнений и диском 0,25 мм, шаг 4 мм.

**Методы исследования.** Численное моделирование проводится в программном пакете ANSYS CFX 18.0. Пакет ANSYS CFX состоит из пяти приложений, между которыми происходит поток информации, возникающей в процессе постановки и решения задач гидрогазодинамики: CFX-Mesh, CFX-Pre, CFX-Solver, CFX-Solver Manager, CFX-Post [5].

Задача применимости расчета квазитрехмерного вязкого расчета приведена в [6]. В работе исследованы малорасходные ступени центробежного компрессора в ANSYS CFX 18.0. Показана необходимость проведения моделирования вязкого газа. Основы методики проведения CFD-расчетов для центробежных компрессоров приведены в [7–9]. Результаты работы получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютер-

ного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого ([www.scc.spbstu.ru](http://www.scc.spbstu.ru)).

В работе [10] рассмотрен численный эксперимент с малорасходной ступенью центробежного компрессора. Выявлено хорошее совпадение экспериментальных данных и численного моделирования. Анализируя работу [10], можно сделать вывод, что ANSYS CFX удовлетворяет требованиям проведения численного моделирования течения газа в малорасходных ступенях.

В настоящей работе реализована стационарная постановка задачи численного моделирования. Использована модель турбулентности SST (ShearStressTransport). Расчетная сетка неподвижных элементов проточной части построена в модуле ICEM CFD. Расчетная сетка моделей рабочего колеса и обратно-направляющего аппарата построена в сеточном генераторе TurboGrid. Рабочая среда — Air ideal gas.

Для решения задачи применены следующие граничные условия: полное давление  $P_n^*$  газа на входе в ступень; полная температура  $T_n^*$  газа на входе в ступень; массовый расход  $m$  газа; частота вращения ротора  $n = 11000$  об/мин; удельная теплоемкость газа  $C_p = 1005$  Дж/(кг · К); показатель адиабаты  $k = 1,4$ ; удельная газовая постоянная  $R = 287,1$ ; эквивалентная песочная шероховатость  $k_s = 7,4$  мкм.

Формула для пересчета средней арифметической шероховатости  $Ra$  в эквивалентную песочную имеет вид [3]:

$$k_s = 2,19Ra^{0,877}. \quad (1)$$

Для каждой расчетной точки значения полного давления и температуры на входе в ступень, а также массовый расход на выходе из ступени задавались в соответствии со значениями, полученными в ходе модельного эксперимента и приведенными в табл. 1.

Таблица 1

**Значения параметров газа на входе в ступень для расчетных точек**

| Номер расчетной точки | Параметр газа |              |                  |
|-----------------------|---------------|--------------|------------------|
|                       | $T_n^*$ , К   | $P_n^*$ , Па | $\bar{m}$ , кг/с |
| 1                     | 293,52        | 100 997      | 0,389            |
| 2                     | 294,56        | 101 072      | 0,345            |
| 3                     | 295,81        | 101 089      | 0,300            |
| 4                     | 296,60        | 101 127      | 0,258            |
| 5                     | 297,97        | 101 160      | 0,202            |
| 6                     | 296,61        | 101 153      | 0,108            |

Влияние перетечек газа через лабиринтные уплотнения оценивается с помощью безразмерного коэффициента  $\beta_{\text{пр}}$  по формуле

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{\bar{m}}{\bar{m}_{\text{упл}}}, \quad (2)$$

где  $\bar{m}$ ,  $m_{\text{упл}}$  — массовые расходы через компрессор и уплотнение.

Коэффициент  $\beta_{\text{тр}}$  показывает, насколько велики потери на трение в осевом зазоре между соответствующим диском рабочего колеса и корпусом, и рассчитывается по формуле

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{N_i}, \quad (3)$$

где  $N_{\text{тр}}$  — мощность трения на соответствующих поверхностях;  $N_i$  — внутренняя мощность компрессора.

В настоящей работе при расчете внутренней мощности компрессора  $N_i$ , сжимающей идеальный воздух, используется следующее выражение:

$$N_i = C_p \bar{m} (T_k - T_n), \quad (4)$$

где  $C_p$  — удельная теплоемкость газа.

Сумма единицы и безразмерных коэффициентов  $\beta$  образует комплекс  $(1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})$  и является критерием оценки работы лабиринтных уплотнений в центробежном компрессоре.

Основными критериями оценки качества сетки являются параметры Mesh Orthogonality, Mesh Expansion и Mesh Aspect Ratio.

Mesh Orthogonality — ортогональность элементов, характеризующаяся углом между направлениями вектора по нормали к грани в точке интегрирования и вектора, соединяющего соседние узлы. Рекомендуемое значение параметра Orthogonality Factor  $ns > 1/3$ ; значение параметра Orthogonality Angle — более  $20^\circ$ .

Mesh Expansion — отношение максимального расстояния до точки контрольного объема к минимальному. Можно сказать, что данный критерий указывает на отношение объемов, окружающих узел. При увеличении непропорциональности изменения соседних элементов данный коэффициент увеличивается. Рекомендуемое значение параметра Mesh Expansion Factor — менее 20.

Mesh Aspect Ratio — отношение длин отрезков, соединяющих центры тяжести контрольных элементов. Другими словами, этот критерий показывает, насколько вытянута ячейка. Рекомендуемое значение параметра Aspect ratio — менее 100.

При создании математической модели выполнены некоторые упрощения геометрической формы проточной части, а именно замена скругления между зубцами уплотнений на прямые линии, параллельные оси вращения колеса. Упрощение выполнено в целях оптимизации расчетной сетки. Результаты расчетов показали, что вносимые в модель уплотнений изменения не влияют на газодинамические характеристики ступени.

Отметим, что в силу особенностей построения сеточной модели в ANSYS TurboGrid существует необходимость создания дополнительного пространства выше лопатки рабочего колеса, чтобы сгенерировать непрерывную сеточную область, освобожденную от объема лопатки. Принято решение увеличить на 10 мм диаметр основного и покрывающего дисков, что привело к увеличению площади дисков и небольшому увеличению коэффициента трения.

Известно, что при конечно-элементном анализе качество расчетной сетки играет решающую роль в получении приемлемых результатов, поэтому следующий этап работы — исследование на сеточную независимость.

Для определения необходимого числа ячеек в математической модели области уплотнений проведено исследование на сеточную независимость. Для первого расчета  $i = 1$  ( $i$  — порядковый номер варианта расчетной сетки) задается начальное число элементов  $n_1$ ,  $m_1$ ,  $k_1$  для некоторых линейных размеров лабиринтных уплотнений (рис. 1). Штриховой линией обозначены границы элементарных блоков.

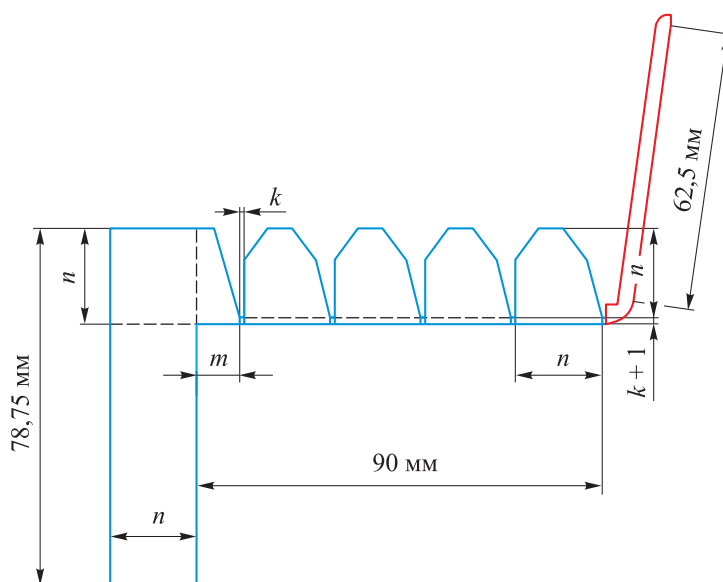


Рис. 1. Характер распределения элементов

Увеличение начального числа узлов  $n_1$  выполнялось по следующим функциям:  $n_i = n_{i-1} + 2$ ,  $n_1 = 8$ ;  $m_i = m_{i-1} + 2$ ,  $m_1 = 6$ ;  $k_i = k_{i-1} + 1$ ,  $k_1 = 2$ . Интервалы числа ячеек следующие:  $n = 8...10...20$ ;  $m = 6...8...18$ ;  $k = 2...3...8$ .

Число ячеек в зоне между покрывающим диском и корпусом регулировалось максимальным размером гексаэдра, который имел следующие значения: 5; 4; 3; 2; 1,5; 1; 0,5. В итоге получилось семь вариантов расчетных сеток (рис. 2). Количественная оценка приведена в табл. 2.

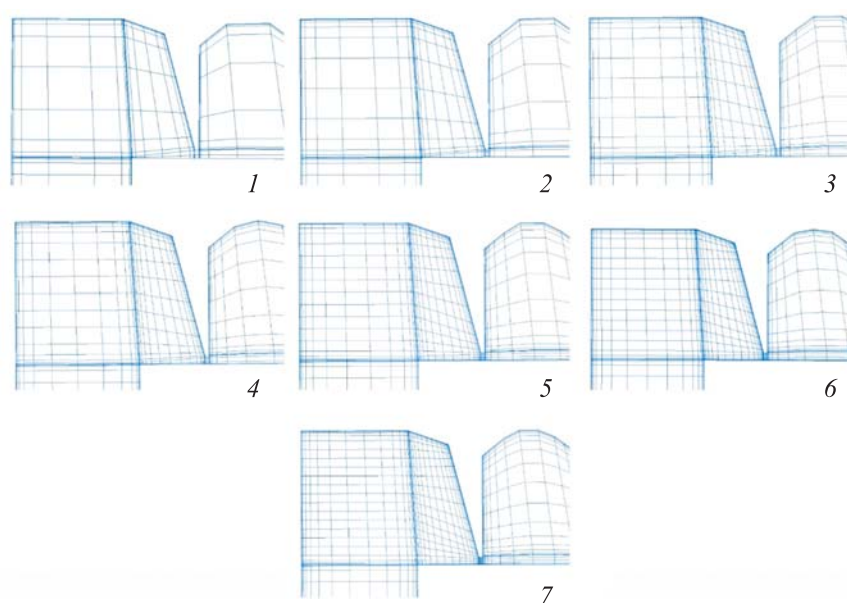


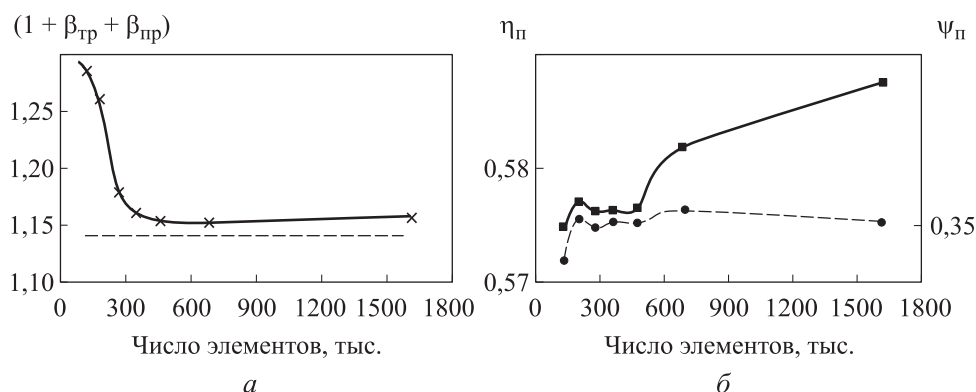
Рис. 2. Варианты распределения ячеек

Таблица 2

**Сравнение вариантов расчетных сеток уплотнений**

| Вариант | Число элементов вдоль покрывающего диска, тыс. |
|---------|--|
| 1       | 71   |
| 2       | 106,4  |
| 3       | 152  |
| 4       | 185  |
| 5       | 236  |
| 6       | 322  |
| 7       | 741  |

Характеристики ступени по политропному КПД, коэффициенту политропного напора и комплексу потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  в зависимости от числа ячеек значительно изменяются. График изменения данных величин приведен на рис. 3.



**Рис. 3.** Зависимости комплекса потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  (—x—  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ ; ---- — эксперимент) (а), политропного КПД (—■—,  $\eta_{\pi}$ ) и коэффициента политропного напора (—•—,  $\psi_{\pi}$ ) от числа элементов в модели уплотнений (б)

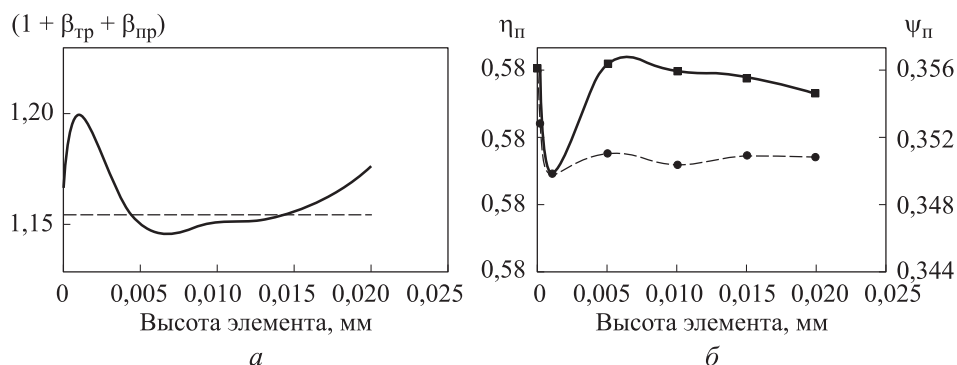
Далее в расчетной модели использовалось пять вариантов исполнения расчетной сетки уплотнений с суммарным числом ячеек 470 тыс. (см. рис. 2). Общее число элементов в модели сектора ступени не превышало 5,5 млн, что соответствует рекомендациям [9].

После определения достаточного числа элементов выполнено исследование влияния высоты первого пристеночного элемента на результаты численного моделирования. Для точного решения задачи анализа характера течения газа вдоль стенок проточной части компрессора необходимо учитывать параметр  $y^+$ .

Параметр  $y^+$  — это безразмерное число Рейнольдса, подсчитанное по пристеночному шагу сетки (по нормали) и динамической (фиктивной) скорости. Область логарифмического профиля скорости находится между значениями  $y^+ = 30$  и  $y^+ = 0,1\delta$ , где  $\delta$  — толщина турбулентного пограничного слоя [11].

В результате исследования определено шесть вариантов моделей со следующими размерами первого пристеночного элемента: 0,0001; 0,001; 0,005; 0,01; 0,015; 0,02 мм. График зависимости комплекса потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  от первого пристеночного элемента приведен на рис. 4.

Повышенные значения  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  при высоте первого пристеночного элемента 0,0001 и 0,001 мм объясняются тем, что при данных пара-



**Рис. 4.** Зависимости комплекса потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  (— $\times$ —  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ ; ---- — эксперимент) (а), политропного КПД (— $\square$ —,  $\eta_{\pi}^*$ ) и коэффициента политропного напора (— $\diamond$ —,  $\psi_{\pi}$ ) от высоты первого пристеночного элемента (б)

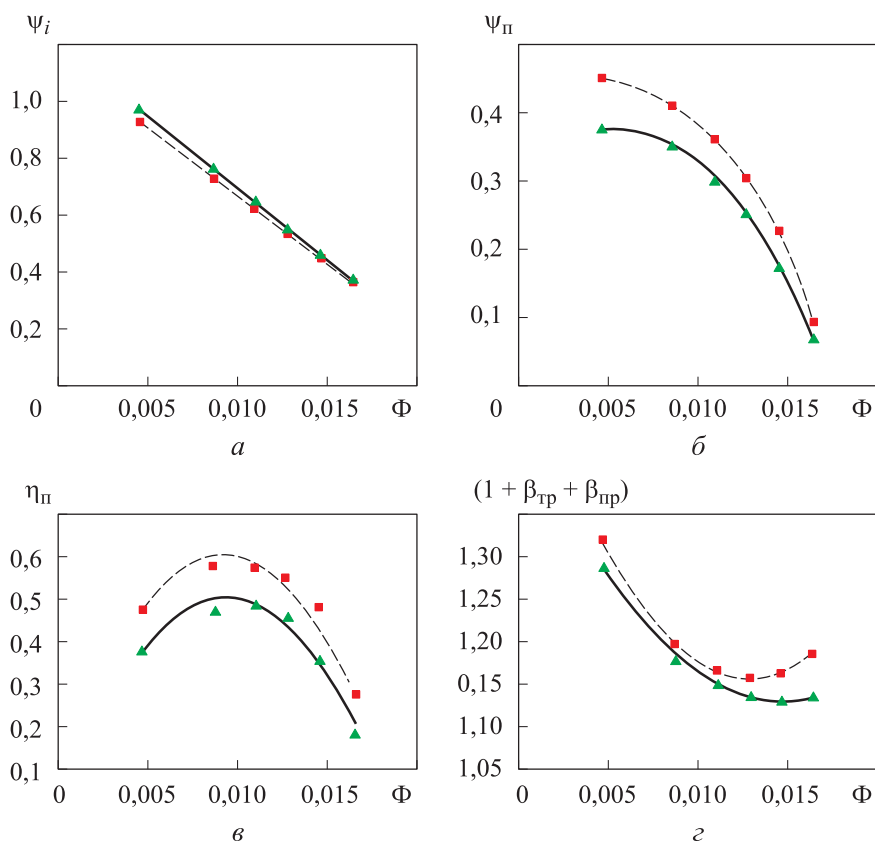
метрах модуль CFX использует модель турбулентности  $k-\omega$ . Выбор модели турбулентности  $k-\omega$  для данной задачи обусловлен тем, что модель турбулентности  $k-\varepsilon$  использует уравнения переноса кинетической энергии турбулентности ( $k$ ) и скорости ее диссипации ( $\varepsilon$ ) и дает приемлемую сходимость задачи в большинстве случаев для каналов с ядром потока, занимающим бóльшую часть проходного сечения. Модель турбулентности  $k-\omega$  решает два уравнения переноса — первое для турбулентной кинетической энергии  $k$ , второе для частоты турбулентных пульсаций  $\omega$  и подходит для расчета течения у стенок, что характерно для лабиринтных уплотнений [12–14]. Модель турбулентности SST комбинирует преимущества данных моделей и в зависимости от граничных условий применяет ту или иную модель турбулентности.

**Результаты верификации математической модели.** После определения необходимых параметров для создания качественной математической модели решаются задачи для всех шести режимов работы ступени. Результаты расчетов показаны на рис. 5.

Полученные расчетные характеристики ступени показали качественное совпадение с экспериментом. Максимальная погрешность политропного КПД составляет 11,8 % на втором режиме.

Завышение характеристик является нерешенной проблемой численного моделирования в ANSYS CFX, в особенности для малорасходных ступеней. В работе [13] при исследовании высокорасходного осерадиального рабочего колеса центробежного компрессора характеристики ступени завышены в среднем на 12...15 % как при расчете сектора  $15^\circ$ , так и при расчете полной лопаточной решетки.





**Рис. 5.** Сравнение экспериментальных ( $\blacktriangle$ ) и расчетных ( $\blacksquare$ ) характеристик:  
*a, б* — коэффициент внутреннего и политропного напора; *в* — политропный КПД по полным параметрам; *г* — комплекс потерь  $(1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})$ ; сплошная линия — аппроксимация экспериментальных данных; штриховая — аппроксимация данных моделирования в ANSYS CFX

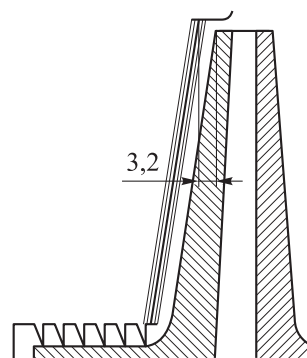
Согласно стандарту ASME PTC-10, при испытаниях типа А погрешность мощности не должна превышать 4 %. Результаты моделирования показали, что на расчетном режиме погрешность данного параметра составляет 0,15 %. Режимы, отличные от расчетного, имеют отклонение по мощности до 2,5 %, и лишь режим при  $\Phi = 0,0145$  справа на характеристике имеет погрешность 4,35 %.

Кроме рассматриваемого ранее значения шероховатости, была рассчитана модель с увеличенной эквивалентной песочной шероховатостью 20 мкм (вместо 6,3 мкм). Изменение шероховатости повлияло на политропный КПД ступени и коэффициент политропного напора следующим образом. Газодинамические характеристики режима с наименьшим расходом  $\Phi = 0,0044$  остались практически неизменными, но с увеличением массового расхода принимали меньшие значения. Максимальное откло-

нение от эксперимента на расчетном режиме  $\Phi = 0,0165$  составляет 4,3 % по коэффициенту политропного напора и 12,6 % по политропному КПД ступени. Можно сказать, что увеличение эквивалентной шероховатости в достаточной степени влияет на газодинамические характеристики ступени в зоне повышенных расходов, значительно понижая значения КПД и напора компрессора.

На основании приведенного можно заключить, что полученные характеристики математической модели качественно соответствуют результатам испытаний модельной ступени, согласно стандарту ASME PTC-10, в исследуемых диапазонах изменения шероховатости и величин  $\Phi$ ,  $\psi_i$ ,  $\psi_t$ ,  $\eta_{п}$ ,  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ ; количественное соответствие наблюдается на расчетных режимах и смежных с ними.

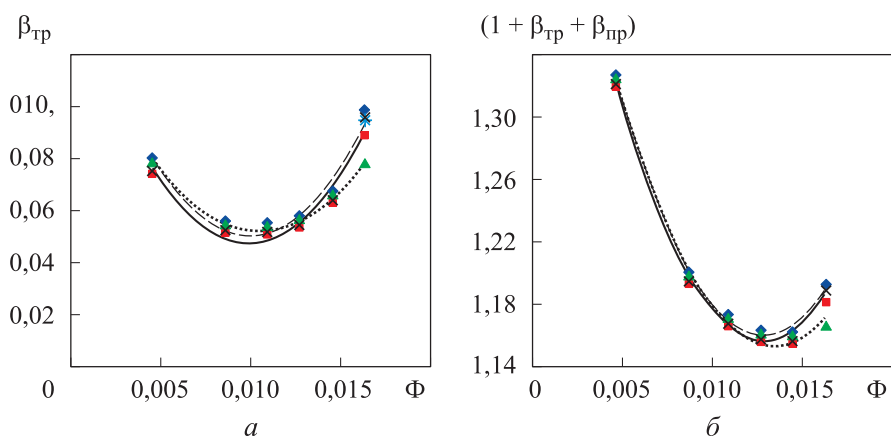
**Исследование влияния ширины боковых зазоров.** Ширина боковых зазоров малорасходных ступеней оказывает некоторое влияние на  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ . Выполнена оценка влияния изменения осевого зазора пазухи уплотнения по покрывающему диску рабочего колеса на комплекс потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  и характеристики ступени. Схема изменения бокового зазора приведена на рис. 6.



**Рис. 6.** Схема изменения бокового зазора между покрывающим диском и корпусом компрессора

Отметим, что расстояние между зубцами уплотнений оставалось неизменным, как и зазор между зубцами и рабочим колесом. Значения бокового зазора менялись на 0,5 мм в большую и меньшую сторону от начального размера 3,2 мм, также были посчитаны модели с максимальным 5,5 мм и минимальным 1 мм значениями. Графики полученных характеристик приведены на рис. 7.

**Заключение.** По результатам полученных численных характеристик для разных режимов работы ступени центробежного компрессора можно определить, что величина осевого зазора оказывает незначительное влияние на коэффициент внутреннего напора и коэффициент политропного напора. В выводах значением зазора 1 мм можно пренебрегать, поскольку результаты данного расчета имеют наименьший показатель сходимости решения по критериям среднеквадратических невязок «RMS» и неустойчивости решения задачи «Imbalance», что соответствует неудовлетворительным результатам. Сравнивая показатели КПД для крайних значений зазора 5,5 и 2,2 мм, можно определить, что увеличение зазора понижает эффек-



**Рис. 7.** Зависимости коэффициента дискового трения (*a*) и функции  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  от условного коэффициента расхода (*b*); сплошная линия — аппроксимация значений для осевого зазора 3 мм; штриховая — аппроксимация значений для осевого зазора 5,5 мм; точечная линия — аппроксимация значений для осевого зазора 1 мм (\* — 3,2 мм, ♦ — 5,5 мм, ■ — 2,2 мм, ▲ — 1 мм, × — 4,2 мм)

тивность ступени до 0,38 % для пятой расчетной точки и до 0,018 % на расчетном режиме. Также изменение зазора не влияет на коэффициент перетечек через лабиринтные уплотнения, что подтверждает выводы работы [3], основанной на физическом эксперименте. Полученные характеристики комплекса потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  качественно и количественно совпадают с результатами натурального эксперимента с приемлемой инженерной точностью для первых пяти режимов работы ступени. Последние две расчетные точки имеют резкий рост значения коэффициента трения, что не является закономерным результатом. Завышение комплекса потерь  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  в правой части характеристики объясняется уменьшением окружной составляющей абсолютной скорости в зазоре пазух уплотнений и увеличением коэффициента трения при повышении массового расхода ступени.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Гуляев С., Рыбницкий В., Фадеев Д. Аналитика и исследования ассоциации «Новые технологии газовой отрасли». Аналитический отчет. Вып. 2. М., Газпром, 2016.
- [2] Гайворонский А. Рост показателей. *Газпром*, 2019, № 5, с. 28–31.
- [3] Садовский Н.И. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбГТУ, 1994.

- [4] Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. СПб., Изд-во Политехн. ун-та, 2010.
- [5] Описание архитектуры и процесса решения типовых задач посредством пакета ANSYS CFX. *supercomputer.susu.ru: веб-сайт*.  
URL: [https://supercomputer.susu.ru/users/instructions/cfx\\_arch](https://supercomputer.susu.ru/users/instructions/cfx_arch)  
(дата обращения: 23.05.2019).
- [6] Иванов В.М., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М. и др. Расчет невязкого и вязкого потока для определения напорной характеристики рабочих колес малорасходных ступеней центробежного компрессора. *Энергосбережение и водоподготовка*, 2019, № 3, с. 55–59.
- [7] Иванов В.М., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М. и др. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора. *Новое в российской электроэнергетике*, 2019, № 6, с. 12–19.
- [8] Neverov V.V., Kozhukhov Y.V., Yablokov A.M., et al. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: the choice of simulation model parameters. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2017, vol. 232, art. 012037.  
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012037>
- [9] Карташов С.В., Кожухов Ю.В., Лебедев А.А. и др. Вычислительная гидрогазодинамика как инструмент совершенствования проточной части центробежного компрессора. *Холодильная техника*, 2019, № 7, с. 26–33.
- [10] Яблоков А.М., Кожухов Ю.В., Лебедев А.А. Численное моделирование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2015, № 4, с. 59–69.  
URL: <https://engtech.spbstu.ru/article/2015.94.7>
- [11] Пугачев П.В., Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. СПб., Изд-во Политехн. ун-та, 2016.
- [12] Kabalyk K., Kryłłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions IFFM*, 2016, vol. 131, pp. 97–109.
- [13] Боровков А.И., Войнов И.Б., Галеркин Ю.Б. и др. Моделирование газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2018, т. 24, № 2, с. 44–57. URL: <https://engtech.spbstu.ru/article/2018.104.4>

**Яблоков Алексей Михайлович** — ассистент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Штаничев Ростислав Александрович** — студент магистратуры Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Садовский Николай Иванович** — канд. техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Кожухов Юрий Владимирович** — канд. техн. наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (Российская Федерация, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, корп. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Яблоков А.М., Штаничев Р.А., Садовский Н.И. и др. Исследование влияния величины осевого зазора между покрывающим диском рабочего колеса и корпусом центробежного компрессора на газодинамические характеристики малорасходной модельной ступени. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2020, № 5, с. 106–120. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-5-106-120>

**INVESTIGATING THE EFFECT OF THE AXIAL CLEARANCE  
MAGNITUDE BETWEEN THE COVERING DISC OF THE RUNNER  
AND THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR BODY ON THE GAS  
DYNAMICS IN A LOW-DISCHARGE STAGE PROTOTYPE**

**A.M. Yablokov**  
**R.A. Shtanichev**  
**N.I. Sadovskiy**  
**Yu.V. Kozhukhov**

yablokovaleksey@mail.ru  
shtani4ew.r@mail.ru  
sadovskiy2k10@mail.ru  
kozkhukhov\_yv@mail.ru

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

---

**Abstract**

The paper presents the results of numerically investigating viscous gas flow in a simulated low-discharge stage of a super high-pressure type compressor, using the ANSYS CFX software package. We studied the low-discharge centrifugal compressor stage prototype designed and tested at the Compressor, Vacuum and Refrigerating Technology Department of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. In order to conduct the numerical experiment, we performed a mesh independence study. We compared the properties obtained in the numerical investigation to the experimental data. In our mathematical simulation the magnitude of the axial clearance between the covering disc of the runner and the compressor body varies in

**Keywords**

*Low-discharge stage, centrifugal compressor, computational gas dynamics, disc friction, internal leakage, ANSYS CFX*

the range of 1–5.5 mm; we estimate the effect that varying this number has on the loss complex characteristic  $1 + \beta_{\text{friction}} + \beta_{\text{leakage}}$

Received 11.11.2019

Accepted 11.12.2019

© Author(s), 2020

---

## REFERENCES

- [1] Gulyaev S., Rybnitskiy V., Fadeev D. Analitika i issledovaniya assotsiatsii “Novye tekhnologii gazovoy otrasli”. Analiticheskiy otchet. Vyp. 2. [Analytics and research of “Gas industry new technologies” association. Analytical report. Iss. 2]. Moscow, Gazprom Publ., 2016.
- [2] Gayvoronskiy A. Rost pokazateley [Increase in figures]. Gazprom Publ., 2019, no. 5, pp. 28–31 (in Russ.).
- [3] Sadovskiy N.I. Povyshenie effektivnosti maloraskhodnykh stupeney tsentrobezhnykh kompressorov vysokogo i sverkhvysokogo davleniya a osnove izucheniya vliyaniya chisla Reynoldsa i sherokhovatosti na rabochie protsessy. Avtoref dis. kand. tekhn. nauk. [Raising efficiency of low emission stages of high and ultrahigh-pressure compressors based on studying effect of Reynolds number on working processes. Cand. Sc. (Eng.). Abs. Diss.]. St. Petersburg, SPbGTU Publ., 1994 (in Russ.).
- [4] Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroeniya SPbGPU [Works of SPbGPU compressor engineering scientific school]. St. Petersburg, Polytechnic Univ. Publ., 2010.
- [5] Opisaniye arkhitektury i protsessa resheniya tipovykh zadach posredstvom paketa ANSYS CFX [Describing architecture and process of solving typical problems using ANSYS CFX] software. *supercomputer.susu.ru: website* (in Russ.). Available at: [https://supercomputer.susu.ru/users/instructions/cfx\\_arch](https://supercomputer.susu.ru/users/instructions/cfx_arch) (accessed: 23.05.2019).
- [6] Ivanov V.M., Kozhukhov Yu.V., Danilishin A.M., et al. Calculation of inviscid and viscous flow for the impellers head characteristics determination of the centrifugal compressors low-flow stages. *Energoberezhenie i vodopodgotovka* [Energy Saving and Water Treatment], 2019, no. 3, pp. 55–59 (in Russ.).
- [7] Ivanov V.M., Kozhukhov Yu.V., Danilishin A.M., et al. Working process simulation and validation in model low emission stage of centrifugal compressor. *Novoe v rossiyskoy elektroenergetike*, 2019, no. 6, pp. 12–19 (in Russ.).
- [8] Neverov V.V., Kozhukhov Y.V., Yablokov A.M., et al. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: the choice of simulation model parameters. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sc. Eng.*, 2017, vol. 232, art. 012037. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012037>
- [9] Kartashov S.V., Kozhukhov Yu.V., Lebedev A.A., et al. Computational gas dynamics as a tool for improving flowpath of centrifugal compressor. *Kholodil'naya tekhnika*, 2019, no. 7, pp. 26–33 (in Russ.).
- [10] Yablokov A.M., Kozhukhov Yu.V., Lebedev A.A. An ANSYS CFX numerical study of a low-flow stage of a centrifugal compressor. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki* [St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2015, no. 4, pp. 59–69 (in Russ.). Available at: <https://engtech.spbstu.ru/article/2015.94.7>

[11] Pugachev P.V., Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. Raschet i proektirovanie lopastnykh gidromashin [Calculation and design of bladed hydraulic machines]. St. Petersburg, Polytechnic Univ. Publ., 2016.

[12] Kabalyk K., Kryłłowicz W. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions IFFM*, 2016, vol. 131, pp. 97–109.

[13] Borovkov A.I., Voynov I.B., Galerkin Yu.B., et al. Issues of gas dynamic characteristics modeling on the example of the centrifugal compressor model stage. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki* [St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2018, vol. 24, no. 2, pp. 44–57 (in Russ.). Available at: <https://engtech.spbstu.ru/article/2018.104.4>

**Yablokov A.M.** — Assist. Lecturer, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy and Transport Systems, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Shtanichev R.A.** — Master's Degree Student, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy and Transport Systems, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Sadovskiy N.I.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy and Transport Systems, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Kozhukhov Yu.V.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy and Transport Systems, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Politekhnikeskaya ul. 29, korp. 1, St. Petersburg, 195251 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Yablokov A.M., Shtanichev R.A., Sadovskiy N.I., et al. Investigating the effect of the axial clearance magnitude between the covering disc of the runner and the centrifugal compressor body on the gas dynamics in a low-discharge stage prototype. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2020, no. 5, pp. 106–120 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2020-5-106-120>

---

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
[press@bmstu.ru](mailto:press@bmstu.ru) <https://bmstu.press>

Подписано в печать 06.10.2020

Формат 70×108/16

Усл.-печ. л. 10,5

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
[baumanprint@gmail.com](mailto:baumanprint@gmail.com)