

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ С ГИБКИМИ РОТОРАМИ НА МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

И.Г. Руковицын

В работе рассмотрен способ оценки работоспособности газоперекачивающего агрегата с ротором компрессора на активных электромагнитных подшипниках. По результатам модального и гармонического анализа упругого валопровода газоперекачивающего агрегата, в состав которого входит гибкий ротор компрессора, следуя рекомендациям стандарта API 617, определяются необходимые коэффициенты отстройки и усиления для критической частоты первой изгибной формы колебаний роторной машины, возбуждаемой силами остаточного дисбаланса. На основании полученных коэффициентов проводится анализ оценки динамических характеристик гибкой роторной машины с упруго-демпферными опорами, которыми являются магнитные подшипники. Проведенное исследование позволяет сформировать новые критерии оценки работоспособности газоперекачивающих агрегатов с гибкими роторами на активных магнитных подшипниках, с учетом принятых эксплуатационных режимов работы роторной машины и отсутствия затрат на проведение изменений в конструкции ротора.

Ключевые слова: роторные машины, магнитные подшипники, вынужденные колебания, силы остаточного дисбаланса, критические частоты, стандарт API 617.

Введение

Общее количество компрессорных агрегатов, оснащенных активным магнитным подвесом, насчитывает свыше трехсот единиц по всей России. В настоящее время среди такого объема компрессорных машин с магнитным подвесом нередко встречаются агрегаты, работающие с гибкими роторами, которые должны обеспечивать высокую надежность, эффективность и экологическую безопасность на объектах газовой промышленности.

Ротор на упругих опорах является жестким, если частота, соответствующая первой изгибной форме колебаний, находится выше максимальной частоты вращения ротора, и гибким, если ротор работает между первой и второй изгибными формами колебаний. Особенность гибких роторов заключается в том, что вращающийся ротор преодолевает критическую (резонансную) частоту с изгибной формой колебаний на пиковых амплитудах перемещений оси ротора в радиальных направлениях [1, 2]. В этом случае важно уметь оценивать надежность отстройки критических частот гибкого ротора от нижней или верхней границы ра-

бочих частот вращения агрегата. Для изучения требований по запасам отстройки рабочих частот гибкого ротора от резонанса за основу был принят стандарт API 617 (седьмая редакция, июль 2002 г.), по которому вычисляются коэффициенты запасов и усиления для критических частот колебаний неуравновешенных роторов с демпфированием [3].

Значения отклика ротора, формирующиеся при гармоническом воздействии, применяются для вычисления коэффициентов отстройки и усиления частот по уравнениям из стандарта API 617. В свою очередь, получение необходимых данных (динамических характеристик) возможно после выполнения численного анализа установившихся колебаний по методу конечных элементов (МКЭ) [4, 5]. По имеющимся результатам требуется дать оценку динамическому состоянию роторного агрегата.

Цель данной работы заключается в изучении динамики крупных роторных машин с гибкими роторами на магнитном подвесе и определении критерия оценки работоспособности роторных агрегатов на основании расчетных динамических характеристик.

Анализ колебаний неуравновешенного валопровода с системой магнитного подвеса

Объектом исследования является валопровод газоперекачивающего агрегата (ГПА) для компрессорной станции магистрального газопровода. Валопровод ГПА – упругая роторная конструкция, состоящая из роторов приводной турбины и центробежного компрессора, соединенных при помощи трансмиссии (рис. 1) [6, 7]. Ротор компрессора вращается на магнитных подшипниках МП1 и МП2, показанных на рис. 1, с датчиками положения оси ротора Д1 и Д2, направляющими сигналы в систему управления магнитным подвесом (МП). Ротор турбины опирается на сегментные подшипники. Трансмиссия включает в себя промежуточный вал с упругими муфтами. Схематически изображенные на рис. 1 упругие роторы турбины и компрессора помещаются в жесткие корпуса. Для установки всего агрегата предусмотрено жесткое основание в виде рамы из двутаврового профиля и монолитного фундамента.

Для определения динамических характеристик упругой роторной машины разработана ее математическая модель по МКЭ. Модель состоит из балочных участков постоянной жесткости, сосредоточенных элементов масс и моментов инерции, а также однонаправленных звеньев упруго-демпферных опор. Неуравновешенность роторов – основной фактор установившихся колебаний роторных машин [2]. Это проявляется в виде резкого всплеска амплитуд колебаний на определенных скоростях вращения ротора $n_i = 60f_i$ (где f_i – критическая частота ротора, i – форма колебаний). В случае гибкой роторной машины остаточная неуравновешенность (дисбаланс) роторов сильно влияет на амплитуды вибраций в зоне (или около зоны) рабочих скоростей вращения валопровода.

В результате расчета собственных частот и форм колебаний, проведенного для валопро-

вода ГПА, определена критическая частота колебаний (третья критическая частота третьей формы колебаний) прямой прецессии $f_3 = 53,5$ Гц, $n_3 = 3210$ об./мин, которая соответствует первой изгибной форме колебаний ротора компрессора в составе валопровода (рис. 2). В первых трех формах колебаний валопровода (см. рис. 2) преобладают формы колебаний ротора компрессора. Первая и вторая формы колебаний имеют свойства жестких форм колебаний вала ротора как твердого тела. Из модального анализа следует: валопровод ГПА является гибкой роторной машиной с диапазоном скоростей вращения $N_{\text{раб.}} = N_{\text{min}} \dots N_{\text{max}} = 3640 \dots 5460$ об./мин ($n_3 = 60f_3 < N_{\text{min}}$) [1].

Далее возникает вопрос о возможности эксплуатации данного ГПА с критической частотой вращения валопровода $n_3 = 3210$ об./мин, находящейся вблизи минимальной скорости вращения и влияющей на стабильность работы всего агрегата. Для этого следует рассмотреть задачу о вынужденных колебаниях гибкого валопровода ГПА с учетом изменения жесткости k и демпфирования c , согласно заложенному закону управления в блоках регуляторов МП [2].

В качестве сил возбуждения колебаний неуравновешенного валопровода будут выступать силы остаточных дисбалансов [6]. Таким образом, в математическую модель валопровода ГПА вводятся дополнительные граничные условия: гармонические силы F_y и F_z от суммарных остаточных дисбалансов $\vec{D}$ роторов.

Вектор силы, действующей в месте сосредоточения дисбаланса D , записывается в виде:

$$\begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} D\Omega^2 \\ 0 \end{Bmatrix} \cos \omega t + \begin{Bmatrix} 0 \\ D\Omega^2 \end{Bmatrix} \sin \omega t, \quad (1)$$

где $D\Omega^2$ – амплитуда силы возбуждения, приложенной в определенной точке конструкции; Ω – скорость вращения роторной машины (валопровода); ω – частота силы возбуждения.

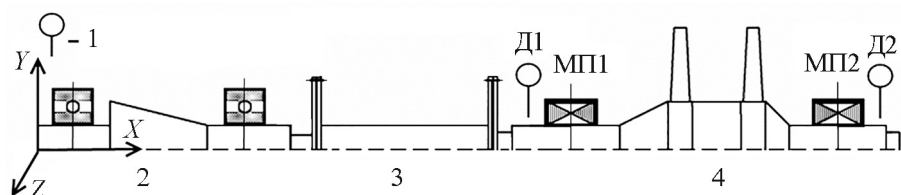


Рис. 1. Схема валопровода ГПА с ротором центробежного компрессора на магнитных опорах МП1 и МП2:

1 – датчик положения; 2 – ротор турбины; 3 – трансмиссия; 4 – ротор компрессора

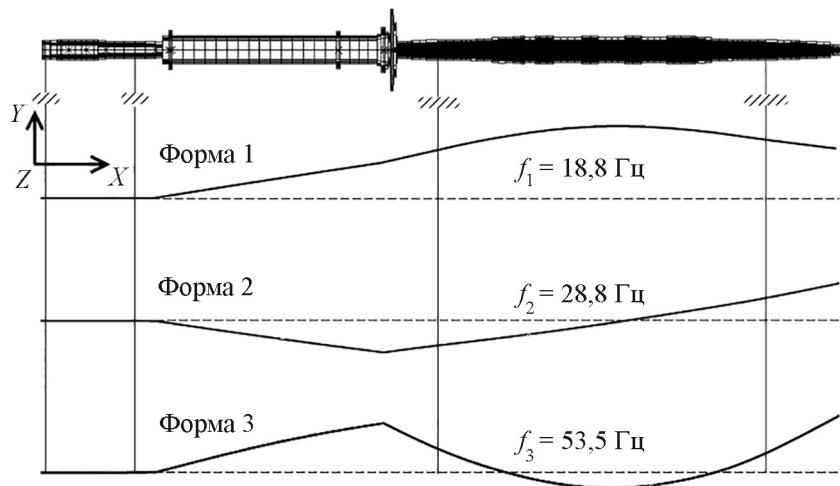


Рис. 2. Первые три формы поперечных колебаний валопровода ГПА (жесткость магнитных опор ротора компрессора $k = 15 \cdot 10^6$ Н/м, жесткость опор ротора турбины $k = 1 \cdot 10^{11}$ Н/м)

Частоты Ω и ω являются равными в условиях синхронного воздействия, которое используется в гармоническом анализе данного роторного агрегата [2, 4]. С учетом выражения (1) общее уравнение динамики [8–10] для упругого валопровода можно представить следующим образом:

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{u}_y \\ \ddot{u}_z \\ \dots \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{u}_y \\ \dot{u}_z \\ \dots \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} u_y \\ u_z \\ \dots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \\ \dots \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы инерции, демпфирования и жесткости соответственно; $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{u\}$ – векторы обобщенных ускорений, скоростей и перемещений упругой конструкции.

Для формы колебаний, соответствующей третьей критической частоте f_3 валопровода (см. рис. 2), наибольшие прогибы оси ротора компрессора вызывают силы F_y и F_z , приложенные синфазно на консолях ротора: на полумуфте и диске осевого магнитного подшипника (табл. 1). Анализ вынужденных колебаний вы-

полнен с учетом установленных значений дисбалансов для всех элементов валопровода.

Результат решения уравнения (2) графически представлен на рис. 3, на котором можно видеть возбуждение третьей формы колебаний валопровода от сил остаточных дисбалансов.

Прогибы оси валопровода на частоте 53,1 Гц достигают максимальных значений в месте соединения трансмиссии и ротора компрессора, а также со стороны свободного конца.

Оценка работоспособности газоперекачивающего агрегата с гибким ротором

Влияние резонансных частот на работу роторных машин вблизи границ диапазона скоростей вращения оценивается коэффициентами отстройки δ . Надежными коэффициентами отстройки δ для жестких роторных машин, исходя из опыта эксплуатации машин с МП, считаются значения от 15 % и выше. Для оценки низких коэффициентов отстройки $\delta < 15$ %, в том числе для гибких роторных машин, была разработана методика, цель которой заключается в проверке

Таблица 1

Распределение остаточных дисбалансов валопровода ГПА

Элементы валопровода	Общий остаточный дисбаланс D , г·мм	Места приложения сил дисбаланса
Ротор турбины	1600	Второй (средний) диск турбины и полумуфта
Трансмиссия	160	Приливы (фланцы)
Ротор компрессора	2000	Полумуфта со стороны компрессора и диск осевого магнитного подшипника

достаточности (или недостаточности) расчетных коэффициентов δ , а также в их уточнении. Данная методика изложена в стандарте *API 617*, где на основании результатов гармонического анализа неуравновешенного роторного агрегата с демпфированием определяются необходимые коэффициенты отстройки SM и коэффициенты усиления AF [3].

По результатам анализа установившихся колебаний [2] валопровода ГПА от действия сил остаточного дисбаланса с учетом демпфирования в опорах ротора компрессора была получена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), представленная на рис. 4. По АЧХ уточняется критическая частота $N_{C3} = 3312$ об./мин на максимальной амплитуде 18 мкм. Запас отстройки (см. рис. 4) частоты N_{C3} от нижней границы частотного диапазона N_{min} определяется по общей формуле:

$$\delta = 100 \left(1 - \frac{N_{C3}}{N_{min}} \right). \quad (3)$$

По стандарту *API 617* резонанс наступает в тех случаях, когда коэффициент усиления $AF \geq 2,5$. Согласно построенной АЧХ, коэффи-

циент усиления AF для N_{C3} вычисляется по формуле

$$AF = \frac{N_{C3}}{N_2 - N_1}.$$

Если $AF \leq 2,5$, то вынужденные колебания на конкретной частоте считаются полностью демпфированными и не несут опасности. В этом случае коэффициент отстройки SM не определяется [3].

В остальных случаях минимальные запасы отстройки SM для критических частот, лежащих ниже и выше рабочего диапазона соответственно, выражаются следующими уравнениями [3]:

$$SM = 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1,5} \right), \text{ при } N_c < N_{min} \quad (4)$$

$$SM = 10 + 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1,5} \right), \text{ при } N_c > N_{max}$$

Особенность работы упругого ротора на активном магнитном подвесе заключается в изменяющихся от скорости вращения ротора параметрах жесткости и демпфирования МП, что,

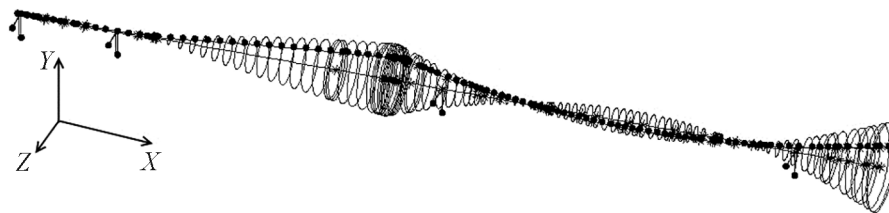


Рис. 3. Деформация валопровода, построенная по орбитам вращения, на критической частоте $f_3 = 53,1$ Гц

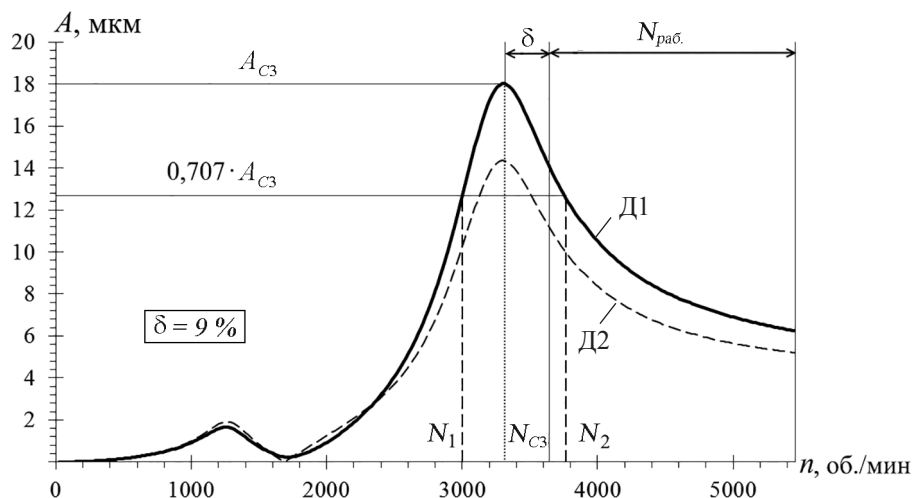


Рис. 4. АЧХ перемещений ротора компрессора в местах установки датчиков положения (Д1 и Д2) МП при $c = 56 \cdot 10^3$ Н·с/м; $k = 20 \cdot 10^6$ Н/м

в свою очередь, приводит к переопределению динамических характеристик [2]. В целях достижения высокой достоверности результатов были проведены расчеты для трех наиболее возможных вариантов сочетания жесткости и демпфирования магнитных опор для диапазона вращения неуравновешенного валопровода 3640...5460 об./мин. Коэффициенты δ и SM , вычисленные по уравнениям (3) и (4), представлены в виде графических диаграмм (рис. 5). Требования по демпфированию вынужденных колебаний на критических частотах ротора должны выполняться при условии $\delta > SM$ и, следовательно, должна обеспечиваться работоспособность роторного агрегата.

При увеличении жесткости k и постоянном демпфировании c (см. рис. 5, а) коэффициент δ снижается при $AF > 2,5$, т.е. наблюдается закономерное сближение критической частоты N_{C3} с минимальной скоростью вращения N_{min} . Постепенное наращивание демпфирования c при неизменной жесткости k (см. рис. 5, б) позволяет достичь наиболее качественного результата, при котором требуемая отстройка SM по стандарту *API 617* существенно снижается, а величина δ остается на одном уровне и условие $\delta > SM$, таким образом, выполняется. Коэффициент усиления AF для всех рассмотренных случаев получался выше 2,5, и оценка проводилась исключительно по коэффициенту SM .

Заключение

В работе рассмотрен главный вопрос оценки динамических свойств гибкой роторной машины на примере валопровода ГПА с магнитным подвесом. Рассчитана проблемная кри-

тическая частота N_C первой изгибной формы колебаний гибкого валопровода $N_C < N_{min}$ с низким коэффициентом отстройки δ . Связанные с частотой N_C коэффициенты усиления AF и минимального запаса SM были определены на основании результатов гармонического анализа неуравновешенного валопровода с учетом сил остаточного дисбаланса и демпфирования в магнитном подвесе. По вычисленным коэффициентам SM и AF дана оценка динамическому состоянию валопровода ГПА с гибким ротором центробежного компрессора на МП.

Таким образом, результаты проведенных исследований динамики неуравновешенной гибкой роторной машины на МП (упруго-демпферных опорах) позволили дать оценку работоспособности ГПА при помощи стандарта *API 617*. Эффективность данного метода была неоднократно подтверждена успешной эксплуатацией ГПА с гибкими роторами на компрессорных станциях. Предложенный способ оценки динамических характеристик может быть актуален для другого класса роторных машин.

Список литературы

1. Руковицын И.Г., Асадулин В.А. Особенности динамики ротора турбодетандера на электромагнитном подвесе // Машиностроение и инженерное образование. 2018. № 3. С. 8–13.
2. Руковицын И.Г. Установившиеся колебания упругого ротора на активных электромагнитных подшипниках // Машиностроение и инженерное образование. 2019. № 1. С. 14–19.
3. Стандарт *API 617* (седьмое издание, июль 2002 г.). Осевые, центробежные компрессоры.

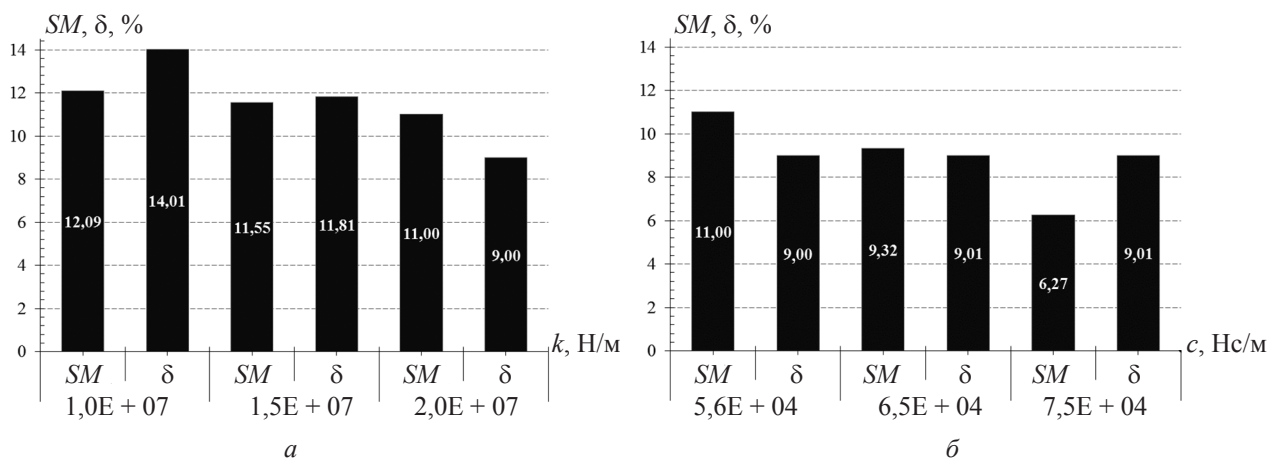


Рис. 5. Значения коэффициентов δ и SM с учетом увеличения:

а – жесткости k и постоянной $c = 56000$ Н·с/м МП; б – демпфирования c и постоянной $k = 2,0 \cdot 10^7$ Н/м МП

- ры и детандер-компрессоры для нефтяной, химической и газовой промышленности.
4. Rotor dynamic analysis of RM12 jet engine rotor using ANSYS // Department of mechanical engineering Blekinge institute of technology Karlskrona, Sweden, 2012. URL: <https://ru.scribd.com/document/270818534/RotorDynamicAnalysis-of-m21-Engine> (дата обращения: 19.10.2019).
 5. Rao J.S. History of Rotating Machinery Dynamics. New York: Springer, 2011. – 377 p.
 6. Урьев Е.В. Вибрационная надежность и диагностика турбомашин. Ч. 1. Вибрация и балансировка: учеб. пособ.; изд. 2-е, испр. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2005. – 200 с.
 7. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: 3-е изд. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 476 с.
 8. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Стройиздат, 1982. – 395 с.
 9. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая Школа, 1980. – 395 с.
 10. Руковицын И.Г. К разработке математической модели ротора на магнитном подвесе // Сборник докладов IV научно-практической конференции молодых специалистов и студентов памяти главного конструктора академика В.И. Кузнецова. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 197–205.

**РУКОВИЦЫН
Илья Геннадьевич**

Московский политехнический университет
E-mail: irukovitsyn@mail.ru
Тел.: (495) 223-05-23, доб.: 1057

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика, прочность машин и сопротивление материалов». Сфера научных интересов: динамика и прочность машин, электромеханика и магнитный подвес ротора, технологии искусственного интеллекта в робототехнике. Автор свыше 10 статей и одной монографии.

WORKABILITY EVALUATION OF THE COMPRESSOR UNITS WITH FLEXIBLE ROTORS ON MAGNETIC BEARINGS

Iliia G. Rukovitsyn

In the article there is described a method of workability evaluation of a gascompressor unit with a rotor on the active electromagnetic bearings. Required the detuning and gain factors for the critical frequency of the first flexural form of rotor oscillations, excited by final unbalance forces, are determined on results of the modal and harmonic analyzing the elastic shafting of a gascompressor unit with a flexible rotor according to API 617 standard. These factors are the base for dynamic characteristics evaluation of a flexible rotor with resilient-damper supports which are magnetic bearings. Carried out studying enables us to form new criteria for workability evaluation the gascompressor units with a rotor on the active magnetic bearings, taking into account the rotor operation modes and zero costs for rotor structural changes.

Keywords: rotors, magnetic bearings, forced oscillations, final unbalance forces, critical frequency, API 617 standard.

References

1. Rukovitsyn I.G., Asadulin V.A. Osobennosti dinamiki rotora turbodetandera na elektromagnitnom podvese [Dynamics features of a turboexpander rotor on the electromagnetic suspension] // Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie [Mechanical Engineering and Engineering Education]. 2018. No. 3. P. 8–13.
2. Rukovitsyn I.G. Ustanovivshiesia kolebania uprugogo rotora na aktivnykh elektromagnitnykh podshipnikakh [Steady-state vibrations of an elastic rotor on active electromagnetic bearings] // Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie [Mechanical Engineering and Engineering Education]. 2019. No. 1. P. 14–19.
3. Standart API 617 (sedmoe izdanie, iiul 2002). Osevyie, tsentrobezhnye kompressory i detanderkompressory dla neftianoi, khimicheskoi i gazovoi promyshlennosti [API 617 Standard: 7th edition. July 2002. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry].
4. Deepak Srikrishnanivas. Rotor Dynamic Analysis of RM12 Jet Engine Rotor Using ANSYS: Master's Degree Thesis. Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden, 2012. URL: <https://ru.scribd.com/document/270818534/RotorDynamicAnalysis-of-m21-Engine> (date of appl.: 19.10.2019).
5. Rao J.S. History of Rotating Machinery Dynamics. New York: Springer, 2011. – 377 p.

6. *Uriev E.V.* Vibratsionnaya nadezhnost i diagnostika turbomashin. Chast 1. Vibratsia i balansirovka: uchebnoe posobie [Vibration Reliability and Diagnosis of Turbomachines. Part I. Vibration and Balancing]. Ekaterinburg: GOU VPO UGTU-UPI, 2005. – 200 p.
7. *Kostyuk A.G.* Dinamika i prochnost turbomashin: 3-e izdanie [Dynamics and Strength of Turbomachines: 3d ed.]. M.: MEI Publishing house, 2007. – 476 p.
8. *Bathe K.J., Wilson E.L.* Chislennye metody analiza i metod konechnykh elementov [Numerical Analysis Methods and Finite Element Analysis.] M.: Stroyizdat, 1982. – 395 p.
9. *Biderman V.L.* Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [Theory of Mechanical Vibrations]. M.: Vysshaia shkola [Higher School], 1980. – 395 p.
10. *Rukovitsyn I.G.* K razrabotke matematicheskoi modeli rotora na magnitnoi podveske [Mathematical model development for a rotor on magnetic suspension] // Sbornik dokladov IV nauchno-prakticheskoi konferencii molodykh spetsialistov i studentov pamiati glavnogo konstruktora akademika V.I. Kuznetsova [Proc. of IV Scientific-practical Conference of Young Specialists and Students in Memory of the Chief Designer – Academician V.I. Kuznetsov]. Moskva, Moskovskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet im. Baumana, 2007. P. 197–205.

Iliia G. RUKOVITSYN

Moscow Polytechnic University

E-mail: irukovitsyn@mail.ru

Phone: 8 (495) 223-05-23, ext.: 1057

Ph.D. in Technical Science, Associate Professor of Dynamics, Durability of Machines and Strength of Materials Department. Areas of expertise: dynamics and durability of machines, electrical mechanics and rotors' magnetic bearing, artificial intelligence technology in robotics. He authored 10 publications and one monography.