

Модорский, В.Я. Влияние геометрических, кинематических, газодинамических параметров на динамическое состояние ротора с учетом газодинамического потока в зазорах лабиринтных уплотнений / В.Я. Модорский, И.Е. Черепанов, А.В. Бабушкина // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2022. – № 4. – С. 13–21. DOI: 10.15593/perm.mech/2022.4.02

Modorskii V.Ya., Cherepanov I.E., 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, no. 4, pp. 13-21. DOI: 10.15593/perm.mech/2022.4.02



ВЕСТНИК ПНИПУ. МЕХАНИКА
№ 4, 2022
PNRPU MECHANICS BULLETIN
<https://ered.pstu.ru/index.php/mechanics/index>



Научная статья

DOI: 10.15593/perm.mech/2022.4.02

УДК 621.515

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ, КИНЕМАТИЧЕСКИХ, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ДИНАМИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ РОТОРА С УЧЕТОМ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПОТОКА В ЗАЗОРАХ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

В.Я. Модорский, И.Е. Черепанов, А.В. Бабушкина

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

О СТАТЬЕ

Получена: 05 декабря 2022 г.

Одобрена: 09 декабря 2022 г.

Принята к публикации:

12 декабря 2022 г.

Ключевые слова:

центробежный компрессор, ГПА, вибрации, численное моделирование, 2FSI, лабиринтное уплотнение, ANSYS, спектральный анализ, колебания, резонанс.

АННОТАЦИЯ

Представлен новый подход к исследованию вибраций роторов ГПА, базирующийся на решении связанной динамической задачи для системы «газодинамический поток – деформируемая конструкция». Современная тенденция повышения мощности агрегатов с одновременным снижением их жесткости ведет к появлению новых эффектов, влияющих на вибросостояние ротора. Рассмотрена модель ротора компрессора с лабиринтным уплотнением. Для решения поставленной задачи используется программный продукт ANSYS, в котором реализован 2FSI-метод. Вычисления проводились на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ. Выполненные расчеты показали качественное и количественное влияние газодинамического зазора на динамику ротора. Проведена серия 2FSI-расчетов по исследованию влияния геометрических, кинематических и газодинамических параметров на динамическое состояние ротора. Выполнен спектральный анализ колебаний давления в газодинамическом зазоре и перемещений. Обработка полученных спектрограмм позволила построить графики зависимостей амплитуд и частот резонансных колебаний давления от начального давления в газодинамическом зазоре. Выявлено, что наибольшее влияние оказывает начальное давление в газодинамическом зазоре. Обнаружена резонансная частота колебаний ротора и газа, соответствующая изменению пространственного положения оси вала в 2FSI-постановке. Получены резонансные частоты системы «газ – конструкция» для моделей, отличающихся по массе и жесткости. Снижение модуля упругости конструкции привело к снижению максимальной амплитуды колебаний давления, в то время как снижение массы – к ее увеличению. Для базовой модели и модели с меньшей жесткостью частота резонансных колебаний давления зависит от величины начального давления по закону, близкому к линейному, тогда как для модели с меньшей массой зависимость имеет выраженный нелинейный характер.

© ПНИПУ

© Модорский Владимир Яковлевич – д.т.н., проф., e-mail: modorsky@pstu.ru.

Черепанов Иван Евгеньевич – инж., e-mail: cherepanovie@sbiw.ru.

Бабушкина Анна Викторовна – к.т.н., доц., e-mail: annvikoz@mail.ru.

Vladimir Ya. Modorskii – Doctor of Technical Science, Professor, e-mail: modorsky@pstu.ru.

Ivan E. Cherepanov – Engineer, e-mail: cherepanovie@sbiw.ru.

Anna V. Babushkina – CSc of Technical Science, e-mail: annvikoz@mail.ru.



Эта статья доступна в соответствии с условиями лицензии Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License (CC BY-NC 4.0)

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License (CC BY-NC 4.0)

INFLUENCE OF GEOMETRIC, KINEMATIC, GAS-DYNAMIC PARAMETERS ON ROTOR DYNAMIC STATE TAKING INTO ACCOUNT GAS DYNAMIC FLOW IN LABYRINTH SEALS CLEARANCES

V.Ya. Modorskii, I.E. Cherepanov, A.V. Babushkina

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

ARTICLE INFO

Received: 05 December 2022

Approved: 09 December 2022

Accepted for publication:

12 December 2022

Keywords:

centrifugal compressor, GTU, vibration, numerical modeling, 2FSI, labyrinth seal, ANSYS, spectral analysis, fluctuations, resonance.

ABSTRACT

The present work details a new approach to the study of GTU rotor vibrations, based on the solution of a related dynamic problem for the «gas – dynamic flow – deformable structure» system. The modern tendency to increase an aggregates power with a simultaneous decrease stiffness results in new phenomenons that affected a rotor vibration state. The compressor rotor model with a labyrinth seal is considered. ANSYS software product is used. The calculations were carried out on a high-performance computer complex PNRPU. The performed calculations showed a qualitative and quantitative effect of a gas-dynamic gap on the rotor dynamics. A 2FSI calculations series was performed to study the influence of geometric, kinematic and gas-dynamic parameters on the rotor dynamic state. A pressure fluctuations spectral analysis in the gas-dynamic gap and displacements has been carried out. The obtained spectrograms processing it possible to plot amplitudes and frequencies dependences of resonant pressure oscillations over an initial pressure in the gas-dynamic gap. It was found that the initial pressure in a gas-dynamic gap has the greatest influence. A rotor and gas oscillations resonant frequency was found, which corresponds to a change in the shaft axis spatial position. The «gas – structure» system resonant frequencies were obtained for models differing in mass and stiffness. A decrease in an elasticity modulus of the structure led to a decrease in the maximum pressure fluctuations amplitude, while a decrease in mass led to its increase. For the base model and the model with lower rigidity, the resonant pressure oscillations frequency depends on the initial pressure value according to a law close to linear, while for the model with a lower mass, the dependence has a pronounced non-linear character.

© PNRPU

Балансировке вращающихся элементов механизмов и машин посвящено множество работ. Авторами рассматриваются различные способы уравнивания роторов с учетом направления дисбалансов, условий работы ротора (жесткого или гибкого), описывается использование управляемой сборки на производстве [1–3].

Современная тенденция повышения мощности агрегатов с одновременным снижением их массы ведет к проявлению новых эффектов, влияющих на вибростояние ротора. В работе [4] показано возникновение нестационарных процессов в проточной части рабочего колеса, которые в случае недостаточной жесткости могут стать причиной повышенных вибраций. Известен случай проявления нестабильной работы компрессора на режиме повышенной мощности из-за вибраций [5].

Известен подход, позволяющий учитывать действие газодинамических сил на элементы ротора путем введения в расчетную модель упругих элементов, описываемых коэффициентами жесткости и демпфирования [6]. Существует несколько подходов для их определения, отличающихся сложностью выполняемых вычислений [7; 8]: аналитический расчет, численное моделирование стационарного газодинамического течения [9] и численное моделирование нестационарного газодинамического течения. Также используются экспериментальные методы для определения динамических коэффициентов [10; 11]. Ограниченность данного подхода заключается

в использовании линейной модели при определении динамических коэффициентов.

Снижение жесткости конструкции с одновременным повышением нагрузок приводит к существенному влиянию газодинамического потока на динамику конструкции. В авиации известны случаи возникновения такого рода явлений. На больших углах атаки в результате взаимодействия набегающего потока с крылом самолета могут возникать автоколебательные процессы по углу крена самолета. В ряде работ рассматривается возникновение такого рода эффектов на треугольных крыльях экспериментальными [12–15] и численными методами [15–17]. Автором работы [18] выполнена численная оценка возможности подавления автоколебаний использованием отклоняемых носков, деформирования поверхности крыла и демпфированием.

Учет эффектов взаимодействия газа и конструкции возможно при одновременном расчете газовой динамики и НДС [19]. Данный подход в зарубежной научной литературе получил название 2 Fluid-Structure Interaction (2FSI).

Моделирование компрессора в 2FSI в настоящее время является сложным по ряду причин. Подготовка трехмерных и соответствующих сеточных моделей связана со значительными трудозатратами из-за большого числа элементов сложной конфигурации. После выполнения подготовительных операций по настройке модели

требуется высокопроизводительная вычислительная техника, но даже при ее наличии расчетное время может быть значительным [20; 21]. Из-за высоких требований к вычислительным ресурсам применение данного метода до настоящего времени было весьма ограничено и сводилось к решению модельных задач [22–33].

Данные факторы ограничивают применение детализированной конструкции для выполнения исследований, поэтому необходим переход к модельной конструкции.

В качестве модели для исследования процессов, происходящих в лабиринтных уплотнениях, выбран ротор, состоящий из вала длиной 1,5 м с диском диаметром 0,55 м, закрепленного на упругих опорах (рис. 1). Общая масса конструкции составила 33,9 кг.

Моделирование движения ротора выполнялось с учетом действия силы тяжести. На одном из торцов вала задавалось вращение с постоянной скоростью. С целью однозначного определения расчетной модели в пространстве на свободном торце задано ограничение осевых перемещений.

Лабиринтное уплотнение моделировалось в виде кольцевого газодинамического зазора, расположенного на периферийной поверхности диска. Толщина зазора была выбрана 10^{-3} м. Выбрана модель идеального газа, параметры которого соответствуют свойствам воздуха. В начальный момент времени газодинамический зазор заполнен газом при давлении 5 МПа и температуре 300 К. Так как основной задачей при выборе параметров лабиринтных уплотнений является снижение величины утечек, то был принят вариант уплотнения, не допускающий течение через зазор. Соответственно на боковых стенках газодинамического зазора было назначено условие симметрии.

Оценка динамического состояния выполнялась по нескольким контрольным точкам (рис. 2). Одна из точек (т. А) расположена на оси вращения вала в сечении установки диска, а другая – на периферийной поверхности диска в точке, в начальный момент времени находящейся в верхней части диска (т. Б). Первая из точек позволяет получать траектории движения выбранного сечения во времени и исследовать их форму. Вторая точка показывает изменение давления в газодинамическом зазоре.

Численное моделирование выполнялось в программном комплексе ANSYS, позволяющем решать связанные задачи. Для моделирования конструкции использовался модуль ANSYS Mechanical, для моделирования процессов в газодинамическом зазоре – модуль CFX. Используемые математические модели представлены в [34]. Вычисления проводились с использованием ресурсов суперкомпьютера ПНИПУ, имеющего пиковую производительность 24 TFLOPS [35].

Выполнена серия 2FSI-расчетов по исследованию влияния геометрических, кинематических и газодинамических параметров на динамическое состояние ротора. Варьировались толщина зазора, направление вращения, начальное давление и температура газа.

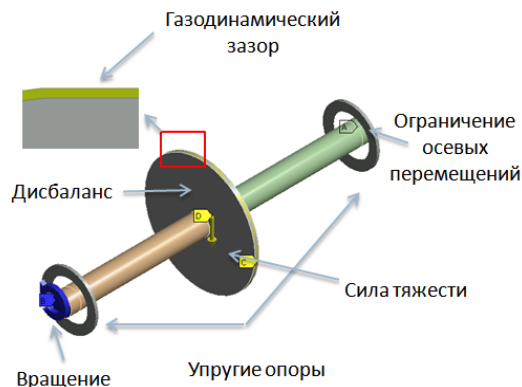


Рис. 1. Расчетная модель ротора с газодинамическим зазором

Fig. 1. Calculation the rotor model with a gas-dynamic gap

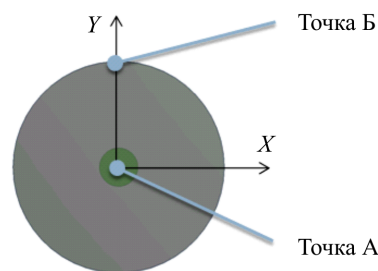


Рис. 2. Контрольные точки для оценки динамического состояния ротора

Fig. 2. Measuring point for evaluation rotor dynamic state

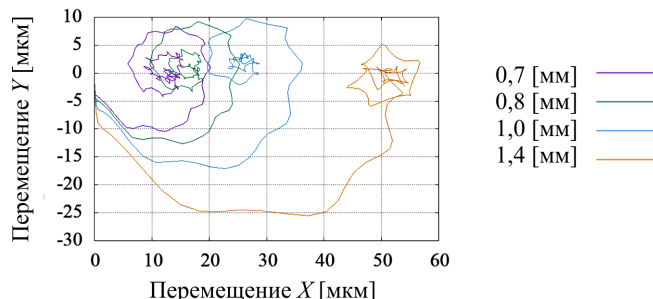


Рис. 3. Влияние величины газодинамического зазора на траекторию движения точки на оси вращения вала

Fig. 3. Influence of the gas-dynamic gap thickness on the point trajectory on the shaft rotation axis

На рис. 3 показано изменение траектории движения точки на оси вращения вала для различных толщин газодинамического зазора.

Уменьшение газодинамического зазора приводит к:

- 1) уменьшению колебаний конструкции;
- 2) уменьшению смещения траектории в горизонтальной плоскости относительно недеформированного состояния.

Необходимо отметить, что касания ротора и втулки лабиринтного уплотнения в рассматриваемых случаях не наблюдалось.

На рис. 4 показаны две траектории движения контрольной точки на оси вала: при вращении вала по часовой стрелке и при вращении вала против часовой стрелки. Начальное положение вала находится в точке с координатами (0; 0).

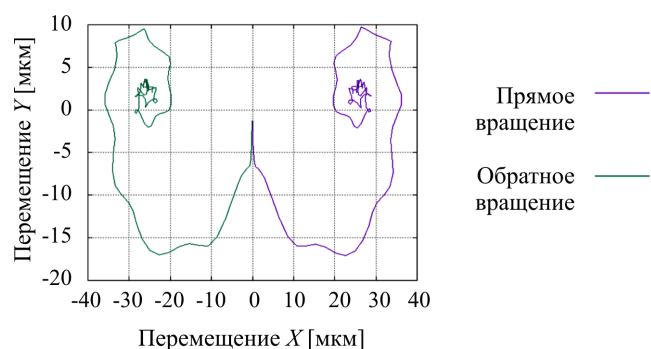


Рис. 4. Влияние направления вращения ротора на траекторию движения точки на оси вращения вала

Fig. 4. Influence of the rotor rotation direction on the point trajectory on the shaft rotation axis

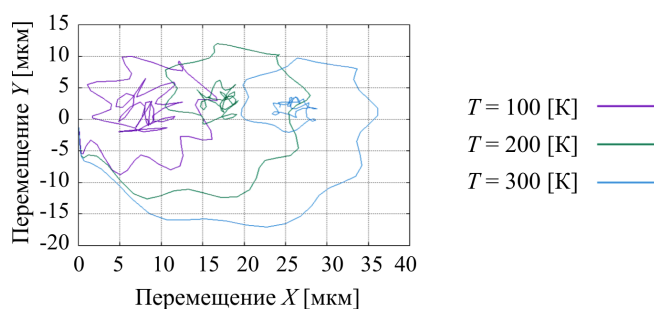


Рис. 5. Влияние температуры газа в зазоре на траекторию движения точки на оси вращения вала

Fig. 5. Influence of a fluid temperature on the point trajectory on the shaft rotation axis

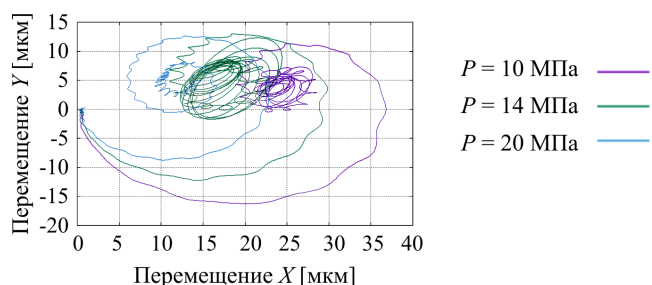


Рис. 6. Влияние начального давления газа в зазоре на траекторию движения точки на оси вращения вала

Fig. 6. Influence of a initial pressure on the point trajectory on the shaft rotation axis

Изменение направления вращения вала на противоположное (по часовой стрелке) приводит к формированию симметричной траектории движения точки на оси вала.

На рис. 5 по оси абсцисс откладывается смещение контрольной точки в горизонтальной плоскости, а по оси ординат – в вертикальной плоскости. Приводятся результаты, соответствующие различным начальным температурам газа в зазоре: 100, 200 и 300 К.

Увеличение температуры газа в зазоре ведет к увеличению амплитуды колебаний конструкции.

На рис. 6 представлены траектории движения точки на оси вращения вала для различных начальных давлений газа в зазоре: 10, 14 и 20 МПа.

Увеличение начального давления в газодинамическом зазоре привело к уменьшению смещения траектории движения в горизонтальной плоскости. При этом траектория движения, полученная для начального давления 14 МПа, в отличие от двух других, имеет расходящийся характер.

Расходящийся характер колебаний связан с инерционным движением деформирующегося ротора и образованием зоны повышенного давления в газодинамическом зазоре в местах его сужения. В этой зоне увеличивается газодинамическая сила, что приводит к изменению направления деформирования ротора. Одновременно происходит перемещение максимума давления в окружном направлении вдоль зазора. Между направлением действия газодинамической силы и направлением деформирования ротора, вращающегося в опорах, возникает угол φ . При $0 < \varphi < 90^\circ$ происходит усиление колебаний. При этом вектор равнодействующей газодинамических сил в зазоре вращается вокруг оси ротора. В случае, если вектор равнодействующей газодинамических сил в зазоре не вращается, а качается вокруг оси вращения вала – усиление колебаний не наблюдается.

Из представленных результатов можно сделать вывод, что наибольшее влияние на колебания ротора оказывает начальное давление в газодинамическом зазоре. Поэтому в дополнение к проведенным расчетам выполнены вычисления для промежуточных точек, соответствующих начальным давлениям 12 и 17 МПа. По временным зависимостям давления в точке, находящейся в газодинамическом зазоре на поверхности диска, выполнен спектральный анализ для различных начальных давлений в зазоре: 10, 12, 14, 17 и 20 МПа (рис. 7).

Из спектрограмм, представленных на рисунке, видно, что с изменением начального давления меняется амплитуда и частоты колебаний давления в газодинамическом зазоре.

Обработка полученных спектрограмм позволила построить графики зависимостей амплитуд и частот резонансных колебаний давления от начального давления в газодинамическом зазоре. Результат такой обработки представлен на рис. 8.

Из представленного графика видно, что при определенном значении начального давления (14 МПа) в газодинамическом зазоре наблюдается максимум амплитуды колебаний давления. При этом частота этого максимума увеличивается по закону, близкому к линейному. Было получено, что частоты колебаний газа и конструкции в рамках одного расчета совпадают, поэтому в дальнейшем не приводятся (рис. 9).

На следующих графиках (рис. 10) представлено сравнение для двух конструкций, отличающихся модулями упругости. Принимались значения 160 и 200 ГПа.

Результаты показывают снижение амплитуды и повышение частоты колебаний давления при снижении жесткости конструкции.

Для оценки влияния массы на частоту собственных колебаний конструкции были выполнены расчеты для базовой модели и модели, масса которой была уменьшена на 20%. Результаты представлены на рис. 11.

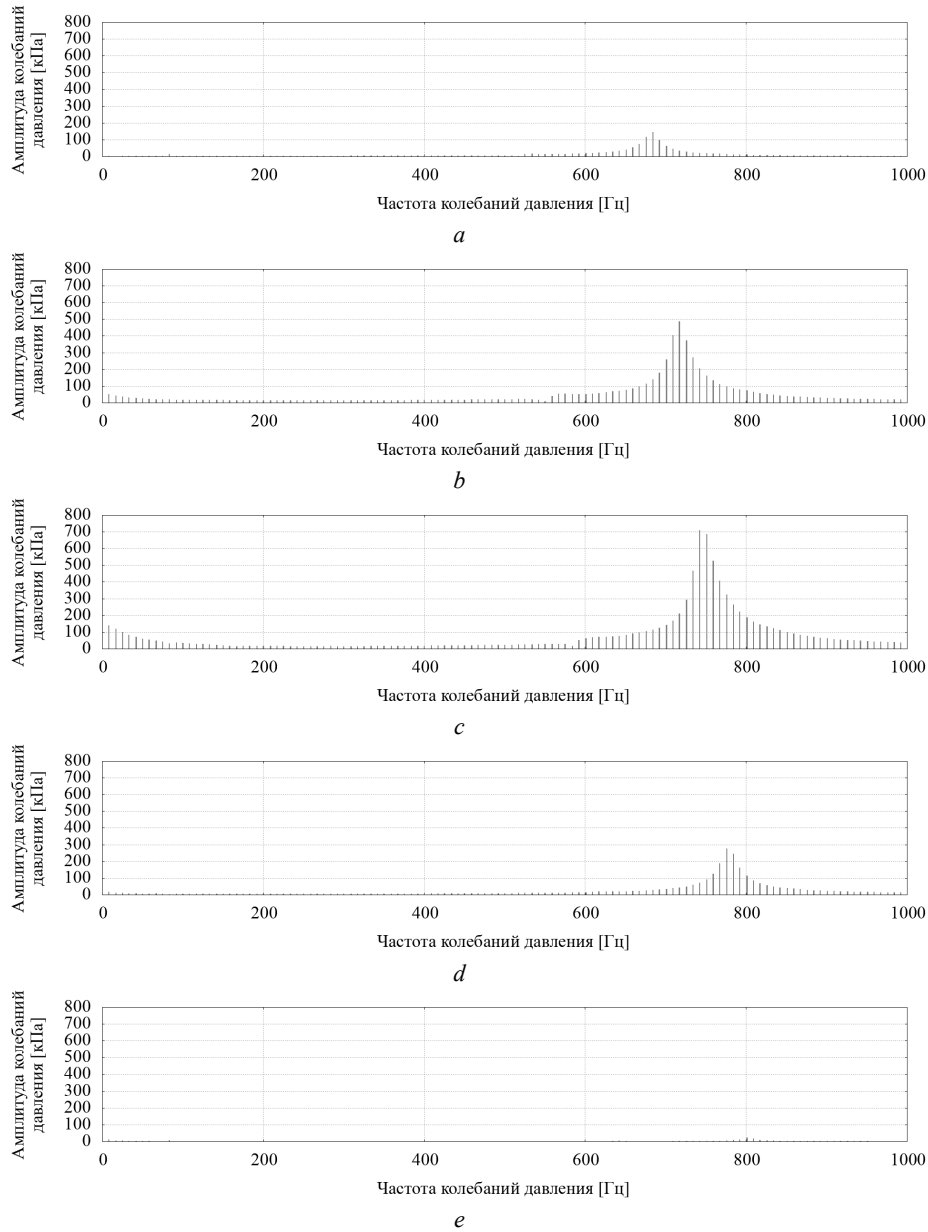


Рис. 7. Спектры амплитуд колебания давления в газодинамическом зазоре в зависимости от начального давления: *a* – 10 МПа; *b* – 12 МПа; *c* – 14 МПа; *d* – 17 МПа; *e* – 20 МПа

Fig. 7. Spectra of pressure oscillation in the gas-dynamic gap over an initial pressure: *a* – 10 MPa; *b* – 12 MPa; *c* – 14 MPa; *d* – 17 MPa; *e* – 20 MPa

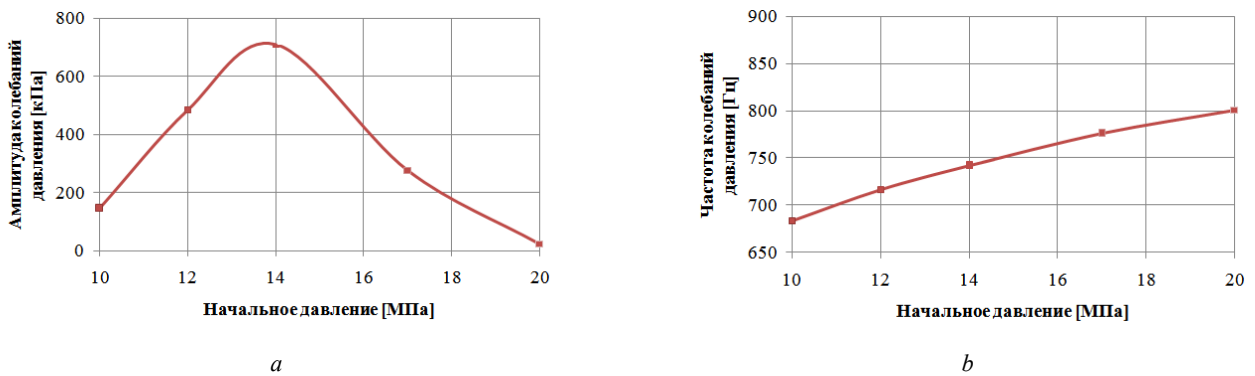


Рис. 8. Зависимости параметров колебаний давления в зазоре от начального давления: *a* – максимальной амплитуды; *b* – частоты колебаний

Fig. 8. Dependences of the pressure oscillations parameters in the gap over an initial pressure (*a*) maximum amplitude (*b*) oscillation frequency

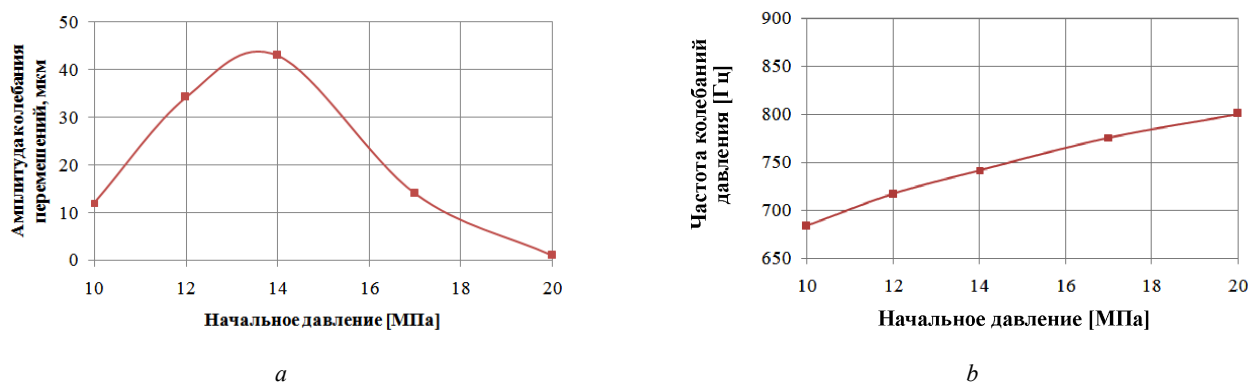


Рис. 9. Зависимости параметров колебаний конструкции от начального давления: *a* – максимальной амплитуды; *b* – частоты колебаний

Fig. 9. Dependences of the structure oscillations parameters in the gap over an initial pressure (*a*) maximum amplitude (*b*) oscillation frequency

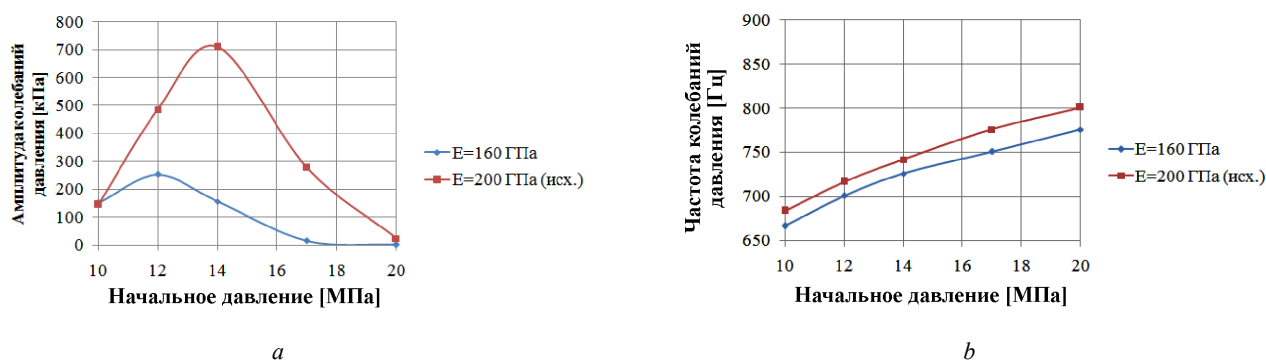


Рис. 10. Зависимости параметров колебаний давления в зазоре от начального давления при различных модулях упругости: *a* – максимальной амплитуды; *b* – частоты колебаний

Fig. 10. Dependences of the pressure oscillation parameters in the gap over the initial pressure at different Young's modulus (*a*) maximum amplitude (*b*) oscillation frequency

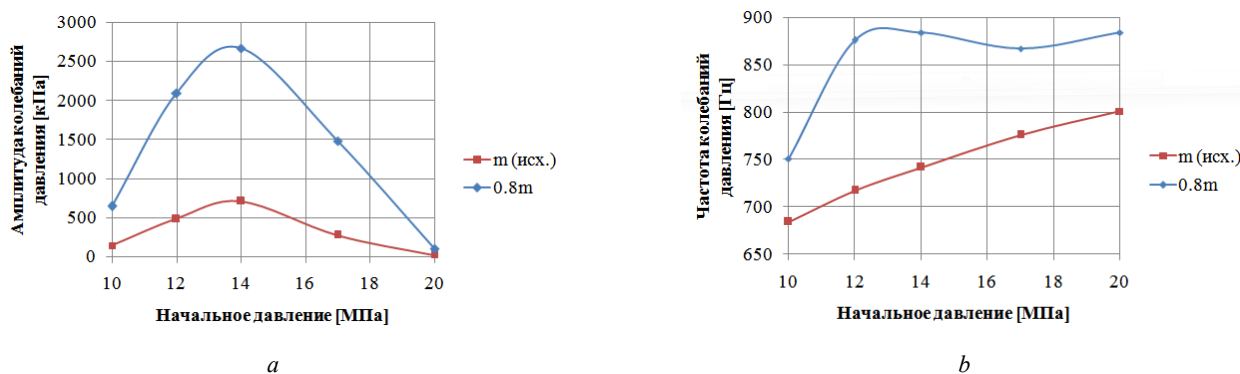


Рис. 11. Зависимости параметров колебаний давления в зазоре от начального давления при различных массах конструкции: *a* – максимальной амплитуды; *b* – частоты колебаний

Fig. 11. Dependences of parameters of the pressure oscillations in the gap over the initial pressure at different values of the structure mass (*a*) maximum amplitude (*b*) oscillation frequency

Из полученных графиков видно, что снижение массы конструкции привело к увеличению амплитуды колебаний давления, а также к увеличению частоты этих колебаний. При этом зависимость частоты колебаний от начального давления приобрела выраженный нелинейный характер.

Выполненные расчеты показали качественное и количественное влияние газодинамического зазора на динамику ротора. Наиболее значимым фактором из рассмотренных параметров, определяющим устойчивость динамики ротора, оказалась величина начального давления в газодинамическом зазоре. Обнару-

жена резонансная частота колебаний ротора и газа, соответствующая изменению пространственного положения оси вала в 2FSI-постановке. Снижение модуля упругости конструкции на 20 % привело к снижению максимальной амплитуды колебаний давления, в то время как снижение массы – к ее уве-

личению. Для базовой модели и модели с меньшей жесткостью частота резонансных колебаний давления зависит от величины начального давления по закону близкому к линейному, тогда как для модели с меньшей массой зависимость имеет выраженный нелинейный характер.

Библиографический список

1. Белобородов С.М., Лунев А.Н., Рахмангулов Р.И. Динамическое состояние валопровода // Проблемы развития системы технического обеспечения в войсках национальной гвардии Российской Федерации и пути их решения во взаимодействии с другими видами обеспечения. – 2020. – С. 214–217.
2. Белобородов С.М., Цельмер М.Л. Методика уравнивания ротора при балансировке // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2017. – № 48. – С. 60–68.
3. Белобородов С.М., Цимберов Д.М., Цельмер М.Л. Экспериментальная проверка динамического состояния валопровода // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2017. – № 4. – С. 139–153.
4. Numerical investigation of Kelvin-Helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall / Y. Bousquet [et al.] // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2015. – Vol. 56659. – P. V02CT42A015.
5. Кистойчев А.В., Лун-Фу А.В., Урьев Е.В. Устранение причин срыва в низкочастотную вибрацию центробежного нагнетателя на магнитном подвесе // Газовая промышленность. – 2016. – № 1. – С. 102–108.
6. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов. – М.: МЭИ, 2007. – 476 с.
7. Pugachev A.O., Kleinhans U., Gaszner M. Prediction of Rotordynamic Coefficients for Short Labyrinth Gas Seals Using Computational Fluid Dynamics // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2012. – Vol. 134, no. 6.
8. 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. – № 42. – С. 61–81.
9. Hirano T., Guo Z., Kirk R.G. Application of Computational Fluid Dynamics Analysis for Rotating Machinery – part II: Labyrinth Seal Analysis // J. Eng. Gas Turbines Power. – 2005. – Vol. 127, no. 4. – P. 820–826.
10. Childs D.W., Scharrer J.K. Experimental rotordynamic coefficient results for teeth-on-rotor and teeth-on-stator labyrinth gas seals. – 1986. – No. 4. – P. 38–44.
11. Kanemori Y., Iwatsobo T. Experimental study of dynamics fluid forces and moments for a long annular seals // ASME Journal of Tribology. – 1992. – Vol. 114. – P. 773–778.
12. Measurements of pressures on the wing of an aircraft model during steady rotation / C. MARTIN [et al.] // 17th Atmospheric Flight Mechanics Conference. – 1990. – P. 2842.
13. Ferguson N., Parkinson G. Amplitude and surface pressure measurements for a circular cylinder in vortex-excited oscillation at subcritical Reynolds numbers. – 1966.
14. Караваев Э.А., Ю.А. Прудников Автоколебания по крену несущих систем с тонкими треугольными крыльями // Ученые записки ЦАГИ. – 1989. – Т. 20, № 6. – С. 60–70.
15. Guglieri G., Quagliotti F. Analytical and experimental analysis of wing rock // Nonlinear Dynamics. – 2001. – Vol. 24, no. 2. – P. 129–146.
16. Петошин В.И., Часовников Е.А. Моделирование автоколебаний несущих систем в изолированном движении по углу крена // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. – 2013. – № 12. – С. 54–60.
17. Шумский Г.М. Численное моделирование автоколебаний треугольного крыла малого удлинения по крену на больших углах атаки // Ученые записки ЦАГИ. – 1990. – Т. 21, № 1. – С. 102–106.
18. Шумский Г.М. Способы подавления автоколебаний треугольного крыла по крену // Сборник научных трудов Новосибирского государственного технического университета. – 1997. – № 4. – С. 83–88.
19. Kalyulin S.L., Modorskii V.Ya., Shmakov A.F. Numerical coupled 2FSI analysis of gas-dynamic and deformation processes in the discharger of the model compressor of a gas transmittal unit // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. 2018. – Vol. 2027. – P. 030168.
20. Dynamic Behavior and Stability of a Flexible Rotor / A. Rezaiguia [et al.] // Advances in Acoustics and Vibration II / под ред. Т. Fakhfakh [et al.]. – Cham: Springer International Publishing, 2019. – P. 37–50.
21. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup / S. Cui [et al.] // Tribology International. – 2018. – Vol. 128. – P. 421–428.
22. Numerical research on segmented flexible airfoils considering fluid-structure interaction / D. Hefeng [et al.] // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 99. – P. 57–66.
23. Hussin M.S., Ghorab A., El-Samanoudy M.A. Computational analysis of two-dimensional wing aeroelastic flutter using Navier-Stokes model // Ain Shams Engineering Journal. – 2018. – Vol. 9, no. 4. – P. 3459–3472.
24. Писарев П.В., Модорский В. Численный анализ динамического напряженно-деформированного состояния конечного цилиндра, нагруженного гидродинамическим потоком жидкости // Механика микронеоднородных материалов и разрушение: тезисы докладов VI Всероссийской конф. – Екатеринбург, 2010. – С. 24–28.
25. Модорский В.Я., Козлова А.В. Моделирование газоупругих колебательных процессов в ракетных двигателях твердого топлива // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия Физико-математические науки. – 2006. – № 43. – С. 163–167.
26. Бутымова Л.Н., Модорский В.Я., Петров В.Ю. Численное моделирование влияния кинематических параметров на колебания лопаток модельного компрессора в системе «газ – конструкция» // Научно-технический вестник Поволжья. – 2015. – № 5. – С. 157–160.
27. Butymova L.N., Modorskii V.Ya., Petrov V.Y. Numerical modeling of interaction in the dynamic system “gas – structure”

with harmonic motion of the piston in the variable section pipe // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. – 2016. – Vol. 1770. – P. 030103.

28. Butymova L.N., Modorskii V.Ya. Numerical modeling of the labyrinth seal taking into account vibrations of the gas transmittal unit rotor in aeroelastic formulation // Procedia engineering. – 2017. – Vol. 201. – P. 666–676.

29. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. – 2016. – Vol. 1770. – P. 030113.

30. Modorskii V.Ya., Shevelev N.A. Research of aerohydrodynamic and aeroelastic processes on PNRPU HPC system // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. – 2016. – Vol. 1770. – P. 020001.

31. Kuzmina K., Marchevsky I., Ryatina E. Numerical simulation in 2D strongly coupled FSI problems for incompressible flows by using vortex method // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC. – 2018. – Vol. 2027. – P. 040045.

References

1. Beloborodov S.M., Lunev A.N., Akhmangulov R.I. Dynamic condition of the shaft. Problemy razvitiya sistemy tehnikeskogo obespecheniya v voyskakh nacional'noj gvardii Rossijskoj Federacii i puti ih resheniya vo vzaimodejstvii s drugimi vidami obespecheniya (Problems of development of the technical support system in the troops of the National Guard of the Russian Federation and ways to solve them in cooperation with other types of support), 2020, pp. 214-217.

2. Beloborodov S.M., Tselmer M.L. Procedure of rotor balancing adjustment. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin, 2017, no. 48, pp. 60-68.

3. Beloborodov S.M., Tsimberov D.M., Tselmer M.L. Experimental verification of the dynamic state of the shafting. Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science, 2017, no. 4, pp. 139-153.

4. Bousquet Y. et al. Numerical investigation of Kelvin-Helmholtz instability in a centrifugal compressor operating near stall. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 2015, vol. 56659, pp. V02CT42A015.

5. Kistojchev A.V., Lun-Fu A.V., Ur'ev E.V. Ustranenie prichin sryva v nizkochastotnuju vibraciju centrobezhnogo nagnetatelja na magnitnom podvесе [Reasons elimination the for the breakdown into low-frequency vibration of a centrifugal supercharger on a magnetic suspension]. Gazovaja promyshlennost' (Gas industry), 2016, no. 1, pp. 102-108.

6. Kostjuk A.G. Dinamika i prochnost' turbomashin [Dynamics and strength of turbomachines]. Moscow, MEI, 2007, 476 p.

7. Pugachev A.O., Kleinhans U., Gaszner M. Prediction of rotordynamic coefficients for short labyrinth gas seals using computational fluid dynamics. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, vol. 134, no. 6.

8. Makarov A.A., Zaytsev N.N. Engineering and theoretical problems of labyrinth seals application in high-speed rotor machines. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin, 2015, no. 42, pp. 61-81.

9. Hirano T., Guo Z., Kirk R.G. Application of Computational Fluid Dynamics Analysis for Rotating Machinery – part II: Labyrinth Seal Analysis. J. Eng. Gas Turbines Power, 2005, vol. 127, no. 4, pp. 820-826.

10. Childs D.W., Scharrer J.K. Experimental rotordynamic coefficient results for teeth-on-rotor and teeth-on-stator labyrinth gas seals. 1986, no. 4, pp. 38-44.

32. Butymova L.N., Modorskii V.Ya., Petrov V.Y. Numerical modeling of interaction in the dynamic system “gas – structure” with harmonic motion of the piston in the variable section pipe // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC, 2016. – Vol. 1770, no. 1. – P. 030103.

33. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units // AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing LLC, 2016. – Vol. 1770, no. 1. – P. 030113.

34. Applying Parallel Calculations to Model the Centrifugal Compressor Stage of a Gas Transmittal Unit in 2FSI State-ment / I.E. Cherepanov [et al.] // International Conference on Parallel Computational Technologies. – Springer, Cham, 2020. – P. 321–335.

35. Шевелев Н.А., Модорский В.Я. Решение инженерных задач на высокопроизводительном вычислительном комплексе ПНИПУ // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2014. – № 4 (39). – С. 6–16.

11. Kanemori Y., Iwatsobo T. Experimental study of dynamics fluid forces and moments for a long annular seals. ASME Journal of Tribology, 1992, vol. 114, pp. 773-778.

12. Martin C., Gage P., Hultberg R., Bowman Jr.J. Measurements of pressures on the wing of an aircraft model during steady rotation. 17th Atmospheric Flight Mechanics Conference, 1990, pp. 2842.

13. Ferguson N., Parkinson G. Amplitude and surface pressure measurements for a circular cylinder in vortex-excited oscillation at subcritical Reynolds numbers. 1966.

14. Karavaev J.E.A., Prudnikov J.U.A. Avtokolebanija po kрену nesushhih sistem s tonkimi treugol'nymi kryl'jami [Roll self-oscillations of carrier systems with thin triangular wings]. Uchenye zapiski CAGI (Scientific notes of TsAGI), 1989 vol. 20, no. 6, pp. 60–70.

15. Guglieri G., Quagliotti F. Analytical and experimental analysis of wing rock. Nonlinear Dynamics, 2001, vol. 24, no. 2, pp. 129–146.

16. Petoshin E.A., Chasovnikov V.I. Modeling of self-induced pure roll oscillation of lifting surfaces. Polet. Obshherossijskij nauchno-tehnicheskij zhurnal (Flight. All-Russian Scientific and Technical Journal), 2013, no. 12, pp. 54–60.

17. Shumskij G.M. Chislennoe modelirovanie avtokolebanij treugol'nogo kryla malogo udlinenija po kрену na bol'shih uglah ataki [Numerical simulation of self-oscillations of a delta wing with low roll aspect ratio at high angles of attack]. Uchenye zapiski CAGI (Scientific notes of TsAGI), 1990, vol. 21, no. 1, pp. 102–106.

18. Shumskij G.M. Sposoby podavlenija avtokolebanij treugol'nogo kryla po kрену [Ways to suppress delta wing self-oscillations in roll]. Sbornik nauchnyh trudov Novosibirskogo gosudarstvennogo tehnikeskogo universiteta (Collection of scientific works of the Novosibirsk State Technical University), 1997, no. 4, pp. 83–88.

19. Kalyulin S.L., Modorskii V.Ya., Shmakov A.F. Numerical coupled 2FSI analysis of gas-dynamic and deformation processes in the discharger of the model compressor of a gas transmittal unit. AIP Conference Proceedings, 2018, vol. 2027, pp. 030168.

20. Rezaiguia, A., Zerti, O., Guenfoud, S., Laefer, D.F. Dynamic Behavior and Stability of a Flexible Rotor. Advances in Acoustics and Vibration II, 2019, pp. 37–50.

21. Cui S., Gu L., Fillon M., Wang L., Zhang C. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup. *Tribology International*, 2018, vol. 128, pp. 421–428.
22. Hefeng D., Chenxi W., Shaobin L., Zhen S.X. Numerical research on segmented flexible airfoils considering fluid-structure interaction. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 99, pp. 57–66.
23. Hussin M.S., Ghorab A., El-Samanoudy M.A. Computational analysis of two-dimensional wing aeroelastic flutter using Navier-Stokes model. *Ain Shams Engineering Journal*, 2018, vol. 9, no. 4, pp. 3459–3472.
24. Pisarev P.V., Modorskii V.Ya. Chislennyj analiz dinamicheskogo naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya konechnomernogo cilindra, nagruzhennogo gidrodinamicheskim potokom zhidkosti [Numerical Analysis of the Dynamic Stress-Strain State of a Finite-Dimensional Cylinder Loaded by a Hydrodynamic Fluid Flow]. *Mehanika mikroneodnorodnyh materialov i razrushenie: tezisy dokladov VI Vserossijskoj konf. Ekaterinburg (Microinhomogeneous materials and fracture mechanics: abstracts of the VI All-Russian Conf. Yekaterinburg)*, 2010, pp. 24–28.
25. Modorskii V.Ya., Kozlova A.V. Modelirovanie gazouprugikh kolebatel'nykh protsessov v raketnykh dvigateliakh tverdogo topliva [Modeling of gas-elastic oscillatory processes in solid propellant rocket engines]. *Journal of Samara State Technical University, Ser. Physical and Mathematical Sciences*, 2006, no. 43, pp. 163–167.
26. Butymova L.N., Modorskii V.Ya., Petrov V.Y. Numerical simulation of the influence of the kinematic parameters to fluctuations blades model compression system "gaz-construction". *Scientific and technical volga region bulletin*, 2015, no. 5, pp. 157–160.
27. Butymova L.N., Modorskii V.Ya., Petrov V.Y. Numerical modeling of interaction in the dynamic system "gas-structure" with harmonic motion of the piston in the variable section pipe. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1770, pp. 030103.
28. Butymova L.N., Modorskii V.Ya. Numerical modeling of the labyrinth seal taking into account vibrations of the gas transmittal unit rotor in aeroelastic formulation, *Procedia engineering*, 2017, vol. 201, pp. 666–676.
29. Mekhonoshina, E.V., Modorskii V.Ya. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1770, pp. 030113.
30. Modorskii, V.Ya., Shevelev N.A. Research of aerohydrodynamic and aeroelastic processes on PNRPU HPC system. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1770, pp. 020001.
31. Kuzmina K., Marchevsky I., Ryatina E. Numerical simulation in 2D strongly coupled FSI problems for incompressible flows by using vortex method. *AIP Conference Proceedings*, 2018, vol. 2027, pp. 040045.
32. Butymova L.N., Modorskii V.Ya., Petrov V.Y. Numerical modeling of interaction in the dynamic system "gas-structure" with harmonic motion of the piston in the variable section pipe. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1770, no. 1, pp. 030103.
33. Mekhonoshina E.V., Modorskii V.Ya. Impact of magnetic suspension stiffness on aeroelastic compressor rotor vibrations of gas pumping units. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1770, no. 1, pp. 030113.
34. Cherepanov, I.E., Modorskii, V.Ya., Kalyulin, S.L., Mikryukov, A.O., Maksimov, D.S., Babushkina, A.V. Applying Parallel Calculations to Model the Centrifugal Compressor Stage of a Gas Transmittal Unit in 2FSI *Statement. International Conference on Parallel Computational Technologies*, 2020, pp. 321-335.
35. Shevelev N.A., Modorskii, V.Ya. Solution of engineering problems on high-performance computing system of perm national research polytechnic university. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 2014, no. 39, pp. 6-16.

Финансирование. Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ № 22-19-20118 и Минобрнауки Пермского края (Соглашение № с-26/1203 от 30.06.22 г.).

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Financing. The work was supported by the Russian Science Foundation grant No. 22-19-20118 and the Ministry of Education and Science of the Perm Territory (Agreement No. s-26/1203 dated 06/30/22).

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.