

УДК 62-762.62  
DOI: 10.18799/24131830/2025/6/3678  
Шифр специальности ВАК: 01.02.05  
Научная статья

## Конечно-объемное моделирование и расчет лабиринтного уплотнения центробежного компрессора

А.В. Никульчиков<sup>1</sup>✉, В.К. Никульчиков<sup>1</sup>,  
В.А. Солоненко<sup>2</sup>, Г.Р. Зиякаев<sup>1</sup>, Е.Н. Пашков<sup>1</sup>

<sup>1</sup> *Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск*

<sup>2</sup> *Национальный исследовательский Томский государственный университет, Россия, г. Томск*

✉ nav281087@tpu.ru

**Аннотация. Актуальность.** В последнее время все большее распространение получают конструкции бесконтактных уплотнений (например, сухие газодинамические уплотнения), которые используются в основном как концевые уплотнения валов машин, в которых применяются опасные газы в качестве рабочих тел. Несмотря на увеличившуюся сложность в изготовлении, в сравнении с уплотнениями, использовавшимися ранее, такие уплотнения обладают большей герметичностью. При модернизации центробежного турбокомпрессора на производстве возникла необходимость увеличения эффективности работы концевых уплотнений с целью повышения надежности их работы и увеличения межремонтного периода компрессорной установки. Для этого был разработан проект улучшенных концевых уплотнений с использованием барьерных и буферных газов, позволяющих минимизировать загрязнение концевых уплотнений. Весьма важным вопросом стала проверка предложенных конструктивных решений с точки зрения надежности запирания пирогаза в лабиринтном уплотнении и возможных протечек в машинный зал используемых в предлагаемой конструкции взрывоопасных и вредных газов. Для этого было решено воспользоваться методом конечных объемов, который позволяет рассчитать параметры лабиринтного уплотнения любой сколько угодно сложной формы, а также обладает хорошей наглядностью в представлении результатов. В применении к поставленной задаче метод конечных объемов позволяет получить необходимые численные параметры процесса течения смеси газов в лабиринтном уплотнении, такие как массовый расход газов на входе и выходе из лабиринтного уплотнения, детальную картину объемного распределения газов, поступающих и истекающих из лабиринтного уплотнения; а также картину распределение давления и температуры в предложенном конструктивном исполнении лабиринтного уплотнения. **Цель:** проверка предложенных конструктивных решений и расчет массового расхода газов, поступающих и истекающих из системы уплотнений ступени среднего давления центробежного турбокомпрессора при величине зазора 0,5 и 0,35 мм. **Объекты:** ступень среднего давления компрессора, моделирование процесса течения смеси газов через лабиринтные уплотнения ступени компрессора. **Методы:** метод конечных объемов с использованием ANSYS CFX. **Результаты.** Рассчитаны величины объемов поступающих и истекающих газов при величине зазора в лабиринтном уплотнении 0,5 и 0,35 мм.

**Ключевые слова:** лабиринтное уплотнение, метод конечных объемов, центробежный турбокомпрессор, ANSYS CFX, численные методы

**Для цитирования:** Конечно-объемное моделирование и расчет лабиринтного уплотнения центробежного компрессора / А.В. Никульчиков, В.К. Никульчиков, В.А. Солоненко, Г.Р. Зиякаев, Е.Н. Пашков // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2025. – Т. 336. – № 6. – С. 136–144. DOI: 10.18799/24131830/2025/6/3678

---

UDC 62-762.62  
DOI: 10.18799/24131830/2025/6/3678  
Scientific paper

## Finite volume model for labyrinth seal in centrifugal compressor

A.V. Nikulchikov<sup>1</sup>✉, V.K. Nikulchikov<sup>1</sup>, V.A. Solonenko<sup>2</sup>, G.R. Ziyakaev<sup>1</sup>, E.N. Pashkov<sup>1</sup>

<sup>1</sup> National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation

<sup>2</sup> National Research Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation

✉ nav2810@tpu.ru

**Abstract. Relevance.** To date, an urgent issue in the oil and gas industry is to increase the efficiency and the cost-effectiveness of turbomachines by increasing the efficiency of individual units. One way to improve efficiency is to reduce parasitic gas leaks from the turbomachine body. In conditions of high angular velocities and large pressure drops, non-contact labyrinth seals are used. They are a simple and reliable means of preventing gas leaks, despite their low tightness. During the modernization of the centrifugal turbocharger in production, it became necessary to increase the efficiency of the end seals in order to increase the reliability of their operation and increase the overhaul period of the compressor unit. To this end, a project was developed for modified end seals using barrier and buffer gases to minimize contamination of the end seals. **Aim.** Verification of the proposed design solutions and calculation of the mass flow rate of gases entering and leaving the sealing system of the intermediate pressure stage of a centrifugal turbocompressor at a gap value of 0.5 and 0.35 mm. **Objects.** Design of the labyrinth seal of turbocompressor intermediate pressure stage, influence of the gap in labyrinth seal on the volume flow rate of gases. **Methods.** Finite volume method. **Results.** The authors have calculated the volumes of incoming and outgoing gases at labyrinth seal gaps values of 0.5 mm and 0.35 mm.

**Keywords:** labyrinth seal, finite volume method, turbocompressor, ANSYS CFX, computational methods

**For citation:** Nikulchikov A.V., Nikulchikov V.K., Solonenko V.A., Ziyakaev G.R., Pashkov E.N. Finite volume model for labyrinth seal in centrifugal compressor. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2025, vol. 336, no. 6, pp. 136–144. DOI: 10.18799/24131830/2025/6/3678

### Введение

На сегодняшний день актуальным вопросом в нефтегазовой промышленности является повышение эффективности и экономичности работы турбомашин за счет повышения КПД их отдельных узлов. Одним из способов повышения КПД таких машин является снижение паразитных утечек газов из корпуса турбомшины, для чего и применяют различные виды сухих газодинамических уплотнений (СГУ) [1, 2]. В качестве концевых и внутренних уплотнений турбин, компрессоров, пневмоагрегатов находят широкое применение бесконтактные лабиринтные уплотнения (ЛУ), которым нет альтернативы по простоте, дешевизне и надежности, несмотря на их невысокую герметичность [3, 4].

Эффективность таких уплотнений зависит в первую очередь от числа гребней ротора, радиального зазора и конструкции, например, введение выступов в ЛУ значительно снижает расход газов [5–8].

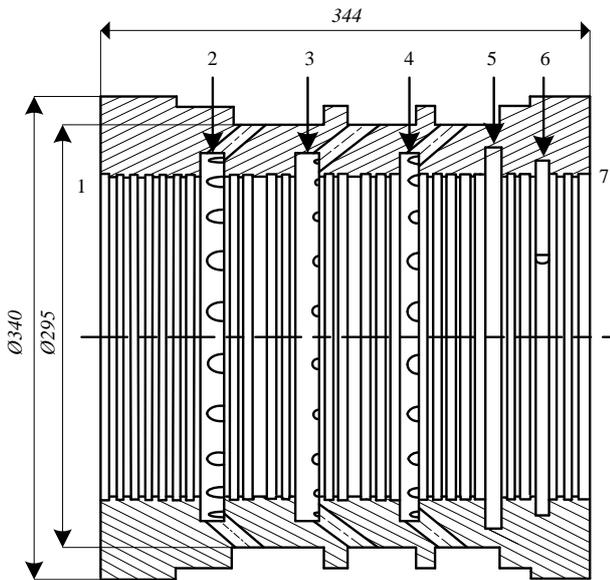
При проведении модернизации центробежного компрессора нефтехимического производства появилась необходимость модернизации системы концевых уплотнений в целях повышения надеж-

ности их работы и повышения наработки компрессора между ремонтами [9].

Штатная система концевых уплотнений запирается водяным паром, подводимым из паровой турбины, который, смешиваясь с газом (пирогаз), поступающим в концевые уплотнения из проточной части компрессора, образует твердые отложения, нарушающие работоспособность концевых уплотнений. При модернизации системы концевых уплотнений был доработан ротор компрессора и введены системы буферного и барьерного газов для снижения загрязнений концевых уплотнений за счет исключения попадания в них пирогаза. Схема модернизированного ЛУ с обозначенными патрубками подачи и отвода используемых газов представлена на рис. 1.

В концевые уплотнения подается метан под давлением на  $\sim 0,5 \dots 0,6$  кгс/см<sup>2</sup> выше давления входа в компрессор. Метан отделяет уплотнение от пирогаза, сжимаемого компрессором, и не допускает загрязнения проточной части уплотнений. Азот подается в камеры – 5 под давлением на  $\sim 0,5 \dots 0,6$  кгс/см<sup>2</sup> выше давления в коллекторе сброса на факел и отсекает метан, исключает его попадание в машинный зал.

Смесь азота и метана выводится из промежуточных камер – 4 и направляется на факел. Азот выводится из крайних камер – 6 и направляется на свечу. Со всех концевых уплотнений оставшийся азот в незначительном количестве поступает в машинный зал. Актуальным вопросом является проверка правильности выбранных конструкторских решений, а также влияние зазора в ЛУ на процесс течения смеси газов в уплотнении. Так как в новой конструкции предлагается использовать горючие и вредные (при превышении ПДК) газы, то не менее актуальным становится вопрос возможных протечек в машинный зал.



**Рис. 1.** Схема выходов газа из рубашки лабиринтного уплотнения предлагаемой конструкции ступени среднего давления (вид без вала компрессора): - 1 – проточная часть компрессора, 2 – выход смеси пирогаза и метана на вход ступени низкого давления, 3 – патрубки подачи метана, 4 – выход смеси метана и азота, 5 – патрубки подачи азота, 6 – выход азота, 7 – выход в машинный зал

**Fig. 1.** Scheme of labyrinth seal of the intermediate pressure stage (displayed without compressor shaft): 1 – compressor flowpath, 2 – pyrogas and methane mixture outlet, 3 – methane inlet, 4 – methane and nitrogen outlet, 5 – nitrogen inlet, 6 – nitrogen outlet, 7 – outlet to the engineering room

## Методы

Для исследования газодинамических процессов в уплотнении была создана конечно-объемная модель, реализованная в программном обеспечении ANSYS CFX. Разработанная модель воспроизводит геометрию уплотнения и обеспечивает возможность расчета параметров течения газовой смеси с учётом турбулентности и пространственного характера потока.

Приведем уравнения течения газа в ЛУ, реализующие модели, указанные в [10–18]. Модель процесса реализована на основе законов сохранения, используемых в газовой динамике, – законы сохранения массы, импульса, энергии и закон сохранения числа атомов.

Используем в уравнениях эйлеровы переменные  $x_i$ ,  $i=1,2,3$ . Вектор скорости обозначим как  $\vec{V}$  с компонентами  $u_i$ , ( $i=1,2,3$ ). Течение также характеризуется термодинамическими параметрами: давлением  $p$ ; плотностью газовой смеси  $\rho$ ; температурой  $T$ ; концентрацией компонент  $c_i$ .

Уравнение неразрывности для осредненных по времени величин газовой фазы имеет вид (1)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0. \quad (1)$$

В этой формуле и далее предполагается, что по повторяющимся индексам проводится суммирование.

Уравнение сохранения импульса имеет следующий вид (2):

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ik}}{\partial x_k}, \quad (2)$$

где  $g_i$  – массовая сила в  $i$ -м направлении. В случае расчета параметров течения смеси газов в уплотнении справедливы равенства:  $g_1=g_2=0$ ,  $g_3=\rho g$ , где  $g$  – ускорение силы тяжести.

Тензор вязких напряжений имеет вид (3)

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}, \quad (3)$$

где  $\mu=\mu(T, c_i)$  – коэффициент вязкости;  $\delta_{ij}$  – символы Кронекера –  $\delta_{ij}=1$  для  $i=j$  и  $\delta_{ij}=0$  при  $i \neq j$ .

Уравнение сохранения энергии имеет следующий вид (4):

$$\frac{\partial (\rho h_0 - p)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k h_0) = \frac{\partial}{\partial x_k} (u_i \tau_{ik}) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_k} \right), \quad (4)$$

где  $h_0 = h + \frac{1}{2} V^2$ ,  $h$  – полная энтальпия и энтальпия смеси,  $V$  – модуль вектора скорости газа.

Энтальпия  $h$  смеси выражается через удельные энтальпии компонентов  $h_i$  в соотношении (5):

$$h = \sum_{i=1}^N Y_i h_i(T), \quad (5)$$

где  $h_i(T) = h_i^0 + \int_0^T c_{pi}(T) dT$ ,  $Y_i$ ,  $c_{pi}$ ,  $h_i^0$  – массовая доля, удельная теплоемкость и стандартная теплота образования  $i$ -го компонента смеси. Уравнение со-

стояния смеси идеальных газов с молярной массой смеси (кажущейся) имеет вид (6):

$$p = \rho RT \sum_{i=1}^N \frac{Y_i}{M_i}, \quad (6)$$

где  $M_i$  – молярная масса  $i$ -й компоненты смеси,  $R$  – универсальная газовая постоянная.

Для описания турбулентного течения использована модель Д.К. Уилкокса [16], называемая  $k$ - $\omega$  моделью, определяемой следующими двумя уравнениями.

Уравнение для энергии турбулентного перемешивания:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \sigma^* \mu_T \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнение для удельной скорости диссипации:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \\ & = \frac{\gamma \omega}{k} \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \sigma^* \mu_T \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

В (7) и (8)  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\omega$  – частота турбулентных пульсаций. Турбулентная вязкость определяется при помощи соотношения (9)

$$\mu_T = \gamma^* \frac{\rho k}{\omega}. \quad (9)$$

В уравнениях (7)–(9) имеется ряд коэффициентов. В [16] показано, что значения этих констант следующие:

$$\beta = 3/40, \beta^* = 9/100, \gamma = 5/9, \gamma^* = 1, \sigma = 0.5, \sigma^* = 0.5.$$

Уравнение сохранения массы компонентов  $Y_k$  имеет вид

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i Y_k - \rho D \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \right) = 0, \\ & k = 1, 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (10)$$

Здесь  $D$  – коэффициент молекулярной диффузии.

Плотность молекулярного потока компонента смеси описывается законом Фика. Если принять, что коэффициент диффузии  $D$  одинаков для всех компонентов смеси, то закон Фика будет иметь вид (11):

$$\rho_k \eta_{ki} = -\rho D \frac{\partial Y_k}{\partial x_i}, \quad (11)$$

где  $\eta_{ki}$  – скорость диффузии  $k$ -го компонента смеси в направлении оси координат  $i$ .

### Модель уплотнения цилиндра среднего давления

#### Геометрическая модель и построенная конечно-объемная сетка

Для расчетов необходимо построить области течения газа между валом компрессора и рубашкой. Для анализа были построены две модели для предложенных вариантов конструктивного исполнения: с зазором между гребнями ротора и стенкой рубашки в 0,5 и 0,35 мм. Полученная расчетная область содержит большое количество важных для анализа геометрических элементов, размер которых существенно меньше характерного размера расчетной области (область между гребнями ротора и рубашкой лабиринтного уплотнения). Построение достаточно качественной расчетной сетки для такой области потребует порядка  $10^6$  элементов, что избыточно для располагаемых вычислительных ресурсов (рис. 2, а). Для уменьшения вычислительных затрат расчетная область была ограничена углом в 0,25 градусов (рис. 2, б), а остальная часть расчетной области учитывается с помощью симметрии.

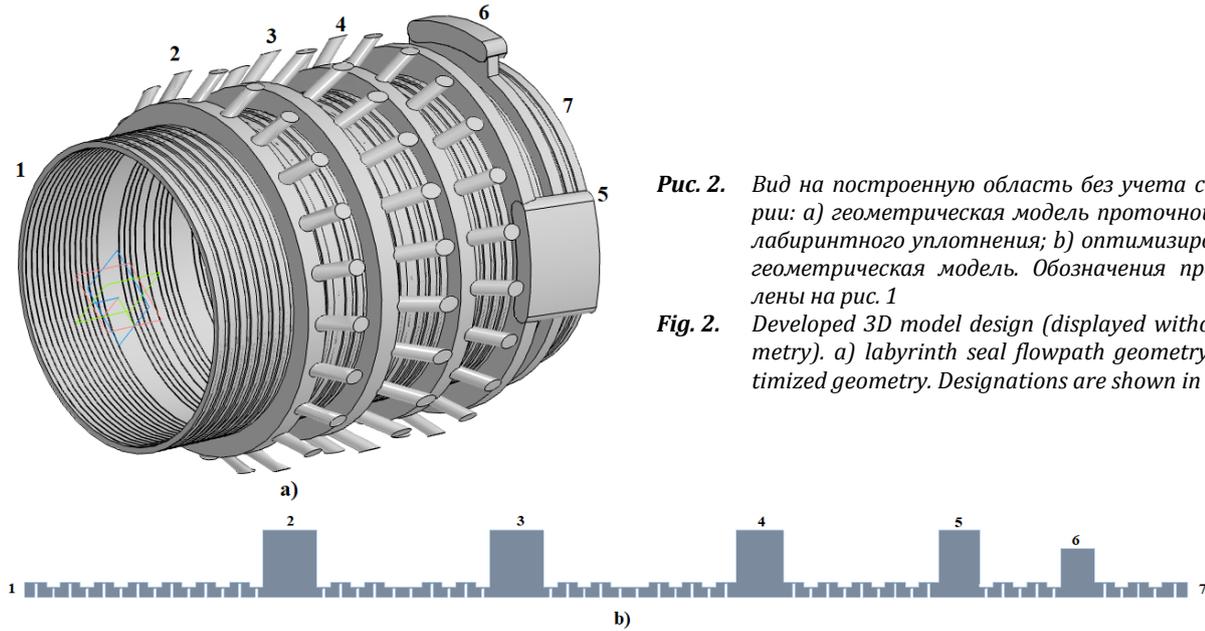
Для более точного моделирования сопротивления в области подводящих и отводящих патрубков была вычислена эквивалентная площадь сечения патрубков в местах их соединения с проточной частью и выполнено разделение граней в области поступления и истечения газов в оптимизированной модели ЛУ (рис. 2, б, выходы газа 2–6).

Для создания расчетной сетки был выбран метод sweep с локальным измельчением (inflation) в области гребней ротора и возле стенок статора и ротора [19] (рис. 3).

Число элементов и узлов сетки – 169879 и 348832, соответственно, для зазора 0,5 мм и 97566 элементов и 201544 узлов при зазоре 0,35 мм.

#### Исходные данные для расчета

В качестве граничных условий использовалось так называемое полное давление (Total Pressure), под которым в ANSYS CFX понимается сумма статического давления (Static Pressure) и скоростного напора для входящих патрубков газов и статическое давление для выходов газов. В этом случае программный комплекс ANSYS CFX вычисляет массовый расход газов по ходу решения задачи [20].



**Рис. 2.** Вид на построенную область без учета симметрии: а) геометрическая модель проточной части лабиринтного уплотнения; б) оптимизированная геометрическая модель. Обозначения представлены на рис. 1

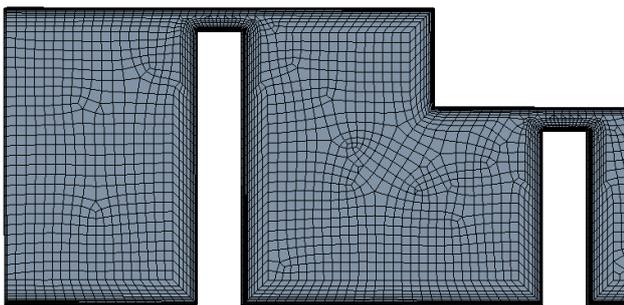
**Fig. 2.** Developed 3D model design (displayed without symmetry). а) labyrinth seal flowpath geometry; б) optimized geometry. Designations are shown in Fig. 1

**Таблица 1.** Значение полного давления, использованного при расчетах

**Table 1.** Total pressure value used in model

Название входа/выхода Inlet/outlet	Проточная часть компрессора, полное давление Compressor flowpath, total pressure	Сброс пирогаза на вход ступени низкого давления, статическое давление Pyrogas and methane mixture outlet, static pressure	Подача метана, полное давление Methane inlet, static pressure	Сброс смеси метана и азота, полное давление Methane and nitrogen outlet, total pressure	Подача азота, полное давление Nitrogen inlet, total pressure	Сброс азота, статическое давление Nitrogen outlet, static pressure	Выход в машинный зал, статическое давление Engineering room outlet, static pressure
Величина давления на входе-выходе, Па Pressure value, Pa	228811,45	130745	179775	106228	150358	105248	101325

Другие исходные данные: число оборотов ротора – 5660 об/м.



**Рис. 3.** Вид на построенную сетку в области проточной части компрессора – области поступления пирогаза в систему уплотнений

**Fig. 3.** Mesh developed for the model. View of the compressor flowpath

Для учета эффектов теплового расширения использовались данные по температуре поступающих газов и температуре в области выхода в машинный

зал: пирогаз – 40 °С, метан – 10 °С, азот – 20 °С, воздух в машинном зале – 20 °С.

**Обсуждение полученных результатов  
 Сравнение результатов моделирования  
 при зазоре 0,5 и 0,35 мм**

Результаты расчета представляются в виде карты результатов – 3D-моделей конструкции, окрашенной в цвета, соответствующие полученным значениям объемного распределения газов в модели ЛУ, а также распределения давления в построенной модели (рис. 4–6).

Как видно из рис. 4–6, пирогаз, попадающий в систему уплотнений ступени среднего давления через проточную часть компрессора – 1 смешивается с метаном и выходит через отводящий патрубок на ступень низкого давления – 2. В свою очередь, метан, смешиваясь с азотом, выходит через патрубок – 4.

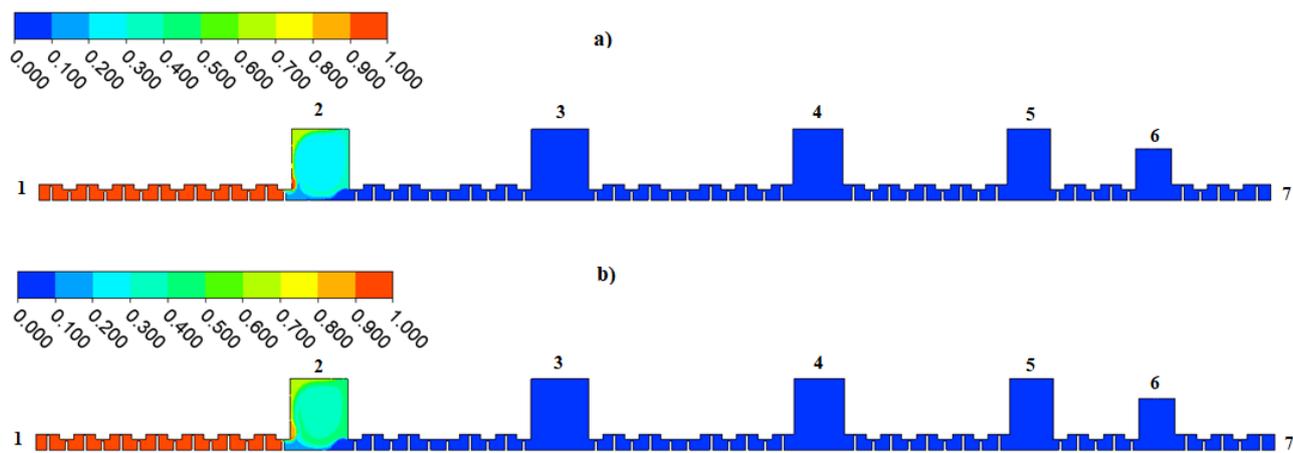


Рис. 4. Объемное распределение пирогаза в системе уплотнений: а) зазор 0,5 мм; б) зазор 0,35 мм. Обозначения представлены на рис. 1

Fig. 4. Pyrogas distribution in the labyrinth seal of intermediate pressure stage: a) 0.5 mm gap; b) 0.35 mm gap. Designations are shown in Fig. 1

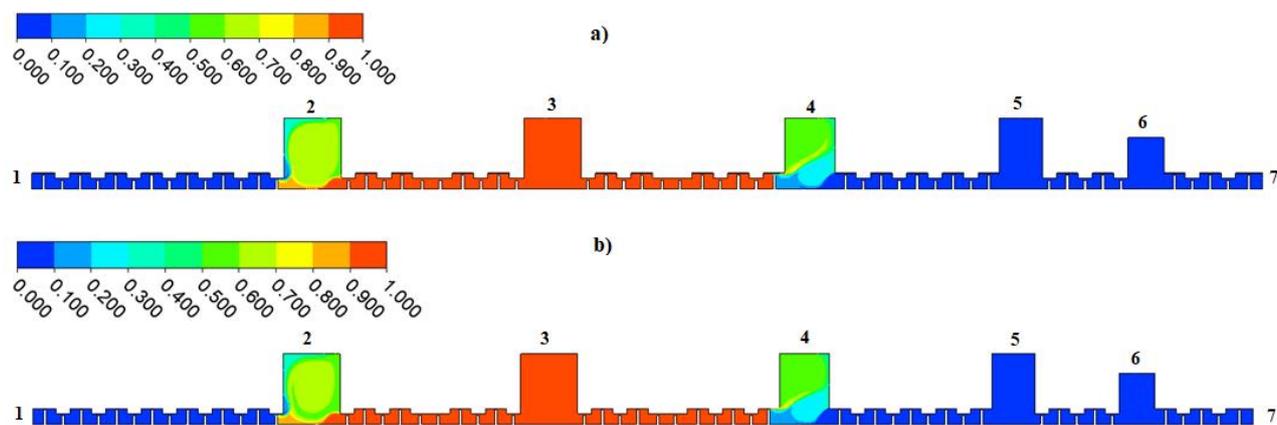


Рис. 5. Объемное распределение метана в системе уплотнений: а) зазор 0,5 мм; б) зазор 0,35 мм. Обозначения представлены на рис. 1

Fig. 5. Methane distribution in the labyrinth seal: a) 0.5 mm gap; b) 0.35 mm gap. Designations are shown in Fig. 1

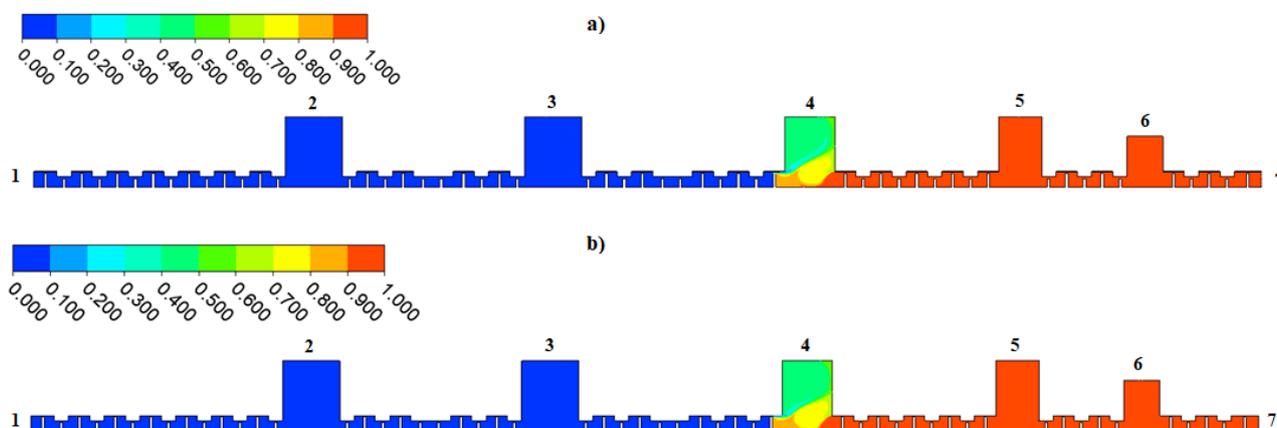
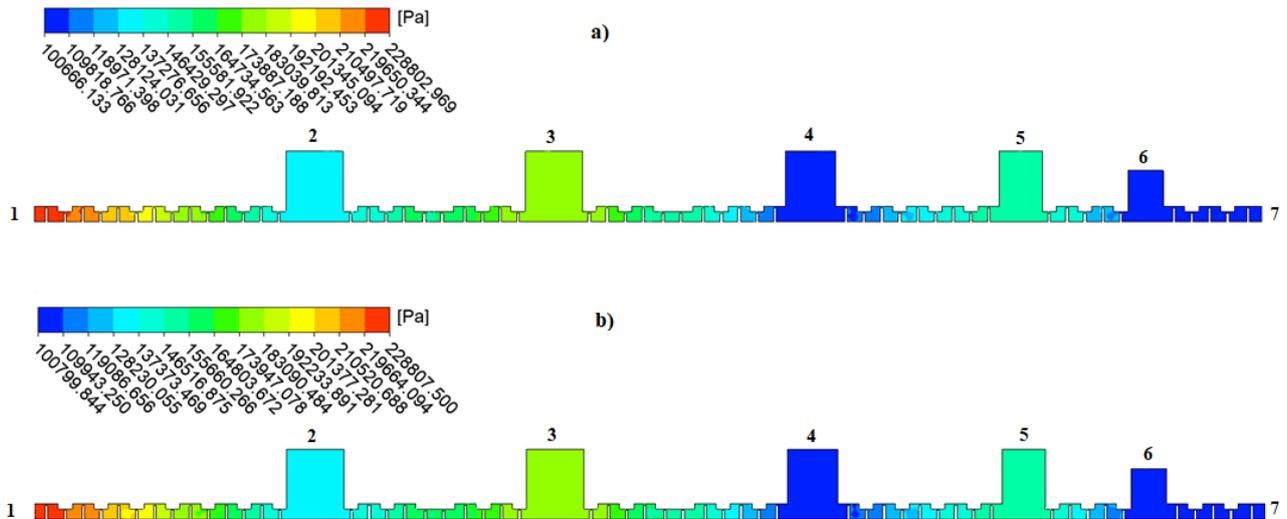


Рис. 6. Объемное распределение азота в системе уплотнений: а) зазор 0,5 мм; б) зазор 0,35 мм. Обозначения представлены на рис. 1

Fig. 6. Nitrogen distribution in the labyrinth seal: a) 0.5 mm gap; b) 0.35 mm gap. Designations are shown in Fig. 1



**Рис. 7.** Распределение абсолютного давления в системе уплотнений: а) зазор 0,5 мм; б) зазор 0,35 мм. Обозначения представлены на рис. 1

**Fig. 7.** Absolute pressure distribution in the labyrinth seal: a) 0.5 mm gap; b) 0.35 mm gap. Designations are shown in Fig. 1

Азот, закачиваемый через патрубок – 5, практически в полном объеме выходит через отводящий патрубок – 6) и в некотором количестве попадает в машинный зал – 7.

Также следует отметить, что картина объемного распределения газов при изменении зазора с 0,5 до 0,35 мм практически не различается.

Как показано на рис. 7, наибольшее давление зафиксировано в области поступления пирогаза в систему уплотнений – 1 (до 228,803 кПа в случае зазора 0,5

мм, и до 228,808 кПа в случае зазора 0,35 мм) и быстро снижается до значений 128–137 кПа в области выхода смеси газов на ступень низкого давления – 2. Наименьшее давление (около 1 атм) зафиксировано в области сброса азота – 6 и выхода в машинный зал – 7.

Как видно из результатов расчета, уменьшение зазора в системе уплотнений при данных начальных условиях существенно снижает объем поступающих и истекающих газов, в том числе протечку азота в машинный зал.

**Таблица 3.** Объемный расход поступающих и истекающих газов

**Table 3.** Volume flow rate of gases

Выход Outlet	Зазор 0,5 мм 0.5 mm gap	Зазор 0,35 мм 0.35 mm gap	Разница между объемами поступающих и истекающих газов Difference between gas flows
Пирогаз, поступающий, н.м <sup>3</sup> /ч Pyrogas, incoming, Nm <sup>3</sup> /h	99,7891	79,3713	20,4178
Метан, поступающий, н.м <sup>3</sup> /ч Methane, incoming, Nm <sup>3</sup> /h	257,9960	198,005	59,991
Азот, поступающий, н.м <sup>3</sup> /ч Nitrogen, incoming, Nm <sup>3</sup> /h	176,1280	138,2690	37,859
Сброс смеси CH <sub>4</sub> +N <sub>2</sub> , н.м <sup>3</sup> /ч Methane and nitrogen mixture outlet, Nm <sup>3</sup> /h	210,7990	163,212	47,587
Смесь пирогаза и метана, выход на ступень низкого давления, н.м <sup>3</sup> /ч Pyrogas and methane mixture outlet to the low- pressure stage, Nm <sup>3</sup> /h	222,6130	173,944	48,669
Только пирогаз, выход на ступень низкого давления, н.м <sup>3</sup> /ч Pyrogas outlet to the low-pressure stage, Nm <sup>3</sup> /h	99,7891	79,3713	20,4178
Сброс азота, н.м <sup>3</sup> /ч Nitrogen outlet, Nm <sup>3</sup> /h	70,8478	55,6725	15,1753
Азот, выход в машинный зал, н.м <sup>3</sup> /ч Nitrogen, outlet to the engineering room, Nm <sup>3</sup> /h	30,4869	23,6360	6,8509
Метан, выход в машинный зал, н.м <sup>3</sup> /ч Methane, outlet to the engineering room, Nm <sup>3</sup> /h	0	0	0
Пирогаз, выход в машинный зал, н.м <sup>3</sup> /ч Pyrogas, outlet to the engineering room, Nm <sup>3</sup> /h	0	0	0

Согласно проведенным расчетам, ни метан, ни пирогаз не попадают в машинный зал. Повышение давления в системе уплотнений при изменении зазора незначительное (в пределах 5 кПа).

#### Выводы

Расчеты показали, что оба варианта конструктивного исполнения по модернизации лабиринтного уплотнения центробежного компрессора для

пирогаза удовлетворяют предъявленным требованиям:

1. Ни метан, ни пирогаз не попадают в машинный зал. При уменьшении зазора с 0,5 до 0,35 мм уменьшается объем азота, попадающий в машинный зал, – с 30,48 до 23,63 н.м<sup>3</sup>/ч.
2. При уменьшении зазора до 0,35 мм зафиксировано незначительное увеличение абсолютного давления (в пределах 5 кПа).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет. Руководящий технический документ. – Л.: ППО ЦКТИ, 1988. – 73 с.
2. Черепанов И.Е., Модорский В.Я., Бабушкина А.В. Влияние геометрических, кинематических, газодинамических параметров на динамическое состояние ротора с учетом газодинамического потока в зазорах лабиринтных уплотнений // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2022. – № 4. – С. 13–21.
3. Темис Ю.М., Селиванов А.В. Перспективные уплотнения для газотурбинных двигателей // Авиационные двигатели – 2021. – № 2 (11). – С. 43–60.
4. Обеспечение сжатым воздухом технологического оборудования компрессорных станций и ресурс работы воздухокомпрессорного и воздухопотребляющего оборудования / И.У. Сивов, В.М. Иванов, И.С. Салтыков, А.А. Гуляев // Газовая промышленность. – 2019. – № 4. – С. 80–86.
5. Неуймин В.М. Эффективность лабиринтных уплотнений проточных частей паровых турбин электростанций России // Библиотечка электротехника. – 2021. – № 3 (267). – С. 1–93.
6. Фалалеев С.В., Бадыков Р.Р., Бенедюк М.А. Расчет динамических характеристик торцовых уплотнений турбомашин // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10. – № 4. – С. 7–17. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-7-19.
7. Bondarenko G.A., Baga V.N., Bashlak I.A. Flow simulation in a labyrinth seal // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 234–239.
8. Юн В.К., Давлетгареева Е.И., Дымкин А.Н. Численное моделирование статорных элементов центробежных компрессоров // Газовая промышленность – 2021. – № 2 (780). – С. 79–83.
9. Bloch H. Compressors and modern process applications. – New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2006. – 352 p.
10. Ferziger J.H. Computational methods for fluid dynamics. – Berlin, New York: Springer Verlag, 2002. – 423 p.
11. Libby P.A., Williams F.A. Turbulent reacting flows // Topics in Applied Physics. – Berlin: Springer, 1980. – Vol. 6. – 251 p.
12. Гидродинамика и теория горения потока топлива / Б.В. Канторович, В.И. Миткалинский, Г.Н. Делягин, В.М. Иванов. – М.: Металлургия, 1971. – 488 с.
13. Spalding D.B. Combustion and mass transfer. – London: Cox&Wyman Ltd, 1979. – 418 p.
14. Fletcher C.A.J. Computational techniques for fluid dynamics. Vol. 1, 2. – Berlin, Heidelberg: Springer, 1998. – 401 p.
15. Anderson D., Tannehill J.C., Pletcher H.R. Computational fluid mechanics and heat transfer. – Boca Raton: CRC Press, 1997. – 816 p.
16. Wilcox D.C. Turbulence modeling for CFD. – La Canada Flintridge: DCW Industries Inc., 2006. – 536 p.
17. Wilcox D.C. Basic fluid dynamics. – La Canada Flintridge: DCW Industries Inc., 2013. – 894 p.
18. Применение системы ANSYS к решению задач механики сплошной среды. Практическое руководство / под ред. А.К. Любимова. – Нижний Новгород: Изд-во НГУ, 2006. – 227 с.
19. Верификация CFD-расчета на суперкомпьютере среднерасходных модельных ступеней / А.М. Данилишин, Ю.В. Кожухов, Л.В. Гилева, А.А. Лебедев // Суперкомпьютерные дни в России 2016: Труды конференции. – СПб: Изд-во СПбГПУ, 2016. – С. 816–828.
20. Галеркин Ю.Б., Гамбургер Д.М., Епифанов А.А. Анализ течения в центробежных компрессорных ступенях методами вычислительной газодинамики // Тр. научн. школы компрессоростроения СПбГПУ / под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2010. – С. 452–470.

#### Информация об авторах

**Андрей Викторович Никульчиков**, кандидат физико-математических наук, доцент отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов Национального исследовательского Томского Политехнического Университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. nav281087@tpu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5438-5132>

**Виктор Кенсоринович Никульчиков**, кандидат технических наук, доцент отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов Национального исследовательского Томского Политехнического Университета, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. nikulchikov@tpu.ru

**Виктор Александрович Солоненко**, кандидат физико-математических наук, заведующий лабораторией оптимизации отдела математической физики Научно-Исследовательского Института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского Государственного Университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 36. vik@niipmm.tsu.ru

**Григорий Ракинович Зиякаев**, кандидат технических наук, доцент отделения нефтегазового дела Инженерной школы природных ресурсов Национального исследовательского Томского Политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. zgr@tpu.ru

**Евгений Николаевич Пашков**, кандидат технических наук, доцент отделения машиностроения Инженерной школы природных ресурсов Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. epashkov@tpu.ru

Поступила в редакцию: 27.02.2025

Поступила после рецензирования: 28.03.2025

Принята к публикации: 21.05.2025

## REFERENCES

1. *Labyrinth seals of stationary steam and gas turbines and compressors. Technical guidance document.* Leningrad, PPO CKTI Publ., 1988. 73 p.
2. Cherepanov I.E., Modorskii V.Ya., Babushkina A.V. Influence of geometric, kinematic, gas-dynamic parameters on rotor dynamic state taking into account gas dynamic flow in labyrinth seals clearances. *PNRPU Mechanics Bulletin*, 2022, vol. 4, pp. 13–21. (In Russ.)
3. Temis Yu. M., Selivanov A.V. Promising seals for gas turbine engines. *Aviation engines*, 2021, vol. 2, no. 11, pp. 43–60. (In Russ.)
4. Sivov I.U., Ivanov V.M., Saltykov I.S., Gulyaev A.A. Supply of technological equipment of compressor stations by compressed air and operational life of air compressor and air consumer equipment. *Gas and gas condensate transport*, 2019, no. 4, pp. 80–86. (In Russ.)
5. Neuinin V.M. Efficiency of labyrinth seals of the flow part of steam turbines of power plants inf Russia. *Electromechanic library*, 2021, vol. 267, no. 3, pp. 1–93. (In Russ.)
6. Falaleev S.V., Badykov R.R., Benedyuk M.A. Calculation of dynamic characteristics of turbomachinery mechanical seals, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, 2024, vol. 10, no. 4, pp. 7–17 (In Russ.). DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-4-7-19
7. Bondarenko G.A., Baga V.N., Bashlak I.A. Flow simulation in a labyrinth seal. *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 630 (2044), pp. 234–239.
8. Yun V.K., Davletgareeva E.I., Dymkin A.N. Numerical simulation of the stator elements of radial-flow compressors. *Gas and gas condensate transport*, 2021, no. 2, pp. 79–83. (In Russ.)
9. Bloch. H. *Modern application of compressors.* Moscow, Technosphaera Publ., 2011. 360 p. (In Russ.)
10. Ferziger J.H. *Computational methods for fluid dynamics.* Berlin, New York, Springer Verlag Publ., 2002. 423 p.
11. Libby P., Williams F. *Turbulent flows in reacting gases.* Moscow, Mir Publ., 1983. 328 p. (In Russ.)
12. Kantorovich B.V. Mitkalinniy V.I., Delyagin G.N., Ivanov V.M. *Hydrodynamics and theory of fuel flow combustion.* Moscow, Metallurgiya Publ., 1971. 488 p. (In Russ.)
13. Spalding D.B. *Combustion and mass transfer.* Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 240 p. (In Russ.)
14. Fletcher K. *Computing methods in fluid dynamics.* Moscow, Mir Publ., 1991. 504 p. (In Russ.)
15. Anderson D., Tannehil G., Pletcher P. *Computational hydrodynamics and heat transfer.* Moscow, Mir Publ., 1990. 726 p. (In Russ.)
16. Wilcox D.C. *Turbulence modeling for CFD.* La Canada Flintridge: DCW Industries Inc. Publ., 2006. 536 p.
17. Wilcox D.C. *Basic fluid dynamics.* La Canada Flintridge: DCW Industries Inc. Publ., 2013. 894 p.
18. Lyubimov A.K. *The use of ANSYS system for continuum mechanics problems. Practical guide.* N. Novgorod, Novgorod State University Publ., 2006. 227 p. (In Russ.)
19. Danilishin A.M., Kozhuhov Y.V., Gileva L.V., Lebedev A.A. Verification of CFD-solution of mid-flow rate stages. *Days of supercomputers in Russia 2016.* St Petersburg, St Petersburg State University Publ., 2016. Vol. 1, no. 1, pp. 816–828. (In Russ.)
20. Galerkin Y.B., Gamburger D.M., Epifanov A.A. Centrifugal flow stages analysis by means of computational gas dynamics. *The Bulletin of compressor, vacuum and refrigeration engineering department*, 2010, vol. 1, no. 1, pp. 452–470. (In Russ.)

## Information about the authors

**Andrey V. Nikulchikov**, Cand. Sc., Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. nav2810@tpu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5438-5132>

**Viktor K. Nikulchikov**, Cand. Sc., Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. nikulchikov@tpu.ru

**Viktor A. Solonenko**, Cand. Sc., Head of the Laboratory, National Research Tomsk State University, 36, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. vik@niipmm.tsu.ru

**Grigoriy R. Ziyakaev**, Cand. Sc, Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. zgr@tpu.ru

**Evgeniy N. Pashkov**, Cand. Sc, Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. epashkov@tpu.ru

Received: 27.02.2025

Revised: 28.03.2025

Accepted: 21.05.2025