

DOI: 10.15593/2224-9982/2021.66.12

УДК 621.515

**А.О. Микрюков, В.Я. Модорский, И.Е. Черепанов**

Пермский национальный исследовательский  
политехнический университет, Пермь, Россия

**РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ  
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ  
В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ СТУПЕНИ  
ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

Исследования динамических процессов в центробежных компрессорах газоперекачивающих агрегатов требуют применения междисциплинарных подходов. Это, с одной стороны, обусловливается взаимовлиянием между газодинамическим потоком и конструкцией компрессора. С другой стороны, использование междисциплинарных подходов всегда связано: со сложностью численной реализации, поскольку требуется одновременный учет всех геометрических и физических особенностей исследуемых процессов как в газе, так и в конструкции; с постановкой математической модели, включающей все особенности описываемых процессов; с определением и постановкой граничных условий; с необходимостью обеспечения устойчивости решения и сопряжения сеточных моделей для двухсредной рабочей области; с необходимостью применения высокопроизводительных вычислительных систем ввиду значительных временных и вычислительных затрат. Для исследования динамических процессов используется 2FSI-подход, позволяющий учесть двустороннее взаимовлияние газа и конструкции. Рассматриваются вопросы, связанные с причинами возникновения колебательных процессов в канале лабиринтного уплотнения ступени центробежного компрессора. Представлена расчетная область исследования, выполнены концептуальная и математическая постановки, позволяющие описывать в том числе автоколебательные процессы с использованием 2FSI-подхода.

**Ключевые слова:** 2FSI-постановка, математическая модель, колебательные процессы, центробежный компрессор, лабиринтное уплотнение.

**A.O. Mikryukov, V.Ya. Modorskii, I.E. Cherepanov**

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

**DEVELOPMENT A MATHEMATICAL MODEL  
FOR RESEARCHING DYNAMIC PROCESSES IN THE LABYRINTH SEAL  
OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE**

Research of dynamic processes occurring under real operating conditions of centrifugal compressors often require the use of interdisciplinary approaches. This is determined by the character of the processes, which significantly affect each other during the compressor operation. However, when using interdisciplinary approaches, there are difficulties in the numerical implementation. They are associated with the need to take into account all the geometric and physical features of the processes under research, which leads to significant time and computational costs. At this article discusses issues related to the causes of oscillatory processes in the centrifugal compressor stage, in particular, in the labyrinth seal channel. In the article using 2FSI approach allowing to take into account the bilateral interaction of physical process on another. The article discusses issues related to the causes of oscillatory processes in the centrifugal compressor stage, in particular, in the labyrinth seal channel. The computational domain of research is presented, conceptual and mathematical statements are performed, which allow describing, among other things, self-oscillatory processes using the 2FSI approach.

**Keywords:** 2FSI-statement, mathematical model, oscillatory processes, centrifugal compressor, labyrinth seal.

Нефтегазовая промышленность выступает одним из приоритетных и стратегически важных направлений развития России [1, 2], где широкое применение получило компрессорное оборудование центробежного (ЦК) типа при добыче, транспортировке и переработке

нефтегазовой продукции. Преимущественное применение ЦК как в нефтегазовой промышленности, так и в горнодобывающей и химической отрасли, энергетике и металлургии обусловливается возможностью обеспечения высоких (10–100 МПа) и сверхвысоких

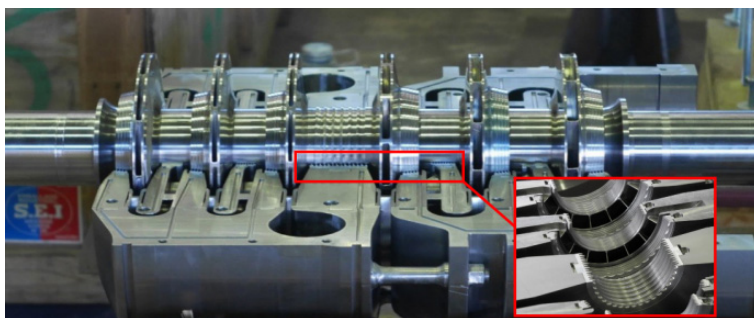


Рис. 1. Проточная часть центробежного компрессора высокого давления с установленными лабиринтными уплотнениями

(100–350 МПа) рабочих давлений за счет высокого уровня технических и экономических показателей [2, 3]. С другой стороны, при высоких и сверхвысоких рабочих давлениях возрастает роль аэроупругих эффектов, возникновение которых зачастую имеет непрогнозируемый характер. Это может приводить к аварийным остановам газоперекачивающих агрегатов (ГПА), поскольку вибрационное влияние на работу ГПА жестко ограничивается.

В работе рассматривается один из потенциальных источников аварийных остановов ГПА – аэроупругие процессы в проточных каналах лабиринтных уплотнений. Лабиринтное уплотнение (рис. 1) представляет собой многократное чередование последовательно расположенных зазоров и камер-завихрителей между ротором и неподвижным корпусом компрессора, разделяющих области высокого и низкого давления [4, 5]. Лабиринтные уплотнения применяются в ЦК для уменьшения утечек рабочего тела при его выходе из рабочего колеса в проточный тракт, а также для компенсации осевых смещений ротора во время эксплуатации.

В.И. Гуровым и К.Н. Шестаковым в работе [6] отмечается, что колебания в уплотнительных устройствах, кратковременно превышающие допустимые значения по акустическому уровню вибраций, приводят к потере работоспособности узлов компрессора (уплотнительных устройств, разрушению подшипниковых опор и поломкам рабочих колес роторов, возгораниям в проточных трактах турбомашин при контактах роторов с уплотнениями) и, как следствие, к аварийным оста-

новом. Так, например, в диссертационной работе Е.А. Новикова [7] отмечается, что почти 40–80 % аварийных остановов происходит из-за выхода из строя лабиринтных уплотнений, при этом количество отказов прямо пропорционально возрастает по мере увеличения мощностных характеристик компрессора. Это связано с тем, что утечки рабочего тела через уплотнительные каналы ЦК являются потенциальными источниками повышенных колебаний, приводящих конструкцию к вибрациям, из-за возникновения аэродинамических циркуляционных сил [8, 9]. В связи с этим прогнозирование динамического поведения отдельных узлов компрессора на этапе проектирования является актуальной промышленной и исследовательской задачей.

Основные направления исследований по уплотнительным устройствам связаны:

- со снижением дисбалансирующих осевых и радиальных сил роторов, которые возникают в силу неточности механической обработки и последующих погрешностей сборки конструкции [10–12];
- с установлением зависимостей и возникновением особенностей и явлений как для стационарных, так и для нестационарных режимов течения по проточному каналу [9, 13–20].

Несмотря на большое количество работ, направленных на исследование процессов в лабиринтных уплотнениях как с позиции влияния геометрии, так и с позиции теплофизических, физико-механических и физико-химических свойств конструкции и рабочего тела, влияние динамических процессов на возникновение колебаний, приводящих к вибрации, конструкции компрессора недостаточно

изучено. Исследования динамических процессов в центробежных компрессорах требуют применения междисциплинарных подходов. Это обуславливается взаимовлиянием между газодинамическим потоком и конструкцией компрессора.

В настоящее время совместное рассмотрение взаимодействия между течением потока газа по проточному каналу лабиринтного уплотнения и вращательным движением конструкции ротора ЦК возможно с использованием разработанных подходов, различающихся степенью направленности взаимодействия [21, 22]:

- 1FSI (One-way Fluid-Structure Interaction), в рамках которого возможен учет однонаправленного воздействия потока газа или жидкости на конструкцию;

- 2FSI (Two-way Fluid-Structure Interaction), который является расширением 1FSI-подхода, а именно рассматривает двунаправленный характер взаимодействия конструкции и потока газа или жидкости. При этом становится доступным рассмотрение и исследование класса краевых задач типа «флаттер».

Таким образом, в работе будет представлена математическая модель, позволяющая описывать динамические колебательные процессы в проточном канале лабиринтного уплотнения ступени центробежного компрессора, возникающие при взаимодействии рабочего тела и конструкции, с использованием 2FSI-подхода. Будут представлены вычислительные эксперименты в виде амплитудно-частотных характеристик для двух околокритических режимов работы, при которых наблюдается возникновение резонансных явлений.

С целью возможности исследования динамических процессов в канале лабиринтного уплотнения с использованием численных методов и подходов было выполнено следующее:

- 1) определена расчетная область моделирования;

- 2) сформулированы концептуальная и математическая постановки связанной краевой задачи с использованием 2FSI-подхода.

В качестве расчетной области для исследования динамических процессов рассматривается центральная ступень шестиступен-

чатого типового ЦК. Рассмотрение одной ступени обусловлено сложностью исследования конструкции в целом, поскольку каждый конструктивный проточный канал (для шестиступенчатого ЦК подобных каналов в проточной части не менее 12) при истечении рабочего тела оказывает влияние на подвижную систему, тем самым затрудняя определение источников колебаний при их двунаправленном взаимодействии.

Таким образом, расчетная область представляет собой трехмерную геометрию модельного центробежного компрессора, включающую в себя ротор (вал, модельное рабочее колесо), кольцо лабиринтного уплотнения с канавками (камерами-завихрителями) и проточный канал компрессора. Проточный канал представим в виде трехмерной области, располагающейся между модельным рабочим колесом и неподвижным корпусом компрессора и переходящей в подвижное с контактной стороны канала лабиринтное уплотнение. В месте контакта проточный канал повторяет геометрию лабиринтного уплотнения, включающего три камеры-завихрителя потока одинакового размера, которые отделены друг от друга перегородками с величиной зазора между ними в 500 мкм. Рабочее колесо расположено между опорами по центру длины вала компрессора. Профиль модельного покрывного диска у рабочего колеса повторяет геометрию типового варианта, применяемого для шестиступенчатых центробежных компрессоров. Соответствующая расчетная область модельного центробежного компрессора представлена на рис. 2.

Непосредственная проточная часть в области лабиринтного уплотнения представляет собой чередование трех камер-завихрителей в сечении прямоугольной формы с шириной 3 мм и высотой 1 мм и расстоянием между ними 2 мм, величина зазора между статором и ротором составляет 500 мкм на радиусе 138,8 мм. Длина вала между опорами составляет 1700 мм, его радиус – 83,7 мм, ширина модельного рабочего колеса – 180 мм с осредненным радиусом величиной 221,7 мм.

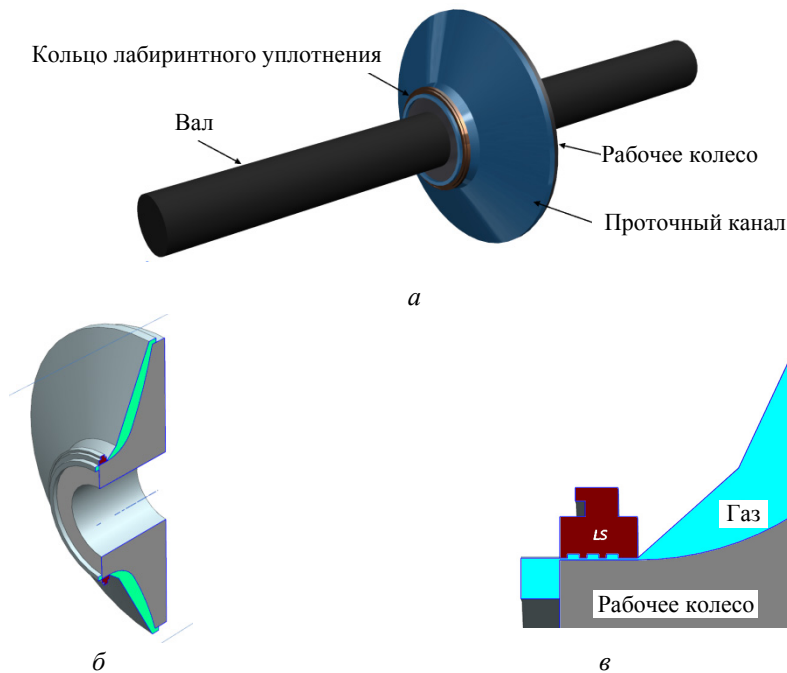


Рис. 2. Расчетная область для исследования динамических процессов в проточном канале лабиринтного уплотнения: *а* – общий вид в изометрии; *б* – рабочее колесо, проточный канал и кольцо лабиринтного уплотнения; *в* – исследуемая проточная часть

Для описания двунаправленного взаимодействия рассматриваемых процессов в рамках 2FSI-подхода, направленного на исследование динамических процессов в проточном канале лабиринтного уплотнения, был принят ряд гипотез, разделенных по физическим областям, связанным как с поведением газодинамического потока, так и с движением конструкции ротора.

Гипотезы, принятые для описания газодинамических процессов в проточном канале лабиринтного уплотнения, следующие:

1) газодинамические процессы рассматриваются в трехмерной дозвуковой нестационарной постановке в силу того, что возможно формирование и распространение волн (колебаний) в потоке газа в процессе эксплуатации ЦК [5, 23];

2) газодинамический поток рассматривается как однофазный, поэтому химическими процессами пренебрегаем;

3) в качестве рабочего тела принимается сжимаемый вязкий газ (в рамках уравнений Менделеева – Клапейрона), поскольку принцип работы центробежного компрессора основан на динамическом сжатии газобразной среды [7];

4) газодинамическая область проточного канала вблизи контакта с поверхностью рабочего колеса имеет вращательную степень свободы для возможности корректного учета взаимодействия с конструкцией ротора;

5) в области контакта между проточным каналом и элементами конструкции (ротором, кольцом лабиринтного уплотнения) учитывается влияние перемещений от конструкции, являющееся откликом конструкции на динамическое возмущение от потока;

6) свойства газа являются не зависящими от абсолютной температуры;

7) стенки проточного канала лабиринтного уплотнения являются теплоизолированными (с целью исключения из рассмотрения процессов температурных деформаций ротора [24]);

8) проточная часть истечения потока газа локализована только в области лабиринтного уплотнения (с целью исключения взаимодействия потока в других областях проточного тракта ЦК);

9) для подвижных и неподвижных элементов конструкции ЦК принимается условие непроницаемости стенок и отсутствия проскальзывания газа вблизи них;

10) при движении потока газа через проточный канал не учитывается гравитационное влияние (с целью исключения прогибов вала под собственным весом, которые явным образом приводят к несинхронной прецессии и дальнейшей неустойчивости ротора [24]).

Гипотезы, принятые для описания движения конструкции ротора ступени модельного центробежного компрессора:

1. Конструкция ротора и кольца лабиринтного уплотнения рассматриваются в трехмерной нестационарной постановке, поскольку возможные возникающие эффекты в конструкции могут иметь изменяющийся во времени характер.

2. В качестве материала конструкции принимается конструкционная углеродистая сталь ст3, физико-механические свойства которой принимаются изотропными и не зависящими от температуры (с целью исключения температурных деформаций в процессе движения ротора, которые приводят к контактному трению между ротором и статором и дальнейшей неустойчивости вала [24]).

3. Для конструкции учитывается влияние переменного давления, вызванного неравномерностью течения потока газа в области их контакта, являющегося откликом конструкции на динамическое возмущение от потока.

4. Напряженно-деформированное состояние конструкции ротора описывается в приближении линейной теории упругости, так как в условиях эксплуатации ЦК недопустима реализация неупругих (пластических) процессов деформирования, которые выводят из строя агрегат [6].

5. Вращение конструкции происходит с постоянной частотой вращения, с учетом пренебрежения возможными пульсациями со стороны двигателя и манипулятора с целью исключения иных факторов возмущения на систему.

6. Перемещения конструкции ротора ограничены в области опор в радиальном направлении (действие ротора на опоры и наоборот не рассматривается).

7. Для конструкции не учитывается гравитационное влияние (с целью исключения прогибов вала под собственным весом, кото-

рые явным образом приводят к несинхронной прецессии и дальнейшей неустойчивости ротора [24]).

Математическая постановка связанной краевой задачи, описывающей динамические процессы в проточном канале лабиринтного уплотнения, в соответствии с принятым перечнем гипотез, осуществляется в рамках 2FSI-подхода. Математическая интерпретация такого подхода представима следующей системой уравнений [25]:

Конструкция :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{система уравнений ЛТУ, } \Omega_s; \\ \text{НУ и ГУ, } \partial\Omega_{\text{rotor}} \cup \partial\Omega_{\text{shaft}} \cup \partial\Omega_{LS}. \end{array} \right.$$

Газ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{система уравнений газодинамики, } \Omega_f; \\ \text{НУ и ГУ, } \partial\Omega_{\text{inlet}} \cup \partial\Omega_{\text{outlet}} \cup \partial\Omega_{\text{comp}}. \end{array} \right. \quad (1)$$

Сопряжение :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left. \frac{\partial \mathbf{u}_s(t)}{\partial t} \right|_n = \mathbf{V}_f(t)|_n, \partial\Omega_{FS1} \cup \partial\Omega_{FS2}; \\ \left. \boldsymbol{\sigma}_s(t) \right|_n = -P_f(t)|_n, \partial\Omega_{FS1} \cup \partial\Omega_{FS2}, \end{array} \right.$$

где  $\mathbf{u}_s(t)$  – вектор перемещений конструкции ротора;  $\mathbf{V}_f(t)$  – вектор скорости потока газа;  $\boldsymbol{\sigma}_s(t)$  – тензор напряжений Коши;  $P_f(t)$  – статическое давление газа;  $\cdot|_n$  – проекция по нормали к контактируемой области;  $t$  – время;  $\Omega_f$  – область поведения потока газа в проточной части;  $\Omega_s$  – область для описания напряженно-деформированного состояния конструкции ротора;  $\partial\Omega_{\text{inlet}}$  – поверхностная граница для задания условий на входе в проточный канал;  $\partial\Omega_{\text{outlet}}$  – поверхностная граница для задания условий на выходе из проточного канала;  $\partial\Omega_{\text{comp}}$  – поверхностная граница для задания условий течения потока вблизи корпуса ЦК;  $\partial\Omega_{\text{rotor}}$  – поверхностная граница для задания условий для поведения ротора;  $\partial\Omega_{\text{shaft}}$  – поверхностная граница для задания условий закрепления вала ЦК;  $\partial\Omega_{LS}$  – поверхностная граница для задания условий закрепления кольца лабиринтного уплотнения;  $\partial\Omega_{FS1}$  – контактная поверхность между

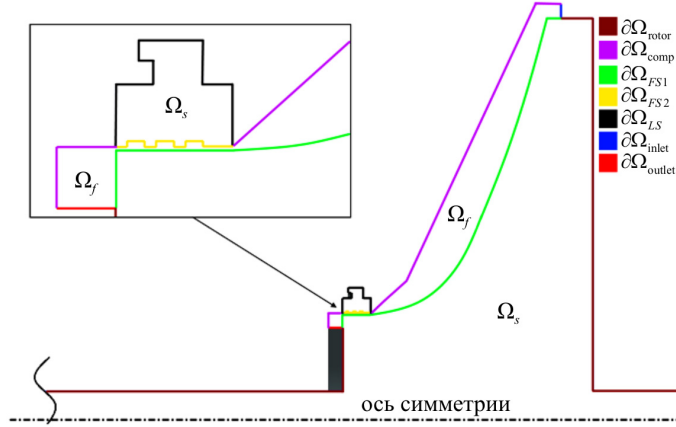


Рис. 3. Схема геометрической области для определения граничных условий конструкции ротора и проточного канала уплотнения

покрывным диском рабочего колеса и проточным каналом;  $\partial\Omega_{FS2}$  – контактная поверхность между лабиринтным уплотнением и проточным каналом.

Графическая интерпретация расчетной области (ее осесимметричный вид) с поверхностями контактного взаимодействия, заданием начальных и граничных условий, в рамках которой возможна реализация системы (1), изображена на рис. 3.

Математическое описание поведения потока газа в проточном канале представимо системой уравнений, базирующихся на законах сохранения в постановке Навье – Стокса [25], записанной для неинерциальной системы отсчета:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{V}_f) = 0, \\ \frac{\partial (\rho_f \mathbf{V}_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{V}_f \otimes \mathbf{V}_f) + \\ + \rho_f (2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V}_f + \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) + \\ + \rho_f (\mathbf{a} \times \mathbf{r}) = -\nabla P + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}, \\ \boldsymbol{\tau} = \mu_g \left( \nabla \mathbf{V}_f + \mathbf{V}_f \nabla - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{V}_f \right), \\ \frac{\partial (\rho_f H^*)}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \mathbf{V}_f H^*) = \\ = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + \mathbf{V}_f \cdot \boldsymbol{\tau}), \\ H^* = H + \frac{|\mathbf{V}_f|^2}{2}, \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $\rho_f$  – плотность газа;  $\boldsymbol{\tau}$  – тензор вязких напряжений;  $\mathbf{a}$  – радиус-вектор, связанный с про-

екцией материальной точки на ось вращения;  $\mu_g$  – динамическая вязкость газа;  $\delta$  – дельта Кронекера;  $H^*$  – динамическая энтальпия торможения газа;  $T$  – статическая температура газа;  $\lambda$  – удельная теплопроводность;  $H$  – статическая энтальпия торможения газа.

Система уравнений (2) доопределяется уравнением состояния для плотности и статической энтальпии газа:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_f = \frac{PM_g}{R_0 T}, \\ dH = c_p dT, \end{array} \right. \quad (3)$$

где  $M_g$  – молярная масса газа;  $R_0$  – универсальная газовая постоянная;  $c_p$  – изобарная теплоемкость газа.

Для расчетной газодинамической подобласти (см. рис. 3) определены начальные и граничные условия, представимые в виде следующих систем:

$$\left\{ \begin{array}{l} P(\mathbf{X}, 0) = P_{in} - P_{out} : \mathbf{X} \in \Omega_f, \\ T^*(\mathbf{X}, 0) = T_{in} : \mathbf{X} \in \Omega_f, \\ \mathbf{V}_f(\mathbf{X}, 0) = 0 : \mathbf{X} \in \Omega_f, \\ \omega_t(\mathbf{X}, 0) = \omega_R : \mathbf{X} \in \Omega_f, \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P^*(\mathbf{X}, t) = P_{in} : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{inlet}, \\ T^*(\mathbf{X}, t) = T_{in} : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{inlet}, \\ P(\mathbf{X}, t) = P_{out} : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{outlet}, \\ \mathbf{V}_f(\mathbf{X}|_n, t) = 0 : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{comp}, \\ \omega_t(\mathbf{X}, t) = \omega_R : \mathbf{X} \in \Omega_f, \end{array} \right. \quad (5)$$

где  $\mathbf{X}$  – пространственные координаты;  $P^*$  – полное давление газа;  $T^*$  – полная температура газа;  $P_{in}, T_{in}, P_{out}, \omega_R$  – входные параметры модели, отвечающие за входное давление и температуру, выходное давление, скорость вращения расчетной области.

Математическое описание поведения конструкции ротора, позволяющее выполнить оценку напряженно-деформированного и вибрационного состояний, представимо системой дифференциальных уравнений в форме перемещений в рамках линейной изотропной теории упругости [26]:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{u}_s + \mathbf{u}_s \nabla), \\ \boldsymbol{\sigma}_s = \lambda_s I_1(\boldsymbol{\varepsilon}) \mathbf{I} + 2\mu_s \boldsymbol{\varepsilon}, \\ \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_s = \rho_s \frac{\partial^2 \mathbf{u}_s}{\partial t^2}, \end{cases} \quad (6)$$

где  $\mathbf{u}_s$  – вектор перемещений конструкции (в цилиндрической системе координат, совпадающей с осью вращения вала);  $\lambda_s, \mu_s$  – параметры Ламе;  $I_1(\dots)$  – след тензора;  $\mathbf{I}$  – единичный тензор;  $\rho_s$  – плотность материала конструкции.

Для расчетной механической подобласти (см. рис. 3) определены начальные и граничные условия, представимые в виде следующих систем:

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathbf{u}_s(\mathbf{X}|_{\varphi}, t)}{\partial t} = \omega_R : \mathbf{X} \in \Omega_s \cup \partial\Omega_{rotor} \cup \partial\Omega_{shaft}, \\ \mathbf{u}_s(\mathbf{X}|_{(r, \dots, z)}, t) = 0 : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{shaft}, \\ \mathbf{u}_s(\mathbf{X}, t) = 0 : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{LS}, \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathbf{u}_s(\mathbf{X}|_{\varphi}, t)}{\partial t} = \omega_R : \mathbf{X} \in \Omega_s \cup \partial\Omega_{rotor} \cup \\ \cup \partial\Omega_{shaft}, \\ \mathbf{u}_s(\mathbf{X}|_{(r, \dots, z)}, t) = 0 : \mathbf{X} \in \partial\Omega_{shaft}, \\ \mathbf{u}_s(\mathbf{X}, t) = 0 : \mathbf{X} \in \Omega_s \cup \partial\Omega_{rotor} \cup \\ \cup \partial\Omega_{shaft} \cup \partial\Omega_{LS}, \end{cases} \quad (8)$$

где  $\mathbf{X}$  – пространственные цилиндрические координаты;  $\omega_R$  – входной параметр модели, отвечающий за скорость вращения расчетной области в тангенциальном направлении.

Для контактных областей между течением газа и вращением конструкции определяются условия их связывания, которые учитывают двунаправленный характер взаимодействия:

$$\begin{cases} \frac{\partial \mathbf{u}_s(\mathbf{X}, t)}{\partial t} \Big|_n = \mathbf{V}_f(\mathbf{X}, t) \Big|_n, \partial\Omega_{FS1} \cup \partial\Omega_{FS2}; \\ \boldsymbol{\sigma}_s(\mathbf{X}, t) \Big|_n = -P(\mathbf{X}, t), \partial\Omega_{FS1} \cup \partial\Omega_{FS2}. \end{cases} \quad (9)$$

Таким образом, с использованием описанной математической модели (1)–(9) и дальнейшей ее численной реализации возможно исследование динамических процессов в проточном канале лабиринтного уплотнения в 2FSI-постановке. С другой стороны, в рамках комплекса инженерного анализа ANSYS возможна численная реализация разработанной математической модели.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 20-47-596003*

### Библиографический список

1. Путехин А.Ю. Повышение эффективности работы газоперекачивающего и технологического оборудования газодобывающих предприятий (На примере ООО «УРЕНГОЙГАЗПРОМ»): автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2005. – 24 с.
2. Фархушина Р.Р. Обеспечение энергетической эффективности работы компрессорных станций с газотурбинным приводом при эксплуатации и реконструкции: дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2018. – 24 с.
3. Бабаев А.Ю. Разработка системы технического обслуживания и ремонта поршневого компрессора Ariel KBB. – Красноярск, 2017. – 87 с.
4. Гуров В.И., Шестаков К.Н. Разработка криогенных турбокомпрессоров. – М.: Информконверсия, 2000. – 132 с.
5. Новиков Е.А. Разработка, исследование и внедрение «сухих» газодинамических уплотнений центробежных компрессорных машин: дис. ... канд. физ.-мат. наук. – Казань, 2014. – 32 с.

6. Гадяка В.Г., Левашов В.А., Любченко К.Ю. О причинах разрушения рабочих колес центробежных компрессоров // *Вібрації в техніці технологій*. – 2015. – № 1 (77). – С. 82–89.
7. Wu T., Anrdes L. Gas labyrinth seals: on the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation // *Tribology International*. – 2019. – Vol. 131. – P. 363–376.
8. Кистойчев А.В., Машечкин Н.В., Ковальчук Е.Ф. Диагностика и устранение низкочастотных вибраций на агрегатах с магнитным подвесом // *Труды первой науч.-техн. конф. молодых ученых УрФУ, г. Екатеринбург, 16–20 мая 2016 г.* – Екатеринбург, 2016. – С. 95–98.
9. Макаров А.А., Зайцев Н.Н. Инженерные и теоретические задачи применения лабиринтных уплотнений в высокоскоростных роторных машинах // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*. – 2015. – № 3 (42). – С. 61–81.
10. Белобородов С.М., Цимблеров Д.М. Технологическое обеспечение устранения аварийных ситуаций валопроводов высокоскоростных газоперекачивающих агрегатов // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. – 2016. – № 12. – С. 32–38.
11. Белобородов С.М., Цельмер М.Л., Свиридов Е.В. Прецизионная балансировка рабочих колес // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. – 2017. – № 12. – С. 27–28.
12. Белобородов С.М., Цельмер М.Л. Методы минимизации виброактивности высокоскоростных роторов // *Вестник РГАТУ им. П.А. Соловьева*. – 2017. – Т. 43, № 4. – С. 121–126.
13. Розенберг С.Ш., Орлик В.Г., Марченко Ю.А. Исследование аэродинамических поперечных сил в лабиринтных уплотнениях при наличии эксцентриситета ротора // *Энергомашиностроение*. – 1974. – № 8. – С. 15–17.
14. Влияние параметров лабиринтного уплотнения в турбине низкого давления на КПД ступени / В.А. Зрелов, О.А. Комаров, С.Ю. Дмитриев, А.А. Кузнецов, А.А. Бобрик // *Известия Самарского научного центра РАН*. – 2018. – № 4 (1). – С. 99–106.
15. Решение проблем герметизации проточного тракта центробежного компрессора / В.С. Марцинковский, И.Е. Кухарев, Я.И. Билык, А.Д. Лазаренко // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. – 2016. – № 4. – С. 5–14.
16. Яблоков А.М., Садовский Н.И., Кожухов Ю.В. Моделирование течения вязкого газа в модельных малорасходных ступенях центробежного компрессора // *Территория Нефтегаз*. – 2019. – № 5. – С. 28–35.
17. Saber E., Abdou K. Effect of lateral misalignment on performance of a stationary and rotating labyrinth seals // *Alexandria Engineering Journal*. – 2019. – Vol. 58. – P. 27–37.
18. Kim S., Kim K., Son Ch. Three-dimensional unsteady simulation of multistage axial compressor with labyrinth seals and its effects on overall performance and flow characteristics // *Aerospace Science and Technology*. – 2019. – Vol. 86. – P. 683–693.
19. Центробежные компрессоры перспективных ГПА: выбор параметров и пример проекта компрессора / Б.В. Бакаев, Ю.Н. Писарев, А.А. Лысякова, М.М. Ленцман, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов // *Журнал СФУ. Техника и технологии*. – 2017. – Т. 10, № 8. – С. 1062–1078.
20. Севастьянов В.В., Борзаков Н.Н. Модернизация узла герметизации центробежного компрессора // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*. – 2012. – № 32. – С. 155–162.
21. Hou G., Wang J., Layton A. Numerical methods for fluid-structure interaction – a review // *Communications in Computational Physics*. – 2012. – Vol. 12, iss. 2. – P. 337–377.
22. Разделенный подход при решении связанных задач FSI на гибридных вычислительных системах / С.П. Копысов, И.М. Кузьмин, В.Н. Рычков, Л.Е. Тонков // *Параллельные вычислительные технологии (ПаВТ'2015): тр. междунар. науч. конф., г. Екатеринбург, 31 марта – 2 апреля 2015 г.* – Екатеринбург, 2015. – С. 415–419.
23. Фик А.С. Диагностика волновых процессов течения газа, вызывающих низкочастотные колебания в трубопроводных сетях компрессорных станций: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 2008. – 27 с.
24. Никифоров А.Н. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстровращающихся роторов // *Вестник научно-технического развития*. – 2010. – № 3 (31). – С. 20.
25. Sandberg G., Wernberg P.-A., Davidson P. Fundamentals of fluid-structure interaction / *CISM International Centre for Mechanical Sciences*. – 2008. – P. 23–101.



26. Кошелев А.И., Нарбут М.А. Механика деформируемого твердого тела / СПбГУ. – СПб., 2002. – 287 с.

### References

1. Putekhin A.Yu. Povysheniye effektivnosti raboty gazoperekachivayushchego i tekhnolo-gicheskogo oborudovaniya gazodobyvayushchikh predpriyatiy (Na primere OOO «URENGOYGAZPROM) [Improving the efficiency of gas-pumping and technological equipment of gas production enterprises (for example, LLC URENGOYGAZPROM)]. Abstract of Ph. D. Ufa, 2005. 24 p.

2. Farkhushina R.R. Obespecheniye energeticheskoy effektivnosti raboty kompressornykh stantsiy s gazoturbinnym privodom pri ekspluatatsii i rekonstruktsii [Ensuring the energy efficiency of compressor stations with a gas turbine drive during operation and reconstruction]. Ph. D. thesis. Ufa, 2018. 24 p.

3. Babaev A.Yu. Razrabotka sistemy tekhnicheskogo obsluzhivaniya i re-monta porshnevoego kompressora Ariel KBB [Development of a system of maintenance and repair of a piston compressor Ariel KBB]. Bachelor. thesis, Krasnoyarsk, 2017. 87 p.

4. Kistochev A.V., Mashechkin N.V., Kovalchuk E.F. Diagnostika i ustraneniye nizkochastotnykh vibratsiy na agregatakh s magnitnym podvesom [Diagnostics and elimination of low-frequency vibrations on units with magnetic suspension]. *Proceedings of the first scientific and technological conference of young scientists of UrFU*. Ekaterinburg, 16-20 May 2016. Ekaterinburg, 2016, pp. 95-98.

5. Makarov A.A., Zaitsev N.N. Inzhenernyye i teoreticheskiye zadachi primeneniya labi-rintnykh uplotneniy v vysokoskorostnykh rotornykh mashinakh [Engineering and theoretical problems of the use of labyrinth seals in high-speed rotor machines]. *Bulletin of PNRPU. Aerospace engineering*, 2015, no. 3 (42), pp. 61-81.

6. Gurov V.I., Shestakov K.N. Razrabotka kriogennykh turbonasosov [Development of cryogenic turbopumps]. M.: Informconversion, 2000, 132 p.

7. Novikov E.A. Razrabotka, issledovaniye i vnedreniye "sukhikh" gazodi-namicheskikh uplotneniy tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Development, research and implementation of "dry" gas-dynamic seals of centrifugal compressor machines]. Ph. D. thesis. Kazan, 2014. 32 p.

8. Gadya V.G., Levashov V.A., Lyubchenko K. Yu. O prichinakh razrusheniya rabochikh koles tsentrobezhnykh kompressorov [On the causes of destruction of impellers of centrifugal compressors]. *Vibratsii in technical technologies*, 2015, no. 1 (77), pp. 82-89.

9. Wu T., Anrdes L. Gas labyrinth seals: on the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation. *Tribology International*, 2019, Vol. 131, pp. 363-376.

10. Beloborodov S.M., Tsimblerov D.M. Tekhnologicheskoye obespecheniye ustraneniya avariynykh situatsiy valoprovodov vysokoskorostnykh ga-zoperekachivayushchikh agregatov [Technological support for the elimination of emergency situations of shafting high-speed gas-pumping units]. *Bulletin of the Tula State University, Technical Sciences*, 2016, no. 12, pp. 32-38.

11. Beloborodov S.M., Celmer M.L., Sviridov E.V. Pretsizionnaya balan-sirovka rabochikh koles [Precision balancing of impellers]. *Chemical and Oil and Gas Engineering*, 2017, no. 12, pp. 27-28.

12. Beloborodov S.M., Zelmer M.L. Metody minimizatsii vibroaktiv-nosti vysokoskorostnykh rotorov [Methods for minimizing vibroactivity of high-speed rotors]. *Vestnik RGATU im. P.A. Solovieva*, 2017, vol. 43, no. 4, pp. 121-126.

13. Rosenberg S.Sh., Orlik V.G., Marchenko Yu.A. Issledovaniye aerodina-micheskikh poperechnykh sil v labirintnykh uplotneniyakh pri nalichii eksstentrisiteta rotora [Investigation of aerodynamic shear forces in labyrinth seals in the presence of rotor eccentricity]. *Energomashinostroenie*, 1974, no. 8, pp. 15-17.

14. Zrellov V.A., Komarov O.A., Dmitriev S.Yu., Kuznetsov A.A., Bobrik A.A. Vliyaniye parametrov labirintnogo uplotneniya v turbine nizkogo davleniya na KPD stupeni [The influence of the parameters of the labyrinth seal in a low-pressure turbine on the efficiency of a stage]. *Bulletin of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2018, no. 4 (1), pp. 99-106.

15. Martsinkovsky V.S., Kuharev I.E., Bilyk Ya.I., Lazarenko A.D. Resheniye problem germetizatsii protochnogo trakta tsentrobezhnogo kompressora [Solution of problems of sealing the flow path of a centrifugal compressor]. *Compressor and power engineering*, 2016, no. 4, pp. 5-14.

16. Yablokov A.M., Sadovsky N.I., Kozhukhov Yu.N. Modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v model'nykh malo-raskhodnykh stupenyakh tsentrobezhnogo kompressora [Modeling the flow of viscous gas in model low-flow stages of a centrifugal compressor]. *Territory "NEFTEGAZ"*, 2019, no. 5, pp. 28-35.

17. Saber E., Abdou K. Effect of lateral misalignment on performance of a stationary and rotating labyrinth seals // *Alexandria Engineering Journal*, 2019, Vol. 58, pp. 27-37.

18. Kim S., Kim K., Son Ch. Three-dimensional unsteady simulation of multistage axial compressor with labyrinth seals and its effects on overall performance and flow characteristics // *Aerospace Science and Technology*, 2019, Vol, 86, pp. 683-693.

19. Bakaev B.V., Pisarev Yu.N., Lysyakova A.A., Lentsman M.M., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. Tsentrobezhnyye kompressory perspektivnykh GPA: vybor parametrov i primer proyekta kompressora [Centrifugal compressors of promising gas compressor units: selection of parameters and an example of a compressor project]. *Journal of Siberian Federal University. Engineering and technology*, 2017, vol. 10, no. 8, pp. 1062-1078.

20. Sevastianov V.V., Borzalov N.N. Modernizatsiya uzla germetizatsii tsentrobezhnogo kompressora [Modernization of the centrifugal compressor sealing unit]. *Bulletin of PNRPU. Aerospace engineering*, 2012, no. 32, pp. 155-162.

21. Hou G., Wang J., Layton A. Numerical Methods for Fluid-Structural Interaction – A Review // *Communications in Computational Physics*, 2012, Vol. 12, Is. 2, pp. 337-377.

22. Kopysov S.P., Kuzmin I.M., Rychkov V.N., Tonkov L.E. Razdelennyy podkhod pri reshenii svyazannykh zadach FSI na gibridnykh vychislitel'nykh sistemakh [A split approach in solving related FSI problems on hybrid computing systems]. Proceedings of the international scientific conference “*Parallel computing technologies*” (PaVT'2015), 2015, pp. 415-419.

23. Fick A.S. Diagnostika volnovykh protsessov techeniya gaza, vyzyvayushchikh nizkochastotnyye kolebaniya v truboprovodnykh setyakh kompressornykh stantsiy [Diagnostics of wave processes of gas flow causing low-frequency oscillations in pipeline networks of compressor stations]. Abstract of Ph. D. Krasnodar, 2008. 27 p.

24. Nikiforov A.N. Problemy kolebaniy i dinamicheskoy ustoychivosti bystrovrashchayushchikhsya rotorov [Problems of oscillations and dynamic stability of rapidly rotating rotors]. *Bulletin of scientific and technical development*, 2010, no. 3 (31), 20 p.

25. Sandberg G. Fundamentals of Fluid-Structure Interaction. CISM International Centre for Mechanical Sciences / G. Sandberg, P.-A. Wernberg, P. Davidson // *CISM International Centre for Mechanical Sciences*, 2008, pp. 23-101.

26. Koshelev A.I., Narbut M.A. Mekhanika deformiruyemogo tverdogo tela [Mechanics of a deformable solid]. SPb.: SPbSU, 2002, 287 p.

### Об авторах

**Микрюков Антон Олегович** (Пермь, Россия) – инженер центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГАОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: anto-mikryuko@yandex.ru).

**Модорский Владимир Яковлевич** (Пермь, Россия) – доктор технических наук, декан аэрокосмического факультета, директор центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГАОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: modorsky@pstu.ru).

**Черепанов Иван Евгеньевич** (Пермь, Россия) – инженер центра высокопроизводительных вычислительных систем ФГАОУ ВО ПНИПУ (614900, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: cherepanovie@sbiw.ru).

### About the authors

**Anton O. Mikryukov** (Perm, Russian Federation) – Engineer of High-Performance Computing Systems PNRPU center, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: anto-mikryuko@yandex.ru).

**Vladimir Ya. Modorskii** (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Science, Dean of Aerospace Faculty, Director of the High-Performance Computing Systems PNRPU center, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: modorsky@pstu.ru).

**Ivan E. Cherepanov** (Perm, Russian Federation) – Engineer of High-Performance Computing Systems PNRPU center, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: cherepanovie@sbiw.ru).

Получено 26.10.2021