

УДК 534.647
DOI: 10.18799/24131830/2023/11/4293

Снижение виброактивности вентилятора системы жизнеобеспечения нефтегазовых станций

А.Н. Гаврилин, В.С. Дмитриев, Д.В. Ермаков[✉], Д.А. Дерусова

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

✉ dvermakov@tpu.ru

Аннотация

Актуальность. Электромеханические вентиляторы широко используются в системах жизнеобеспечения нефтяных и газовых станций, работают в условиях вибрации, высоких скоростей вращения и нагрузок. На виброактивность электромеханического устройства влияют конструктивные, технологические и эксплуатационные причины. Наибольший «вклад» в существующие вибрации, по спектру частот, вносит неидеальность элементов конструкции шарикоподшипника: движение сепаратора, переменная жесткость при действии радиальной нагрузки, взаимодействии микронеровностей рабочих поверхностей, гранность и волнистость рабочих поверхностей колец и шариков. Кроме того, возникающие вибрации отрицательно сказываются как на надежности, так и на долговечности вентилятора. А поскольку полностью устранить виброактивность электромеханического устройства технически невозможно, целесообразно ее снизить с помощью технического решения, введя демпфирующий элемент в кинематическую цепь источника вибрации. В связи с этим разработка демпфирующего устройства является неотъемлемой технической задачей, способствующей снизить вибрационную активность технических систем жизнеобеспечения нефтегазовых станций, а также повысить качество экологических условий жизнедеятельности человека. Для снижения виброактивности предложена конструкция демпфера, учитывающая различные виды диссипации энергии. Однако, учитывая плотный спектр вибрационных частот от шарикоподшипников, в конструкцию демпфера введен вязкий элемент трения. Для определения эффективности снижения виброактивности изготовлен макет рассматриваемого демпфера на основе разработанной 3D-модели. Для испытаний в определении эффективности применения вязкого элемента трения использованы два варианта конструкции демпфера – с наличием элемента вязкого трения и при его отсутствии. Результаты испытаний макетов демпфера показали, что разработанное техническое решение для снижения виброактивности электромеханического устройства имеет практическое подтверждение в полученных результатах, а исследования, положенные в основу разработанной конструкции демпфера с вязким элементом трения, позволяют обеспечить снижение амплитуды вибрации. **Объектом** исследования является электромеханическое устройство в рабочем режиме. **Цель:** описание виброактивности в рабочем режиме электромеханического устройства во всем спектре возмущающих воздействий, действующих по осям X , Y , Z , с учетом неидеальности геометрии деталей шарикоподшипников и разработка демпфера для снижения уровня виброактивности электромеханического устройства. **Методы:** современные подходы вибродиагностики, вычислительной математики, средств измерений, программное обеспечение «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор и «Подшипник». **Результаты** исследования показали эффективность предложенного технического решения для снижения амплитуды вибрации в диапазоне рабочих частот вращения ротора электромеханического устройства до 4 раз по сравнению с соответствующим максимальным значением амплитуды без его применения.

Ключевые слова: Нефтегазовое оборудование, электромеханическое устройство, виброактивность, вибродиагностический комплекс, демпфер.

Благодарности: Работа выполнена в рамках гранта РФФИ № 23-79-10107 (лабораторное оборудование, результаты исследования демпфирующих свойств материалов).

Для цитирования: Снижение виброактивности вентилятора системы жизнеобеспечения нефтегазовых станций / А.Н. Гаврилин, В.С. Дмитриев, Д.В. Ермаков, Д.А. Дерусова // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2023. – Т. 334. – № 11. – С. 128–137. DOI: 10.18799/24131830/2023/11/4293

UDC 534.647

DOI: 10.18799/24131830/2023/11/4293

Reduction of a fan vibration activity in a life support system of oil and gas stations

A.N. Gavrilin, V.S. Dmitriev, D.V. Ermakov✉, D.A. Derusova

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation

✉ dvermakov@tpu.ru

Abstract

Relevance. Electromechanical fans are widely used in life support systems of oil and gas stations, operate in conditions of vibration, high rotational speeds and loads. Design, technological and operational reasons influence vibration activity of an electromechanical device. The greatest "contribution" to the existing vibrations, according to the frequency spectrum, is made by the imperfection of the design elements of the ball bearing. They are: separator movement, variable stiffness under the action of radial load, interaction of micro-dimensions of working surfaces, facet and waviness of working surfaces of rings and balls. In addition, the resulting vibrations negatively affect both the reliability and durability of the fan. Since it is technically impossible to completely eliminate the vibration activity of an electromechanical device, it is advisable to reduce it with the help of a technical solution by introducing a damping element into a kinematic circuit of the vibration source. In this regard, the development of a damping device is an integral technical task that helps to reduce the vibration activity of technical life support systems of oil and gas stations, as well as to improve the quality of environmental conditions of human life. To reduce vibration activity, a damper design is proposed that takes into account various types of energy dissipation. However, given the dense spectrum of vibration frequencies from ball bearings, a viscous friction element is introduced into the damper design. To determine the effectiveness of reducing vibration activity, a model of the damper in question was made based on the developed 3D model. For tests in determining the effectiveness of applying a viscous friction element, two variants of the damper design were used. In the first version of the damper design, there was no viscous friction element, and in the second version there was one. According to the test results of the damper layouts, it can be seen that the developed technical solution to reduce the vibration activity of the electromechanical device has practical confirmation. The studies underlying the developed design of the damper with a viscous friction element allows reduction in the vibration amplitude. **Object.** Electromechanical device in operating mode. **Aim.** To describe the vibration activity in the operating mode of an electromechanical device in the entire spectrum of disturbing effects acting along the axes, taking into account the imperfect geometry of ball bearing parts; to develop a damper for reducing the vibration activity level in the electromechanical device. **Methods.** Vibration diagnostics, computational mathematics, measuring instruments, software "Vibration recorder-F", "Vibration Recorder-M2", "Logger"-recorder and "Bearing". **Results.** The paper demonstrated the effectiveness of the proposed technical solution to reduce the vibration amplitude in the operating frequency range of the electromechanical device rotor up to 4 times compared with the corresponding maximum amplitude value without its use.

Keywords: Oil and gas equipment, electromechanical device, vibration activity, vibration diagnostic complex, damper.

Acknowledgements: This study was supported by Russian Science Foundation grant number 23-79-10107 (laboratory equipment, the results of experimental and theoretical studying on damping characteristics of materials).

For citation: Gavrilin A.N., Dmitriev V.S., Ermakov D.V., Derusova D.A. Reduction of a fan vibration activity in a life support system of oil and gas stations. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2023, vol. 334, no. 11, pp. 128–137. DOI: 10.18799/24131830/2023/11/4293

Введение

Системы вентиляции и кондиционирования являются неотъемлемой частью технического оборудования на нефтегазовых станциях. Указанные конструкции содержат электромеханические устройства (ЭМУ) с вращающимися элементами, такие как вентиляторы и роторные регенераторы, используемые для теплообмена между теплоносителями и обработки воздуха. Важно отметить, что в условиях эксплуатации данные устройства генерируют вибрации различной частоты и амплитуды и,

соответственно, оказывают вибрационное воздействие на сопутствующее оборудование, создают производственный шум, оказывают негативное влияние на здоровье человека как вредный производственный фактор [1, 2]. В связи с этим актуальным является вопрос создания систем демпфирования машин, оборудования и инструментов на производстве с целью минимизации возникающих акустических шумов [3–9].

В работе [10] приведена методика контроля и диагностирования виброакустических колебаний

производственного оборудования на примере анализа вибраций, возникающих в поршневых компрессорах. Предложенная авторами методика основана на измерении параметров косвенных процессов, а также непосредственных конструктивных и термодинамических параметров, что позволяет измерять виброакустический сигнал для контроля состояния поршневого компрессора, а также режимов его работы. В работах [11–13] показано, что ошибки, допущенные операторами, существенно влияют на безопасную эксплуатацию сложных технологических систем. Таким образом, применение систем мониторинга состояния оборудования на нефтехимическом производстве позволяет снизить риски преждевременного отказа оборудования и обеспечить безопасность его эксплуатации. Более того, вибромониторинг технологического оборудования на производстве позволяет минимизировать экономические издержки на производстве. В частности, в работе [14] показана эффективность использования системы вибромониторинга при эксплуатации поршневых компрессоров. А именно, своевременная диагностика состояния подшипников двигателя позволила сократить количество и стоимость ремонта оборудования на десятки миллионов рублей в год. Таким образом, результаты анализа вибрационных характеристик могут быть использованы как для решения прикладных инженерных задач и диагностирования вращающихся механизмов, так и с целью повышения экономической эффективности производственно-хозяйственной деятельности промышленных предприятий [15–17].

В настоящем исследовании рассмотрена математическая модель колебаний электромеханических устройств на примере шарикоподшипникового узла, а также предложен демпфер, учитывающий различные виды диссипации энергии.

Причины виброактивности электромеханических устройств

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования [18, 19] показывают, что на виброактивность ЭМУ влияют конструктивные, технологические и эксплуатационные причины. Наибольший «вклад» в существующие вибрации, по спектру частот, вносит неидеальность элементов конструкции шарикоподшипника: движение сепаратора, переменная жесткость при действии радиальной нагрузки, взаимодействие микронеровностей рабочих поверхностей, гранность и волнистость рабочих поверхностей колец и шариков.

Вибрация подшипника, обусловленная волнистостью, носит сложный характер, т. к. шарик зажат между двумя дорожками качения одновременно, к тому же в местах контактов несколько контактирующих шариков имеют упругие деформации.

По результатам исследований [20] следует исходить из того, что доминирующим источником вибрации служит геометрическая неидеальность рабочих поверхностей шарикоподшипников электродвигателя, а неидеальность рабочих поверхностей сводится к наличию в них микронеровностей, связанных с волнистостью дорожек качения колец и шариков.

В работе [20] проведен анализ спектра радиальных и осевых вибрационных возмущений, причиной которых являются технологические дефекты шарикоподшипников (табл. 1, 2). Именно шарикоподшипники генерируют плотный спектр вибрационных частот, внося доминирующий вклад в виброактивность ЭМУ.

По данным табл. 1 не все гармоники волнистости наружного (λ) и внутреннего (χ) колец способны вызывать вибрационные возмущения в первом приближении, а лишь те гармоники, номера которых кратны числу шариков, т. е. $\lambda=kn$, $\chi=kn$.

Таблица 1. Спектр радиальных вибрационных возмущений шарикоподшипника

Table 1. Spectrum of radial vibration disturbances of a ball bearing

Дефект, порождающий возмущение Defect that generates a disturbance	Номер гармоники дефекта Harmonic number of a defect	Частота возмущения Disturbance frequency	Амплитуда возмущения Disturbance amplitude
Волнистость наружного кольца Undulation of an outer ring	$\lambda=kn+1$, $\lambda=kn-1$, $k=1,2,\dots$	$(\lambda-1)\omega_n$, $(\lambda+1)\omega_n$	$\frac{1}{2} K_z \text{ctg}^2 \tau a_z$
Волнистость внутреннего кольца Undulation of an inner ring	$\lambda=kn+1$, $k=0,1,\dots$ $\lambda=kn-1$, $k=1,2,\dots$	$\chi\omega_b + \omega_n$, $\chi\omega_b - \omega_n$	$\frac{1}{2} K_z \text{ctg}^2 \tau a_z$
Волнистость наружного и внутреннего колец Undulation of outer and inner rings	$\lambda+\chi=kn-1$, $\lambda+\chi=kn+1$, $ \lambda-\chi+1 =kn$, $k=1,2,\dots$ $ \lambda-\chi-1 =kn$, $k=0,1,2,\dots$	$ \lambda\omega_n - \chi\omega_b + \omega_n $, $ \lambda\omega_n - \chi\omega_b - \omega_n $, $\lambda\omega_n + \chi\omega_b + \omega_n$, $\lambda\omega_n + \chi\omega_b - \omega_n$	$\frac{K_z \text{ctg}^3 \tau}{8\delta} a_z a_z$
Волнистость шариков Undulation of balls	$\xi=2,4,6,\dots$	$\xi\omega_n \pm \omega_n$	$\frac{2\sqrt{2}K_z \text{ctg}^2 \tau}{2\sqrt{\pi m} \cos \tau} a_z$
Разноразмерность шариков (первое приближение) Dimensionality of balls (first approximation)	$\xi=0$	ω_n	$\frac{K_z \text{ctg}^2 \tau}{6\sqrt{2\pi} \cos \tau} a_{\xi=0}$
Разноразмерность шариков (второе приближение) Dimensionality of balls (second approximation)	$\xi=0$	$ k\omega_n \pm m\omega_n $, $k,m=0,1,2,\dots$	Зависит от размеров и расположения шариков Depends on the size and location of balls

Таблица 2. Спектр осевых вибрационных возмущений шарикоподшипника

Table 2. Spectrum of axial vibration disturbances of a ball bearing

Дефект, порождающий возмущение Defect that generates a disturbance	Номер гармоники дефекта Harmonic number of a defect	Частота возмущения Disturbance frequency	Амплитуда возмущения Disturbance amplitude
Волнистость наружного кольца Undulation of an outer ring	$\lambda=kn,$ $k=1,2,\dots$	$\lambda\omega_n$	$K_z \text{ctg} \tau a_\lambda$
Волнистость внутреннего кольца Undulation of an inner ring	$\chi=kn,$ $k=1,2,\dots$	$\lambda\omega_n$	$K_z \text{ctg} \tau a_\chi$
Волнистость наружного и внутреннего колец Undulation of outer and inner rings	$\lambda+\chi=kn,$ $k=1,2,\dots$	$ \lambda\omega_n+\lambda\omega_b $	$\frac{K_z \text{ctg}^2 \tau}{4\delta} a_\lambda a_\chi$
	$ \lambda-\chi =kn,$ $k=1,2,\dots$	$\lambda\omega_n+\lambda\omega_b$	
Волнистость шариков Undulation of balls	$\xi=2,4,6,\dots$	$\lambda\omega_{ш}$	$\frac{2\sqrt{2}K_z \text{ctg} \tau}{\sqrt{\pi n} \cos \tau} a_\xi$

Основные обозначения табл. 1, 2 [20]: λ – номер гармоники волнистости наружного кольца; χ – номер гармоники волнистости внутреннего кольца; ξ – номер гармоники волнистости шарика; n – число шариков; a_λ, a_χ, a_ξ – амплитуда гармоник волнистости соответствующего номера; K_z – коэффициент жесткости, кратный числу шариков; τ – угол контакта; k – кратность; ω_b, ω_n – угловая скорость сепаратора относительно вращающегося и не вращающегося кольца; $\omega_{ш}$ – угловая скорость шарика.

Анализ табл. 1, 2 показывает, что шарикоподшипниковые опоры генерируют широкий и плотный спектр вибрационных частот, порождаемых технологическими погрешностями.

Следует иметь ввиду, что в табл. 1, 2 представлены аналитические зависимости амплитуды сил, вызывающих вибрации, а не характеристики самой вибрации.

Вышеизложенные причины возникновения вибрации математически корректно описываются применением научных положений теории колебаний. Например, для составления уравнений малых колебаний ЭМУ можно использовать II метод Лагранжа. А учитывая, что из-за отсутствия маховика на валу ротора кинетическая энергия пренебрежительно мала, проведя необходимые математические операции дифференцирования с учетом возмущающих воздействий в виде силовых функций, действующих на объект по осям X, Y, Z [20], получим системы уравнений (1)

$$\begin{aligned} \ddot{X} + 2\xi\dot{X} + X &= (X'D_X) + me\omega_X^2 + F_{эм}\omega_X^2 + \frac{a_0}{2} + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\omega_X t + b_n \sin n\omega_X t; \\ \ddot{Y} + 2\xi\dot{Y} + Y &= (Y'D_Y) + me\omega_Y^2 + F_{эм}\omega_Y^2 + \frac{a_0}{2} + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\omega_Y t + b_n \sin n\omega_Y t; \\ \ddot{Z} + 2\xi\dot{Z} + Z &= (Z'D_Z) + \sum (F_{дсб} + F_{эм}) \sin \varphi + \frac{a_0}{2} + \\ &+ \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\omega_Z t + b_n \sin n\omega_Z t, \end{aligned} \quad (1)$$

где $(X'D_X), (Y'D_Y), (Z'D_Z)$ – силовые функции, построенные скалярными произведениями векторов X', Y', Z' зависящими от радиальной жесткости подшипника, угла контакта, числа шариков и векторов D'_X, D'_Y, D'_Z ; $me\omega^2$ – возбуждающее воздействие от частотной несбалансированности; $F_{эм}\omega^2$ – возбуждающее воздействие электромагнитного типа. Последний член правой части уравнений (1) определяет разложенное в ряд Фурье нелинейное воздействие.

Более подробное пояснение физического смысла составляющих систему уравнений (1) смотрите в [20].

Векторы D_X, D_Y, D_Z определены выражениями [20]

$$D_X^s = \sum_{i=1}^n \Delta p_i^s \cos \varphi_i, D_Y^s = \sum_{i=1}^n \Delta p_i^s \cos \varphi_i, D_Z^s = \sum_{i=1}^n \Delta p_i^s. \quad (2)$$

Переменные, определяющие величину Δp_i в выражении (2), характеризуют отклонения размеров неидеального подшипника от размеров идеального подшипника [20]:

$$\Delta p_i^s = \begin{cases} \sum_{\lambda=1}^{\infty} a_\lambda^s \sin \left[\lambda k^s \gamma_3 - (-1)^s \frac{2\pi\lambda}{n} (i-1) + \varphi_\lambda^s \right], \\ s = 1, 2, \dots, 6; \\ \sum_{\lambda=0}^{\infty} a_{\lambda i}^7 \sin(2\lambda k^7 \gamma_3 + \varphi_{\lambda i}^7), s = 7; \\ \sum_{\lambda=0}^{\infty} a_{\lambda 1}^8 \sin \left[\lambda k^1 \gamma_3 + 2 \frac{\pi\lambda}{n} (i-1) + \varphi_{\lambda 1}^8 \right] + \\ + \sum_{\lambda=0}^{\infty} a_{\lambda 2}^8 \sin \left[\lambda k^2 \gamma_3 - \frac{2\pi\lambda}{n} (i-1) + \varphi_{\lambda 2}^8 \right] + \\ + \sum_{\lambda=0}^{\infty} a_{\lambda i}^8 \sin(2\lambda k^7 \gamma_3 + \varphi_{\lambda i}^8), s = 8. \end{cases} \quad (3)$$

Физический смысл входящих в уравнение (3) переменных подробно изложен в работе [20].

Подставив выражение (3) в (2), получим:

$$\begin{aligned}
 D_X^S &= \frac{n}{2} \sum_{\lambda=1}^{\infty} \alpha_{\lambda}^S \left\{ \mu_{kn}^{\lambda-1} \sin[(\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1)t + \psi_{\lambda}^S] + \right. \\
 D_Y^S &= -\frac{n}{2} \sum_{\lambda=1}^{\infty} \alpha_{\lambda}^S \left\{ \mu_{kn}^{\lambda-1} \cos[(\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1)t + \psi_{\lambda}^S] + \right. \\
 D_Z^S &= n \sum_{\lambda/n=1}^{\infty} \alpha_{\lambda}^S \sin(\lambda\omega^S t + \psi_{\lambda}^S). \quad (4)
 \end{aligned}$$

Векторы X', Y', Z' определяются в соответствии с [20] как:

$$\begin{aligned}
 X' &= \frac{2K'_X}{nM} \left\{ \sec \tau'_0 - 1, \sec \tau'_0 - 1, 1, -1, \right. \\
 &\quad \left. \operatorname{tg} \tau'_0, -\operatorname{tg} \tau'_0, -\sec \tau', -\frac{3}{2} \operatorname{tg} \tau'_0 \right\}; \\
 Y' &= [(p_0^2 + p_0^4) \operatorname{tg} \tau'_0 + l'] \frac{M}{A} X'; \\
 Z' &= Z' \operatorname{tg} \tau'_0. \quad (5)
 \end{aligned}$$

Учитывая (4) и (5), решение уравнений (1) с учетом всех возмущающих воздействий в ЭМУ [18–21] имеет вид:

$$\begin{aligned}
 X_{\Sigma} &= \sum_{s=1}^6 \sum_{\lambda=1}^{\infty} a_{\lambda}^S X^S \frac{n}{2} \left\{ \frac{\mu_{kn}^{\lambda-1} \sin[\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1]t + \psi_{\lambda}^S}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1]^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\mu_{kn}^{\lambda-1} \sin[\lambda\omega^S - (-1)^S \omega^1]t + \psi_{\lambda}^S}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S - (-1)^S \omega^1]^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \frac{\xi_{\lambda}^X \sin[2\lambda\omega^7 - \omega^1]t + \chi_{\lambda}^X}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1]^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \frac{n_{\lambda}^X \sin[(2\lambda\omega^7 + \omega^1)t + \rho_{\lambda}^X]}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S - (-1)^S \omega^1]^2} \right\} + \\
 &\quad + \frac{me\omega_X^2}{K} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}} + \\
 &\quad + \frac{F_{\text{эм}}\omega_X^2}{K_{\text{эм}}} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}} + \\
 &\quad + \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_n \cos n\omega_X t + b_n \sin n\omega_X t}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}}; \\
 Y_{\Sigma} &= \sum_{s=1}^6 \sum_{\lambda=1}^{\infty} a_{\lambda}^S X^S \frac{n}{2} \left\{ \frac{\mu_{kn}^{\lambda-1} \cos[\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1]t + \psi_{\lambda}^S}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1]^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\mu_{kn}^{\lambda+1} \cos[\lambda\omega^S - (-1)^S \omega^1]t + \psi_{\lambda}^S}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S - (-1)^S \omega^1]^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \frac{\xi_{\lambda}^Y \sin[2\lambda\omega^7 - \omega^1]t + \chi_{\lambda}^Y}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S + (-1)^S \omega^1]^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \frac{n_{\lambda}^Y \sin[(2\lambda\omega^7 + \omega^1)t + \rho_{\lambda}^Y]}{\omega_p^2 - [\lambda\omega^S - (-1)^S \omega^1]^2} \right\} +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &\quad + \frac{me\omega_Y^2}{K} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}} + \\
 &\quad + \frac{F_{\text{эм}}\omega_Y^2}{K_{\text{эм}}} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}} + \\
 &\quad + \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_n \cos n\omega_Y t + b_n \sin n\omega_Y t}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}}; \\
 Z_{\Sigma} &= \sum_{s=1}^6 \sum_{\lambda/n=1}^{\infty} Z^S n \left\{ \frac{a_{\lambda}^S \sin(\lambda\omega^S + \psi_{\lambda}^S)}{\omega_p^2 - (\lambda\omega^S)^2} \right\} + \\
 &\quad + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \frac{\xi_{\lambda}^Z \sin(2\lambda\omega^7 + \psi_{\lambda}^Z)}{\omega_p^2 - (\lambda\omega^S)^2} + \sum (F_{\text{дег}} + F_{\text{эм}}) \sin \varphi + \\
 &\quad + \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_n \cos n\omega_Z t + b_n \sin n\omega_Z t}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}}. \quad (6)
 \end{aligned}$$

Система уравнений (6) описывает виброактивность в рабочем режиме ЭМУ во всем спектре возмущающих воздействий, т. е. динамику вибрационного спектра частот по всему рабочему диапазону. Уравнения (6) являются несвязанными, а система X, Y, Z декартова.

На рис. 1 показан пример решения в графическом виде одного из воздействий системы уравнений (6) с учетом различного коэффициента демпфирования.

Графики (рис. 1) показывают, что наилучшие результаты сосредоточены в левом нижнем углу графика, т. е. необходим демпфер с максимально возможным коэффициентом демпфирования и максимально возможным отношением амплитуд вынужденных (ω_b) и собственных (ω_c) частот.

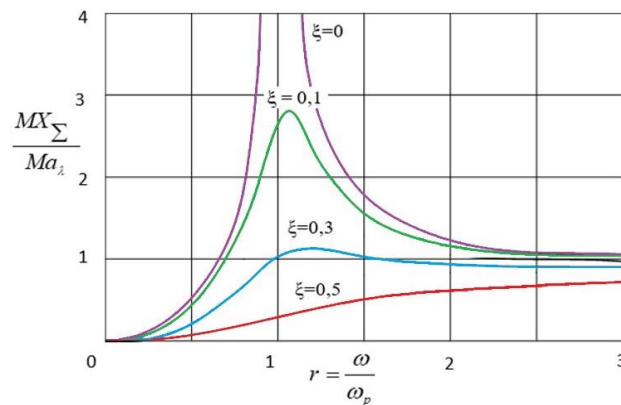


Рис. 1. Графическое решение системы уравнений (6)
 Fig. 1. Graphical solution of the system of equations (6)

При установке демпфера в шарикоподшипниковый узел ЭМУ [18, 22] в уравнениях (6) следует ставить передаточный коэффициент демпфируемого элемента конструкции, как показано в пятом, шестом и седьмом членах.

Качественно сократить спектр частот можно заменой подшипников качения на подшипники скольжения, тогда исчезают первые четыре члена в уравнениях (6), которые показывают наличие генератора вышеуказанного плотного спектра частот.

Техническое решение для минимизации виброактивности электромеханических устройств

Поскольку полностью устранить виброактивность ЭМУ технически невозможно, целесообразно ее снизить с помощью технического решения, введя демпфирующий элемент в кинематическую цепь источника вибрации.

Принимая во внимание плотный спектр вибрационных частот от шарикоподшипников, для снижения виброактивности ЭМУ предложена конструкция демпфера [23], учитывающая различные виды диссипации энергии.

Конструкция демпфера (рис. 2, а) содержит разъемный корпус, выполненный в виде верхней – 1 и нижней – 2 частей корпуса, стянутых через пружины – 10 винтами – 11 и гайками – 12 через резиновые втулки – 13, обеспечивая дополнительное демпфирование и снижая истирание опорных поверхностей. Под действием внешних сил на верхнюю шайбу – 1 через втулку – 3 и опоры – 4 компаунд – 5 деформируется и за счет внутреннего трения в микроструктуре рассеивает энергию.

Крепление опоры – 4 к верхней шайбе – 1 обеспечивается винтами – 7 через резиновую упругую прокладку – 6. В центральной части разъемного корпуса верхняя шайба – 1 опирается на полое резиновое кольцо – 8, заполненное вязким элементом трения, полиметилсилоксановой (ПМС-1000) жидкостью – 9. Наличие вязкого демпфирующего элемента обуславливает необратимое рассеивание энергии в широком диапазоне без пиков резонанса (необратимые потери) за счет сопротивления вязкого трения среды жидкости – 9.

Для определения эффективности снижения виброактивности изготовлен макет рассматриваемого демпфера на основе разработанной 3D-модели (рис. 2, б). В качестве материала деталей демпфера для установки ЭМУ и крепления на стенде применен композитный материал ABS с добавлением стекловолокна 10 %.

Для испытаний в определении эффективности применения вязкого элемента трения использованы два варианта конструкции демпфера. В первом варианте конструкции демпфера отсутствовал элемент вязкого трения, а во втором варианте он использовался.

Для исследования эффективности снижения уровня вибрации использована система портативного вибродиагностического комплекса К-5101. Комплекс предназначен для исследования и сбора данных, в том числе с отметками времени, измерений общего уровня вибрации, базового и расширенного анализа динамических характеристик элементов конструкции.

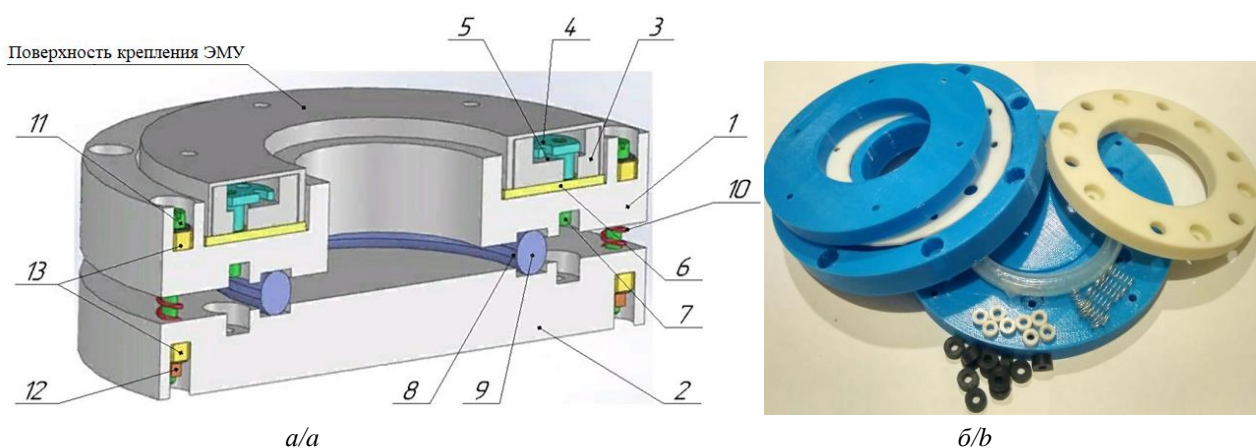


Рис. 2. 3D-модель (а) конструкции демпфера и изготовленный макет (б): 1 – верхняя шайба; 2 – нижняя шайба; 3, 13 – втулки; 4 – опоры; 5 – компаунд (графически не показан); 6 – прокладка; 7, 11 – винты; 8 – замкнутая трубка; 9 – жидкость (ПМС-1000); 10 – пружины; 12 – гайки

Fig. 2. 3D-model (a) of a damper design and a fabricated layout (b): 1 – upper washer; 2 – bottom washer; 3, 13 – bushings; 4 – supports; 5 – compound (not shown graphically); 6 – gasket; 7, 11 – screws; 8 – closed tube; 9 – liquid (PMS-1000); 10 – springs; 12 – nuts

В комплекс К-5101 входит:

- средства измерений (вибропреобразователи – ВИП);
- персональный компьютер – ноутбук с установленным программным обеспечением «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор, «Подшипник»;
- Программное обеспечение комплекса К-5101:
- «Подшипник» применяется при вибродиагностике: подшипников, муфт, динамического дисбаланса и т. д.;
- «Виброрегистратор-Ф», «Виброрегистратор-М2», «Logger»-регистратор применяются для функционального и тестового виброконтроля динамических процессов работы механических систем для принятия решения – требуется или не требуется ремонт.

Блок-схема стенда для определения эффективности демпфера с применением вибродиагностического комплекса К-5101 представлена на рис. 3.

Определение эффективности демпфера проводилось по среднеквадратичному значению (СКЗ) виброперемещения в диапазоне рабочей угловой частоты вращения ротора ЭМУ, используемого в испытаниях.

При этом анализатор измерений регистрирует временные и частотные спектры сигналов датчиков ВИП. Временная зависимость определялась в диапазоне рабочих частот вращения ротора от 1,66 до 50 Гц (от 100 до 3000 об/мин), а формирование

графика СКЗ виброперемещения осуществлялось в автоматическом режиме, где фактические значения амплитуды виброперемещения со всего спектра частот (от 2 Гц до 5 кГц) по каждому угловому значению частоты вращения ротора ЭМУ пересчитываются в СКЗ виброперемещения.

Полученные значения удобно использовать при пересчете значения СКЗ виброперемещения для каждой определенной частоты вращения ротора с определением коэффициента эффективности демпфера (7) на выбранной угловой частоте вращения ротора.

$$K_{\text{эффект}} = \frac{A_{\text{демпп}}}{A_{\text{ЭМУ}}}, \quad (7)$$

где $A_{\text{ЭМУ}}$ – СКЗ виброперемещения на установочной поверхности ЭМУ без демпфера; $A_{\text{демпп}}$ – СКЗ виброперемещения на установочной поверхности демпфера (с установленным ЭМУ).

Эффективность снижения амплитуды виброперемещения обеспечивается при значении коэффициента $K_{\text{эффект}} < 1$, а в случае, когда коэффициент $K_{\text{эффект}} > 1$, происходит увеличение измеренной амплитуды виброперемещения.

Демпфирующие свойства предложенной конструкции демпфера без вязкого демпфирования и при его наличии оценивались с использованием выражения (7) и приведены на рис. 4, 5.

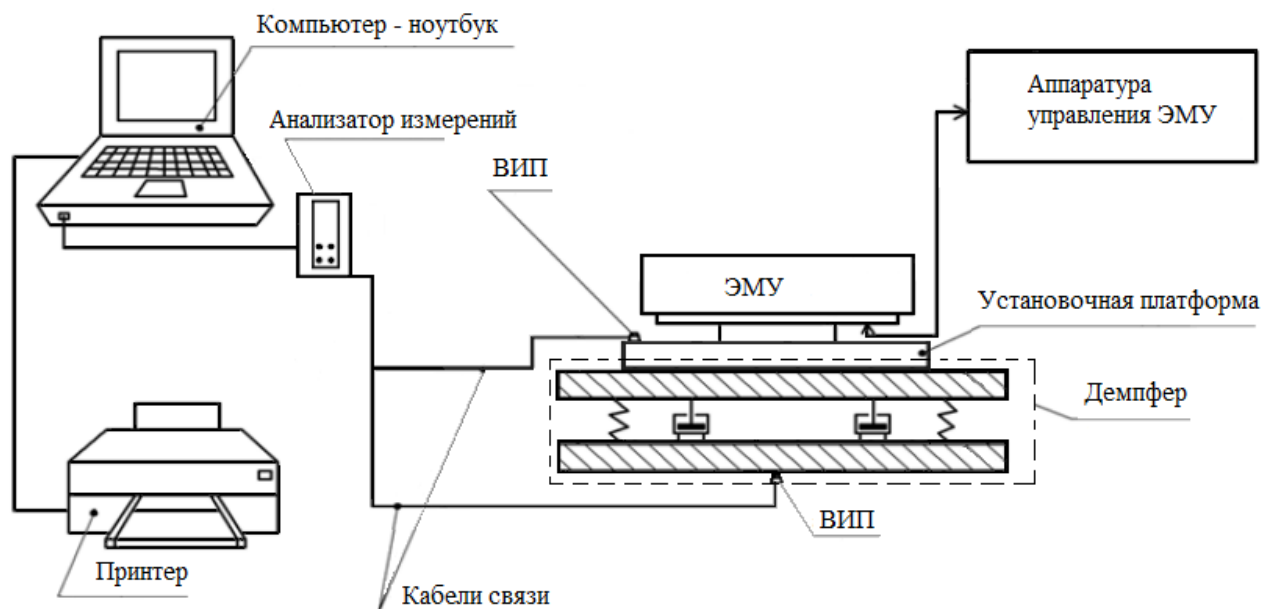


Рис. 3. Блок-схема стенда определения эффективности демпфера

Fig. 3. Block diagram of a stand for determining the effectiveness of a damper

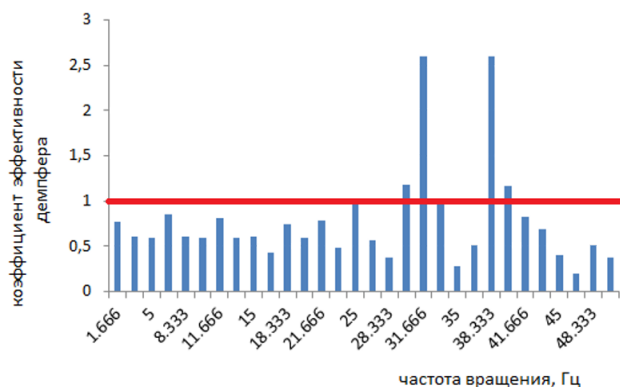


Рис. 4. Изменение коэффициента эффективности рассматриваемого демпфера в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ без вязкого элемента демпфирования

Fig. 4. Change in the efficiency coefficient of the considered damper in the range of rotor speeds of the electro-mechanical device without a viscous damping element

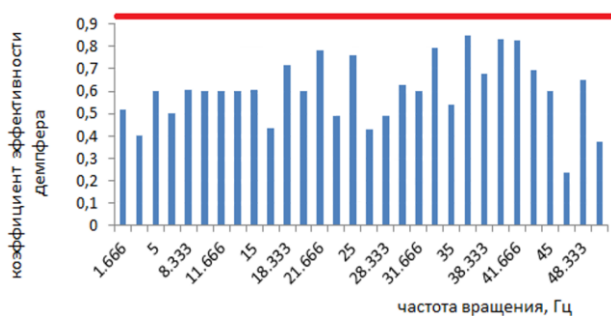


Рис. 5. Изменение коэффициента эффективности рассматриваемого демпфера в диапазоне частот вращения ротора ЭМУ с вязким элементом демпфирования

Fig. 5. Change in the coefficient of efficiency of the considered damper in the range of rotor speeds of the electro-mechanical device with a viscous damping element

Результаты исследований показали, что при наличии вязкого элемента в разработанной конструкции демпфера наблюдалось снижение виброактивности в среднем до $K_{\text{эффект.}} = 0,6$ по сравнению с соответствующим значением $K_{\text{эффект.}} = 1,0$ для демпфера без вязкого элемента демпфирования (рис. 4, 5). Также получено, что применение вязкого элемента демпфирования позволяет снизить максимальное значение амплитуды СКЗ виброперемещения демпфера до 0,096 мм по сравнению с соответствующим значением для демпфера без вязкого сопротивления, равным 0,241 мм, и ЭМУ без демпфера 0,384 мм в рабочем диапазоне частот вращения ротора. Полученные результаты подтверждают, что разработанный демпфер с вязким элементом трения позволяет снизить амплитуду вибрации ЭМУ до 4 раз.

Заключение

Шарикоподшипниковые опоры генерируют плотный спектр вибрационных частот, внося доминирующий вклад в виброактивность ЭМУ, что становится неотъемлемой частью рабочего режима устройства. С целью снижения влияния паразитных вибраций в настоящем исследовании предложены две конфигурации демпфера: с использованием вязкого элемента трения и без него. Исследование эффективности демпферов проводилось экспериментально с использованием лабораторного вибродиагностического комплекса К-5101, а также теоретически на основе анализа математической модели рабочего режима вибрации ЭМУ, описывающей возмущающие воздействия, порождаемые технологическими погрешностями. Сравнение коэффициентов эффективности предложенных демпферов показало, что использование разработанного демпфера с элементом вязкого трения позволяет снизить амплитуду вибрации ЭМУ до 4 раз по сравнению с соответствующим максимальным значением амплитуды ЭМУ без демпфера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Roy D.K., Tiwari R. Estimation of the internal and external damping from the forward and backward spectrum of a rotor with a fatigue crack // Propulsion and Power Research. – March 2020. – V. 9. – Iss. 1. – P. 62–74. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2020.01.001> (дата обращения 31.05.2023).
- Samantaray A.K., Mukherjee A., Bhattacharyya R. Some studies on rotors with polynomial type non-linear external and internal damping // International Journal of Non-Linear Mechanics. – November 2006. – V. 41. – Iss. 9. – P. 1007–1015. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2006.10.011> (дата обращения 02.06.2023).
- Analytical and experimental investigation on stability of rotor system with spline coupling considering torque, friction coefficient and external damping / Z. Dai, J. Jing, Ch. Chen, J. Cong, Y. Quan // Mechanism and Machine Theory. – March 2023. – V. 181. – P. 105200. URL: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105200> (дата обращения 02.06.2023).
- Iskakov Z., Bissebayev K., Jamalov N. Resonance vibrations of a gyroscopic rotor with linear and nonlinear damping and nonlinear stiffness of the elastic support in interaction with a non-ideal energy source // Mechanical Systems and Signal Processing. – 1 May 2022. – V. 170. – P. 108773. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108773> (дата обращения 31.05.2023).
- Analytical approach to the stepped multi-span rotor-bearing system with isotropic elastic boundary conditions / X. Tan, G. Chen, W. Chen, Z. Wang, H. He, J. He, T. Wang // Applied Mathematical Modelling. – 2021. – V. 100 – P. 394–409.
- Попов Н.А. Разработка реверсивных осевых вентиляторов главного проветривания шахт: дисс. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 2001. – 282 с.
- Клепаков И.В., Руденко В.А. Разработка нового ряда шахтных осевых вентиляторов главного проветривания // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1986. – С. 110–121.

8. Увеличение срока службы насосных агрегатов методом снижений вибраций / А. Бекахметов, А. Мустафин, Б. Жанахудинов, Д. Қабылқайыр, Н. Смагулов // Вестник Университета им. С. Торайгырова. Серия «Энергетика». – 2020. – С. 45–55. DOI: 10.48081/MRLQ1428.
9. Частотно-регулируемый электропривод центробежных насосных установок добычи нефти / Т. Чернышева, В. Аникин, И. Чернышев, А. Чернышев // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 12. – С. 168–178. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2417.
10. Naumenko A., Kostyukov V. The piston compressor: the methodology of the real-time condition monitoring // Journal of Physics Conference Series. – 2012. – V. 364 (1). DOI: 10.1088/1742-6596/364/1/012130.
11. Kostyukov V.N., Naumenko A. Personnel reliability impact on petrochemical facilities monitoring system's failure skipping probability // AIP Conference Proceedings. – 1876 (1):020082. DOI: 10.1063/1.4998902.
12. Kostyukov V.N., Boychenko S.N. Orthogonal system of fractural and integrated diagnostic features in vibration analysis // August 2017 AIP Conference Proceedings. – Omsk, Russia, 2017. – V. 1876 – P.020087. DOI: 10.1063/1.4998907.
13. Self-excited and subharmonic vibrations in a pilot rotor / A.I. Kumenko, V.N. Kostyukov, N.Y. Kuzminykh, N.Y. Kuzminykh, A.V. Timin // AIP Conference Proceedings – Omsk, Russia, 2017. V. 1876 – P.020090, DOI: 10.1063/1.4998910.
14. Operation of stand technical equipment for primary oil processing under control of automatic monitoring system of condition and diagnostics compacs / A.V. Kostyukov, E.V. Tarasov, S.L. Putintsev, A.P. Chatkin // Procedia Engineering. – 2015. – V. 113. – P. 381–394.
15. Research of rotating machinery vibration parameters – shaft speed relationship / V.N. Kostyukov, A.V. Kostyukov, A.V. Zaytsev, A.O. Teterin // AIP Conference Proceedings 1876, 020086 (2017). URL: <https://doi.org/10.1063/1.4998906> (дата обращения 04.06.2023).
16. Vibration criteria considered from case studies of active magnetic bearing equipped rotating machines / O. Matsushita, Yo. Kanemitsu, T. Azuma, Ya. Fukushima // International Journal of Rotating Machinery. – 2000. – 6 (1). DOI: 10.1155/S1023621X00000075.
17. Aseismatic vibration control on active magnetic bearing equipped flexible rotors / T. Imashima, Yo. Hisanaga, H. Okubo, O. Matsushita // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. – Part C 65(637):3515-3522. DOI: 10.1299/kikaic.65.3515.
18. Минимизация виброактивности малощумных вентиляторов / В.С. Дмитриев, Л.Я. Миньков, Т.Г. Костюченко, В.В. Дердященко, Д.С. Панфилов, Д.В. Ермаков // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. – 2022. – № 76. – С. 101–117. DOI: 10.17223/19988621/76/8.
19. Improving the surface of titanium alloys with wave cutters / G. Korovin, A. Gavrilin, S. Petrushin, G. Odnokopylov, D. Ermakov // Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control // Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. – 2023. – V. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_7.
20. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов / под ред. Д.М. Климова. – М.: Машиностроение, 1985. – 271 с.
21. Ermakov D., Dmitriev V. Solid state damper based on foam aluminum to reduce vibration activity of electromechanical devices // Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control / Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. – 2023. – V. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_8.
22. Электродвигатель-маховик: пат. Рос. Федерация № 150937; заявл. 10.04.14; опубл. 10.03.15, Бюл. № 7. – 2 с.
23. Комбинированный демпфер: пат. Рос. Федерация № 207299; заявл. 05.05.21; опубл. 21.10.21, Бюл. № 30. – 3 с.

REFERENCES

1. Roy D.K., Tiwari R. Estimation of the internal and external damping from the forward and backward spectrum of a rotor with a fatigue crack. *Propulsion and Power Research*, March 2020, vol. 9, Iss. 1, pp. 62–74. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2020.01.001> (accessed 31 May 2023).
2. Samantary A.K., Mukherjee A., Bhattacharyya R. Some studies on rotors with polynomial type non-linear external and internal damping. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, November 2006, vol. 41, Iss. 9, pp. 1007–1015. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2006.10.011> (accessed 2 June 2023).
3. Dai Z., Jing J., Chen Ch., Cong J., Quan Y. Analytical and experimental investigation on stability of rotor system with spline coupling considering torque, friction coefficient and external damping. *Mechanism and Machine Theory*, March 2023, vol. 181, 105200. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2022.105200> (accessed 2 June 2023).
4. Iskakov Z., Bissebayev K., Jamalov N. Resonance vibrations of a gyroscopic rotor with linear and nonlinear damping and nonlinear stiffness of the elastic support in interaction with a non-ideal energy source. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 1 May 2022, vol. 170, 108773. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2021.108773> (accessed 31 May 2023).
5. Tan X., Chen G., Chen W., Wang Z., He H., He J., Wang T. Analytical approach to the stepped multi-span rotor-bearing system with isotropic elastic boundary conditions. *Applied Mathematical Modelling*, 2021, vol. 100 no, pp. 394–409.
6. Popov N.A. *Razrabotka reversivnykh osevykh ventilyatorov glavnogo provetrivaniya shakht*. Diss. Dokt. nauk [Development of reversible axial fans for the main ventilation of mines. Dr. Diss.]. Novosibirsk, 2001. 282 p.
7. Klepakov I.V., Rudenko V.A. *Razrabotka novogo ryada shakhtnykh osevykh ventilyatorov glavnogo provetrivaniya* [Development of a new series of shaft axial fans for main ventilation]. *Teoreticheskie i ekspluatatsionnye problemy shakhtnykh stacionarnykh ustanovok* [Theoretical and operational problems of mine stationary installations]. Donetsk, M.M. Fedorov VNIIGM Publ., 1986. pp. 110–121.
8. Bekakhmetov A., Mustafin A., Zhanakhudtinov B., Kabylkayyr D., Smagulov N. Increasing the service life of pumping units by reducing vibrations. *Bulletin of S. Toraighyrov University. The series "Energy"*, 2020, pp. 45–55. In Rus. DOI: 10.48081/MRLQ1428.
9. Chernysheva T., Anikin V., Chernyshev I., Chernyshov A. Frequency-controlled electric drive of centrifugal pumping units of oil production. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 12, pp. 168–178. In Rus. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2417.

10. Naumenko A., Kostyukov V. The piston compressor: the methodology of the real-time condition monitoring. *Journal of Physics Conference Series*, 2012, vol. 364 (1), DOI: 10.1088/1742-6596/364/1/012130.
11. Kostyukov V.N., Naumenko A. Personnel reliability impact on petrochemical facilities monitoring system's failure skipping probability. *AIP Conference Proceedings* 1876(1):020082. DOI: 10.1063/1.4998902.
12. Kostyukov V.N., Boychenko S.N. Orthogonal system of fractural and integrated diagnostic features in vibration analysis. *August 2017 AIP Conference Proceedings* 1876(1):020087, DOI: 10.1063/1.4998907.
13. Kumenko A.I., Kostyukov V.N., Kuzminykh N.Y., Kuzminykh N.Y., Timin A.V. Self-excited and subharmonic vibrations in a pilot rotor. *AIP Conference Proceedings* 1876(1):020090. DOI: 10.1063/1.4998910.
14. Kostyukov A.V., Tarasov E.V., Putintsev S.L., Chatkin A.P. Operation of stand technical equipment for primary oil processing under control of automatic monitoring system of condition and diagnostics compacs. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 113, pp. 381–394.
15. Kostyukov V.N., Kostyukov A.V., Zaytsev A.V., Teterin A.O. Research of rotating machinery vibration parameters – Shaft speed relationship. *AIP Conference Proceedings*, 2017, 1876, 020086. Available at: <https://doi.org/10.1063/1.4998906> (accessed 4 June 2023).
16. Matsushita O., Kanemitsu Yo., Azuma T., Fukushima Ya. Vibration criteria considered from case studies of active magnetic bearing equipped rotating machines. *International Journal of Rotating Machinery*, 2000, vol. 6 (1). DOI: 10.1155/S1023621X00000075.
17. Imashima T., Hisanaga Yo., Okubo H., Matsushita O. Aseismic vibration control on active magnetic bearing equipped flexible rotors. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C* 65(637):3515-3522. DOI: 10.1299/kikaic.65.3515.
18. Dmitriev V.S., Minkov L.Ya., Kostyuchenko T.G., Derdiyashchenko V.V., Panfilov D.S., Ermakov D.V. Minimization of vibration activity of low-noise fans. *Bulletin of Tomsk State University. Mathematics and mechanics*, 2022, no. 76, pp. 101–117. In Rus. DOI: 10.17223/19988621/76/8.
19. Korovin G., Gavrilin A., Petrushin S., Odnokopylov G., Ermakov D. Improving the surface of titanium alloys with wave cutters. *Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control*. Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. Springer, Cham, 2023. Vol. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_7.
20. Zhuravlev V.F., Balmont V.B. *Mekhanika sharikopodshipnikov giroskopov* [Mechanics of ball bearings of gyroscopes]. Ed. by D.M. Klimov. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 271 p.
21. Ermakov D., Dmitriev V. Solid state damper based on foam aluminum to reduce vibration activity of electromechanical devices. *Recent Developments in the Field of Non-Destructive Testing, Safety and Materials Science. ICMTNT 2021. Studies in Systems, Decision and Control*. Eds. E. Lysenko, A. Rogachev, O. Starý. Cham, Springer, 2023. Vol. 433. DOI: 10.1007/978-3-030-99060-2_8.
22. Ermakov D.V. *Elektrovdigatel-makhovik* [Electric motor-flywheel]. Patent RF, no. 150937, 2015.
23. Ermakov D.V. *Kombinirovanny dempfer* [Combined damper]. Patent RF, no. 207299, 2021.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Алексей Николаевич Гаврилин, доктор технических наук, профессор отделения машиностроения Школы новых производственных технологий Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30; gawral@tpu.ru

Виктор Степанович Дмитриев, доктор технических наук, экс-профессор, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30; dmitriev@tpu.ru

Дмитрий Владимирович Ермаков, кандидат технических наук, ассистент отделения машиностроения Школы новых производственных технологий Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30; dvermakov@tpu.ru; шифр специальности ВАК: 2.5.2

Дарья Александровна Дерусова, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Центра промышленной томографии Школы неразрушающего контроля и безопасности Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30; red@tpu.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2142-856X>

Поступила в редакцию: 15.09.2023

Поступила после рецензирования: 12.10.2023

Принята к публикации: 15.11.2023

INFORMATIN ABOUT THE AUTHORS

Alexey N. Gavrilin, Dr. Sc., Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; gawral@tpu.ru

Viktor S. Dmitriev, Dr. Sc., Former Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; dmitriev@tpu.ru

Dmitry V. Ermakov, Cand. Sc., Assistant, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; dvermakov@tpu.ru

Daria A. Derusova, Cand. Sc., Senior Researcher, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation; red@tpu.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2142-856X>

Received: 15.09.2023

Revised: 12.10.2023

Accepted: 15.11.2023