

ОБЗОР МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖЕСТКОСТИ И ДЕМПФИРОВАНИЯ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

Е.А. Задорожная, zadorozhnaiaea@susu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3504-4738>

Р.Ф. Лисина, _ph_@bk.ru

К.В. Прокопьев, prokopevkv@susu.ru

Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. Турбонаддув двигателей внутреннего сгорания играет важную роль в обеспечении необходимых показателей качества и эффективности. Оценка стабильности работы ротора турбокомпрессора должна быть выполнена еще на стадии проектирования, с учетом характеристик опор. В современной инженерной практике доступный функционал для анализа динамики ротора на опорах скольжения ограничен и, как правило, требует предварительного знания коэффициентов жесткости и демпфирования. Основной целью данной статьи является обзор методов оценки динамических характеристик подшипников скольжения, которые применяются в качестве опор современных турбокомпрессоров. Приведена общепринятая модель схематизации подшипника с масляной смазкой в виде пружин и демпферов с соответствующими характеристиками. В работе представлены описание основных принципов определения коэффициентов жесткости и демпфирования. Приведены описания коммерческих программных комплексов для решения данного типа задач. Обозначены основные типы подшипников скольжения, для которых возможен анализ динамических характеристик. Также отражены основные методы, применяемые современными учеными при оценке коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников скольжения различных типов. Сформулированы основные пробелы современных исследований. Приведен недостаток общепринятого подхода к оценке динамических характеристик, на основании чего обозначена цель дальнейших изысканий. Современные турбокомпрессоры даже при работе на стационарных режимах могут подвергаться ударным нагрузкам, вибрациям с большими амплитудами, которые неизбежно влекут за собой большие отклонения ротора, не соответствующие предположению малых орбит вокруг положения равновесия. Данное обстоятельство ставит вопрос о ином подходе к определению коэффициентов жесткости, который может быть основан на комбинации линеаризации силы в положении равновесия и дополнительной математической моделью, описывающей область больших смещений, которая будет коррелировать с результатами нелинейного анализа.

Ключевые слова: подшипники скольжения, динамические характеристики, коэффициенты жесткости и демпфирования, турбокомпрессор

Благодарности. Работа выполнена в рамках научного проекта «Разработка и практическое внедрение программного обеспечения для создания цифровых двойников средне- и высокооборотных дизелей специального транспорта», выполняемого ПИИ двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», ЮУрГУ (НИУ).

Для цитирования: Задорожная Е.А., Лисина Р.Ф., Прокопьев К.В. Обзор методов оценки коэффициентов жесткости и демпфирования опор скольжения // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 2. С. 22–39. DOI: 10.14529/engin250203

APPROACHES OF ESTIMATING THE STIFFNESS AND DAMPING COEFFICIENTS OF JOURNAL BEARINGS

E.A. Zadorozhnaya, zadorozhnaiaea@susu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3504-4738>

R.F. Lisina, _ph_@bk.ru

K.V. Prokop'ev, prokopevkv@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. Turbocharging of internal combustion engines plays an important role in providing the appropriate quality and efficiency. The requirement of long-term reliable operation imposes on modern turbocharging systems and this fact has determined the widespread use of journal bearings as supports for the rotor assembly. An assessment of the stability of the turbocharger rotor must be carried out at the design step considering the characteristics of the supports. Nowadays, in engineering practice, the available feature for analyzing the dynamics of a rotor on journal bearings is limited and, as a rule, requires a prior knowledge of the stiffness and damping coefficients. The main purpose of this article is to review the methods offered by present software systems and scientists in evaluation the dynamic characteristics of sliding bearings. Modern turbochargers, even when operating in steady-state modes, can be subject to shock loads, vibrations with large amplitudes, which inevitably entail large rotor deflections that do not advise the assumption of small orbits around the equilibrium position. This circumstance raises the question of a different approach to determining the stiffness coefficients, which can be based on a combination of linearization of the force in the equilibrium position and an additional mathematical model describing the region of large displacements, which will correlate with the results of nonlinear analysis.

Keywords: journal bearings, dynamic characteristics, stiffness and damping coefficients, turbocharger

Acknowledgments. The work was carried out within the framework of the scientific project “Development and practical implementation of software for creating digital twins of medium- and high-speed diesel engines of special transport”, carried out by the advanced engineering school of engine building and special equipment “Heart of the Urals”, South Ural State University (National Research University).

For citation: Zadorozhnaya E.A., Lisina R.F., Prokop'ev K.V. Approaches of estimating the stiffness and damping coefficients of journal bearings. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025;25(2):22–39. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250203

Введение

Подшипники скольжения нашли широкое применение в различных вращающихся машинах, таких как турбины, центробежные насосы, турбонагнетатели и т. д. В частности, их массовое использование имеет место в системах турбонаддува автомобильных, железнодорожных, судовых двигателей [1, 2]. Развитие данной отрасли машиностроения привело к тому, что газотурбинный наддув стал неотъемлемой структурной единицей двигателя внутреннего сгорания, которая в значительной степени определяет его эффективность и качество. Условия работы турбокомпрессора, как правило, включают широкий диапазон частоты вращения ротора и длительный ресурс (десятки тысяч часов) [3]. В связи с этим эксплуатационная надежность является одним из главных требований, предъявляемых к системам турбонаддува. Основным критерием, определяющим работоспособность любого турбокомпрессора, является устойчивое вращение ротора в течение заданного ресурса. На стадии проектирования и разработки надежность работы роторного узла на опорах скольжения оценивается посредством исследования устойчивости движения. Такая оценка предполагает решение задачи движения ротора с учетом гидродинамической силы, возникающей в подшипнике скольжения. При этом гидродинамическая сила может быть учтена как явно, так и неявно – в виде коэффициентов жесткости и демпфирования. Последнее положение относится к области линейной роторной динамики [4], задачами которой являются нахождение критических скоростей и оценка амплитуд вынужденных колебаний.

Оценка стабильности работы ротора турбокомпрессора должна быть выполнена еще на стадии проектирования с учетом характеристик опор. В современной инженерной практике доступный функционал для анализа динамики ротора на опорах скольжения ограничен и, как правило, требует предварительного знания коэффициентов жесткости и демпфирования. Основной целью данной статьи является обзор методов оценки динамических характеристик подшипников скольжения, которые применяются в качестве опор современных турбокомпрессоров.

Методы исследования

Типичная конструкция ротора турбокомпрессора включает (рис. 1): вал 1, колесо компрессора 2, колесо турбины 3, радиальные подшипники скольжения 4, упорный подшипник 5. Радиальные подшипники скольжения могут быть представлены различными конфигурациями. В мало-размерных и высокооборотных турбокомпрессорах обычно используются подшипники с плавающей втулкой (см. рис. 1), или моновтулкой, имеющие два смазочных слоя.

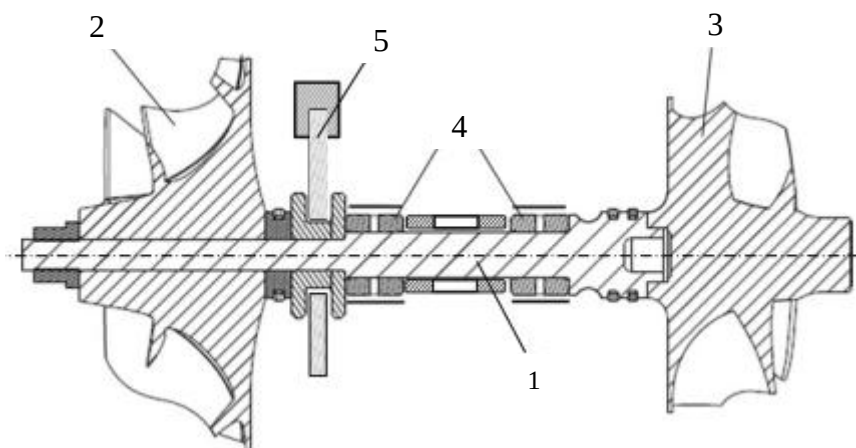


Рис. 1. Поперечный разрез ротора малоразмерного автомобильного турбокомпрессора
Fig. 1. Cross-section of a small automotive turbocharger rotor

В инженерной практике на стадии разработки и проектирования такого роторного узла методы решения задач роторной динамики ограничены доступными инструментами для анализа. Преимущественно одним из доступных является метод конечных элементов (МКЭ), реализованный, как правило, посредством коммерческих программных комплексов. Уравнение движения для вращающегося тела при решении МКЭ представляется в матричной форме и в общем виде записывается следующим образом [5]:

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [C_b]) \cdot \{\dot{q}\} + ([K] + [K_b]) \cdot \{q\} = \{f\}, \quad (1)$$

где $\{q\}$ – вектор перемещения, $\{\dot{q}\}$ – вектор скорости, $\{\ddot{q}\}$ – вектор ускорения, $[M]$ – матрица масс, $[C]$ – общая матрица демпфирования (включающая гироскопическую матрицу и матрицу демпфирования опор $[C_b]$), $[K]$ – общая матрица жесткости (включающая матрицу жесткости опор $[K_b]$), $\{f\}$ – вектор внешней силы.

Входящие в уравнение (1) матрицы жесткости и демпфирования опор являются исходными данными при формировании расчетной модели, элементы которой должны быть известны заранее. Данные матрицы составляются в соответствии с принятым способом представления опоры. Как правило, радиальный подшипник схематизируется пружинами и демпферами, как показано на рис. 2. Матрицы жесткости и демпфирования содержат по 4 элемента:

$$[K_b] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{yx} \\ k_{xy} & k_{yy} \end{bmatrix}, [C_b] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{yx} \\ c_{xy} & c_{yy} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $k_{xx}, k_{yy}, c_{xx}, c_{yy}$ – прямые коэффициенты жесткости и демпфирования; $k_{xy}, k_{yx}, c_{xy}, c_{yx}$ – поперечные (диагональные) коэффициенты жесткости и демпфирования.

Коэффициенты жесткости k и демпфирования c называются динамическими характеристиками [6], которые для подшипника скольжения представляют собой частные производные проекций гидродинамической силы F (рис. 3) по соответствующим направлениям [7, 8]:

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \frac{\partial F_x}{\partial x}, & k_{yy} &= \frac{\partial F_y}{\partial y}, & k_{xy} &= \frac{\partial F_x}{\partial y}, & k_{yx} &= \frac{\partial F_y}{\partial x}; \\ c_{xx} &= \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}}, & c_{yy} &= \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}}, & c_{xy} &= \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}}, & c_{yx} &= \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где F_x, F_y – проекции гидродинамической силы на соответствующие оси координат.

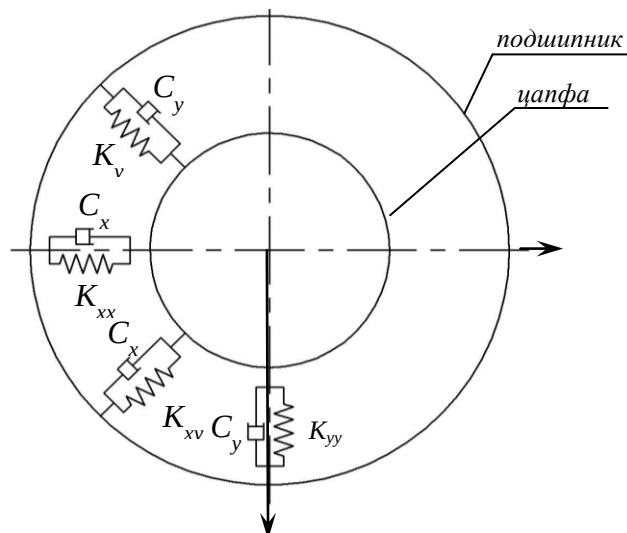


Рис. 2. Схематизация динамической системы ротор – подшипник с пружинами и демпферами
Fig. 2. Schematic representation of the rotor – bearing dynamic system with springs and dampers

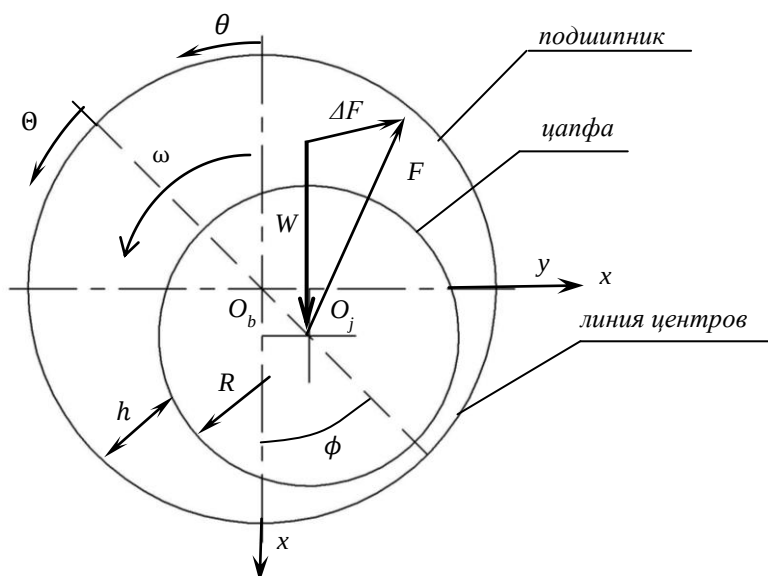


Рис. 3. Сечение цилиндрического подшипника скольжения
Fig. 3. Section of cylindrical plain bearing

Гидродинамическая сила $\bar{F}$ является равнодействующей давления p , создаваемого смазочным слоем:

$$\bar{F} = -R \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot d\theta dz, \quad (4)$$

где L – осевая длина подшипника, θ_1, θ_2 – начальный и конечный углы приложения давления (зависят от принятых граничных условий).

Распределение давления p в тонком смазочном слое, в свою очередь, является результатом решения уравнения Рейнольдса, которое для идеального цилиндрического подшипника скольжения, смазываемого несжимаемой жидкостью, в цилиндрической системе координат имеет вид

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12 \cdot \mu} \frac{\partial p(z, \theta)}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12 \cdot \mu} \frac{\partial p(z, \theta)}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (5)$$

где μ – динамическая (абсолютная вязкость), ω – угловая скорость, h – толщина смазочного слоя, t – время. Таким образом, оценка динамических характеристик подшипника скольжения невозможна без решения основного уравнения гидродинамической теории смазки.

Возникающая при движении цапфы в пространстве зазора поддерживающая сила $\bar{F}$ имеет нелинейный характер изменения в зависимости от перемещений [5, 9]. При движении ротора коэффициенты жесткости и демпфирования опор являются коэффициентами, отражающими изменение этой силы смазочного слоя в зависимости от перемещений шипа в опоре. Такое представление называется *линеаризацией* силы, а уравнение движения (1), где гидродинамическая сила учитывается данным образом, называется линеаризованным:

$$F_x = k_{xx} \cdot x + k_{xy} \cdot y + c_{xx} \cdot \dot{x} + c_{xy} \cdot \dot{y}, \quad F_y = k_{yy} \cdot y + k_{yx} \cdot x + c_{yy} \cdot \dot{y} + c_{yx} \cdot \dot{x}. \quad (6)$$

В настоящее время общепринятым считается подход, когда динамические характеристики подшипников определяются на основании предположения прецессии ротора относительно положения статического равновесия (линеаризация относительно точки статического равновесия). При движении цапфы, нагруженной силой $\bar{W}$ в пространстве зазора подшипника, возникает гидродинамическая сила $\bar{F}$ (см. рис. 3) Вектор силы $\bar{F}$ имеет постоянную составляющую $\bar{F}_0$, обусловленную постоянно действующей нагрузкой, и переменную (дополнительную) $\Delta \bar{F}$:

$$\bar{F} = \bar{F}_0 + \Delta \bar{F}. \quad (7)$$

Постоянная составляющая силы $\bar{F}_0$ имеет место в точке статического равновесия, где выполняется следующее условие:

$$\bar{F}_0 = \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -W_x \\ -W_y \end{Bmatrix}. \quad (8)$$

В данном случае динамические характеристики выражают зависимость дополнительной гидродинамической силы ΔF при смещениях цапфы от точки статического равновесия на величины $\Delta x, \Delta y, \Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$. Силы ΔF_x и ΔF_y , действующие на цапфу, при этом определяются с помощью линеаризации в положении равновесия разложением в ряд Тейлора первого порядка:

$$F_x = F_{x0} + \Delta F_x = F_{x0} + \left(\frac{\partial F_x}{\partial x} \right)_0 \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial F_x}{\partial y} \right)_0 \cdot \Delta y + \left(\frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{y} = F_{x0} + k_{xx} \cdot \Delta x + k_{xy} \cdot \Delta y + c_{xx} \cdot \Delta \dot{x} + c_{xy} \cdot \Delta \dot{y}. \quad (9)$$

$$F_y = F_{y0} + \Delta F_y = F_{y0} + \left(\frac{\partial F_y}{\partial y} \right)_0 \cdot \Delta y + \left(\frac{\partial F_y}{\partial x} \right)_0 \cdot \Delta x + \left(\frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{y} + \left(\frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \right)_0 \cdot \Delta \dot{x} = F_{y0} + k_{yy} \cdot \Delta y + k_{yx} \cdot \Delta x + c_{yy} \cdot \Delta \dot{y} + c_{yx} \cdot \Delta \dot{x}. \quad (10)$$

Величины $\Delta x, \Delta y, \Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$ в такой постановке задачи являются бесконечно малыми. При движении шейки вала вокруг положения равновесия координаты центра цапфы вала изменяются на $\Delta x, y$, возникает дополнительное давление Δp . При этом с использованием разложения Тейлора первого порядка «возмущенное» гидродинамическое давление и толщина смазочного слоя составляют (рис. 4)

$$p = p_0 + \Delta p = p_0 + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 \Delta x + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)_0 \Delta y + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right)_0 \Delta \dot{y} = p_0 + p_x \cdot \Delta x + p_y \cdot \Delta y + p_{\dot{x}} \cdot \Delta \dot{x} + p_{\dot{y}} \cdot \Delta \dot{y}, \quad (11)$$

$$h = c + x \cdot \cos \theta + y \cdot \sin \theta = h_0 + \Delta x \cdot \cos \theta + \Delta y \cdot \sin \theta. \quad (12)$$

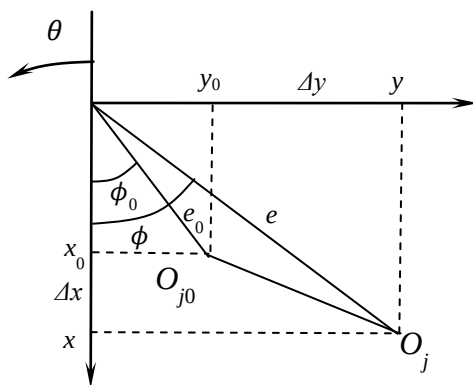


Рис. 4. Положение центра цапфы в статическом равновесии и при отклонении
Fig. 4. Position of the center of the journal in static equilibrium and during deflection

Подстановка значений (11), (12) в уравнение (5) преобразует последнее в систему пяти дифференциальных уравнений, решение которых позволяет получить «возмущенное» давление:

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h_0^3}{12 \mu} \frac{\partial p_i}{\partial \theta} + f_i \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_0^3}{12 \mu} \frac{\partial p_i}{\partial z} + g_i \right) = 0, \quad i = 0, \Delta x, \Delta y, \Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}, \quad (13)$$

$$f_0 = -\frac{\omega}{2} \frac{\partial h_0}{\partial \theta}, \quad g_0 = 0, \quad (14)$$

$$f_{\Delta x} = \left(\frac{h_0^2}{4 \mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} - \frac{1}{2} \omega \right) \cos \theta, \quad g_{\Delta x} = \left(\frac{h_0^2}{4 \mu} \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) \cos \theta, \quad (15)$$

$$f_{\Delta y} = \left(\frac{h_0^2}{4 \mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} - \frac{1}{2} \omega \right) \sin \theta, \quad g_{\Delta y} = \left(\frac{h_0^2}{4 \mu} \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) \sin \theta, \quad (16)$$

$$f_{\Delta \dot{x}} = -\cos \theta, \quad g_{\Delta \dot{x}} = 0, \quad (17)$$

$$f_{\Delta \dot{y}} = -\sin \theta, \quad g_{\Delta \dot{y}} = 0. \quad (18)$$

Коэффициенты жесткости в форме уравнений линеаризованной силы (9), (10) являются интегральными значениями «возмущенного» давления:

$$k_{xx} = -R \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_{\Delta x} \cdot \cos \theta \, d\theta dz, \quad k_{yx} = -R \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_{\Delta x} \cdot \sin \theta \, d\theta dz \quad (19)$$

$$k_{xy} = -R \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_{\Delta x} \cdot \cos \theta \, d\theta dz, \quad k_{yy} = -R \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_{\Delta x} \cdot \sin \theta \, d\theta dz \quad (20)$$

Аналогично вычисляются коэффициенты демпфирования. В теории дифференциальных уравнений данный метод решения носит название решения по малому параметру или метод малых возмущений [10]. Классическое описание определения динамических характеристик подшипников скольжения с использованием данного подхода представлено в работе [11]. Полученные таким образом коэффициенты жесткости и демпфирования рекомендованы стандартами API RP 684 [12] и ISO TS 31657-1: 2020 [13] для использования в задачах роторной динамики. Принцип линеаризации гидродинамической силы в точке статического равновесия положен в основу коммерческих расчетных программ, которые могут быть использованы для получения коэффициентов жесткости и демпфирования. Их краткое описание будет представлено далее.

Dyrobex (Dynamics of Rotor-Bearing System) [14] представили программный комплекс, разработанный для решения задач роторной динамики. Комплекс имеет встроенный модуль *BePerf* [15] (*Bearing Performance*) для анализа статических и динамических характеристик подшипников скольжения (в том числе и на газовой смазке). В комплексе *Dyrobex Beperf* доступны для анализа следующие типы подшипников: цилиндрические (*plain journal bearing*), клиновые (*fixed-lobe bearing*), подшипник с самоустанавливающимися сегментами (*titling pad bearing*), подшипник с плавающей втулкой (*floating ring bearing*) и др. (рис. 5).

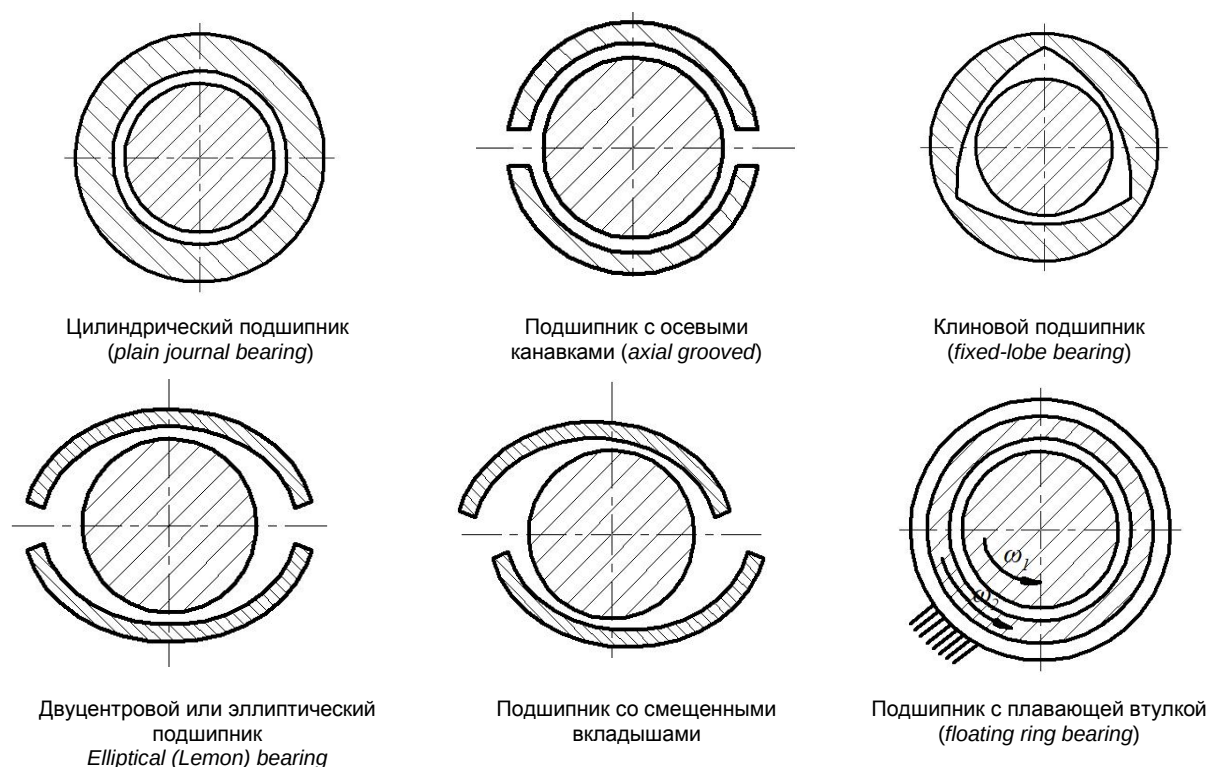


Рис. 5. Основные типы подшипников, доступные для анализа [15]

Fig. 5. Main types of bearings available for analysis [15]

Статические характеристики подшипников определяются в положении равновесия *Dyrobex Beperf*, когда внешняя нагрузка уравновешена давлением смазки. При этом распределение давления определяется решением уравнения Рейнольдса в положении стационарного равновесия (производные по времени равны нулю) [16]:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(G_{\bar{x}} \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(G_{\bar{y}} \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial \bar{x}}, \quad (21)$$

где $\bar{x} = R \cdot \theta$, $\bar{y}$ – осевая координата, $U = \omega \cdot R$ – окружная скорость.

Данное уравнение дополнено коэффициентами турбулентности потока в окружном и осевом направлениях $G_{\bar{x}}, G_{\bar{y}}$ (предложенные Константиnescу [17]), которые для турбулентного потока равны

$$\frac{1}{G_{\bar{x}}} = 12 + 0,0136 \cdot Re^{0,90} \quad (22)$$

$$\frac{1}{G_{\bar{y}}} = 12 + 0,00043 \cdot Re^{0,99}, \quad (23)$$

где $Re = \frac{\rho \cdot U \cdot h}{\mu}$ – число Рейнольдса. Для ламинарного течения $G_{\bar{x}} = G_{\bar{y}} = 1/12$. Динамические характеристики определяются методом линеаризации гидродинамического давления в окрестности положения равновесия (разложением в ряд Тейлора первого порядка).

DynamicsR4 [18] программный продукт ООО «Альфа-Транзит», который разработан для решения широкого круга линейных и нелинейных задач роторной динамики. Имеет встроенный модуль *DynFB*, разработанный для расчета статических и динамических характеристик подшипников скольжения [19, 20], подход к оценке последних аналогичен *Dyrobess Beperff*. Математическая модель гидродинамической смазки подшипника скольжения также основана на уравнении Рейнольдса (решается методом конечных разностей), модифицированном в соответствии с моделью турбулентности Константинеску, и уравнении сохранения энергии для течения жидкости в тонких пленках.

Аналогичный *Dyrobess, DinamicsR4* подход к определению коэффициентов жесткости и демпфирования реализован в программном комплексе *COMSOL*: модуль роторной динамики [21]. Программный продукт *Ansys Mechanical* содержит элемент *FLUID218* для оценки динамических характеристик подшипника скольжения в заданном пользователем положении равновесия [22].

Произвести анализ характеристик подшипника скольжения возможно, используя программный комплекс *Amesim*, который позволяет моделировать и анализировать процессы в мультидисциплинарных системах. *Amesim* содержит библиотеку *Hydraulic Resistance* с встроенной моделью цилиндрического подшипника скольжения. Математическая модель расчета характеристик подшипника в *Amesim* основана на методе подвижности [23], не требующем решения уравнения Рейнольдса, когда эксцентриситет вала определяется дифференциальным уравнением:

$$\frac{d\bar{e}}{dt} = \frac{|F| \cdot \left(\frac{C}{R}\right)^2}{\mu LD} \cdot \bar{M} + \bar{\omega} \cdot \bar{e},$$

где $\bar{M}$ – вектор подвижности, компоненты которого являются функцией эксцентриситета и размера подшипника $M = M(e; L/D)$. В зависимости от отношения длины подшипника к его диаметру доступны три типа решения *Ocvirk* ($L/D < 1/8$), *Goenka* ($1/4 < L/D < 1$), *Warner-Sommerfeld* ($L/D > 1$) [24, 25]. Определение динамических характеристик возможно после вычисления положений вала для разных величин и направлений внешней нагрузки с использованием пересчета.

Анализ методов

Линеаризация гидродинамических сил в положении статического равновесия является доминирующим подходом для вычисления коэффициентов жесткости и демпфирования. Такой вывод можно сделать на основании данных таблицы, где в краткой форме изложены способы учета характеристик опор скольжения [26–47]. В работе [26] данный метод используется для оценки динамических характеристик цилиндрического подшипника с учетом непараллельности осей цапфы и корпуса. Метод линеаризации сил может быть применен для подшипника скольжения любой конфигурации, если для него возможно составить и решить систему уравнений, аналогичную (13)–(18): в положении статического равновесия и в возмущенном состоянии [27, 38, 40, 46]. В исследовании [27] оцениваются динамические параметры текстурированного подшипника с помощью данного метода, в [38] – для двухслойного подшипника с плавающей втулкой, в [46] – для трехклинового и эллиптического.

Линеаризация силы методом разложения в ряд Тэйлора возможна с учетом членов ряда высших порядков малости. Коэффициенты демпфирования и жесткости, полученные таким способом, называются динамическими характеристиками второго и третьего порядка. Алгоритм вычисления коэффициентов второго и третьего порядка для идеального цилиндрического подшипника скольжения представлен в работах [32–34], где проведено сравнение их с коэффициентами первого порядка.

Аналитические подходы к определению коэффициентов жесткости и демпфирования также не теряют своей актуальности. В работе [28] представлен способ расчета динамических характеристик цилиндрического подшипника скольжения с относительной длиной от 0,5 до 2,0 на основании полиномиальной аппроксимации точных решений для короткого, длинного подшипника и решения Нгуена – Шафера [48]. Скорректированные характеристики сравнивались с характеристиками, полученными в результате решения уравнения Рейнольдса методом конечных разностей. Полиномиальная аппроксимация аналитических решений для динамических характеристик получила дальнейшее развитие применительно к подшипникам с плавающей втулкой [30]. Однако сравнение результатов анализа моделирования разгона ротора с аппроксимированными значе-

ниями коэффициентов и нелинейными силами (полученными при решении уравнения Рейнольдса на каждом шаге интегрирования) привело больше к качественному совпадению. Несмотря на недостатки, самостоятельно отмеченные авторами исследования [30], теория короткого подшипника применяется и далее при анализе динамики ротора на подшипниках с плавающей втулкой [31]. Также для подшипников с двумя смазочными слоями коэффициенты жесткости могут быть эквивалентными как для двух слоев сразу [38], так и отдельными для каждого слоя [36, 37], последний подход является предпочтительным на основании результатов исследования [28].

Сравнительный анализ методов оценки динамических характеристик подшипников скольжения
Comparative analysis of methods for assessing the dynamic characteristics of plain bearings

Автор	Тип подшипника	Предлагаемый метод оценки динамических характеристик	Учет влияния специальных факторов
X. Sun, K.K. Sepahvand (2021) [26]	Идеальный цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	Учитывается перекос вала относительно подшипника
L. Smolik, J. Rendl, M. Omasta, M. Byrtus и др. [27]	Текстурированный цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	
S. Dyk, J. Rendl, M. Byrtus, L. Smolik (2018) [28]	Идеальный гладкий цилиндрический	Коэффициенты, рассчитанные по теории короткого подшипника, решения Нгуена – Шаффера, полиномиальная коррекция аналитических решений	
L. Smolik, J. Rendl, S. Dyk, P. Polach, M. Hajzman (2018) [29]	Идеальный гладкий цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	–
S. Dyk, L. Smolik, J. Rendl (2018) [30]	Подшипник с плавающей втулкой, идеальные гладкие поверхности	Коэффициенты, рассчитанные по теории короткого подшипника. Рассмотрено 9 типов линеаризации гидродинамических сил	Учет массы и скорости плавающей втулки
L. Smolik (2023) [31]	Подшипник с плавающей втулкой, идеальными гладкими поверхностями, внутренний и внешний слой сообщаются через единственное отверстие	Коэффициенты жесткости, полученные с использованием теории короткого подшипника	
H. Sayed, T.A. El-Sayed (2022) [32]	Идеальный гладкий цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 2-го порядка	Учитывается влияние корпуса подшипника (масса на пружинах)
O. Ahmed, T.A. El-Sayed, H. Sayed (2023) [33]	Идеальный гладкий цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 2-го порядка	Учитывается влияние корпуса подшипника (масса на пружинах)

Продолжение таблицы
Table (Cont.)

Автор	Тип подшипника	Предлагаемый метод оценки динамических характеристик	Учет влияния специальных факторов
H. Sayed, T.A. El-Sayed (2022) [34]	Идеальный гладкий цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 3-го порядка	
T.A. El-Sayed, M.I. Friswell, H. Sayed (2022) [35]	Идеальный цилиндрический подшипник скольжения	Коэффициенты демпфирования учитываются линеаризацией силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	
Y. Zhang, W. Wang, D. Wei, G. Wang, J. Xu, K. Liu (2022) [36]	Подшипник с плавающей втулкой, слои сообщаются между собой через 4 отверстия	Радиальные и тангенциальные коэффициенты, вычисленные как частные производные гидродинамической силы в положении равновесия	Учитываются изменения толщины смазочного слоя за счет температурных деформаций. Тип смазки – неньютоновская. Масса кольца учитывается
Y. Zhang, W. Wang, D. Wei, и др. (2022) [37]	Подшипник с плавающей втулкой, слои сообщаются между собой через 4 отверстия	Радиальные и тангенциальные коэффициенты, вычисленные как частные производные в положении равновесия	Учитываются изменения толщины смазочного слоя вследствие температурных деформаций. Тип смазки – неньютоновская. Масса кольца учитывается
Z. Xie, W. Zhu (2022) [38]	Подшипник с плавающей втулкой	Коэффициенты жесткости, полученные линеаризацией силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка с вычислением эквивалентного коэффициента жесткости для двух слоев	Учет шероховатости поверхности, учет температурного режима смазочного слоя
C. Chen, J. Jing, J. Cong, Z. Dai (2018) [39]	Цилиндрический подшипник с двумя осевыми канавками	Оценка динамических коэффициентов на основании двух расчетов: статического расчета и гармонического отклика на дисбаланс	
H.U. Jamali, H.S. Sultan (2023) [40]	Цилиндрический подшипник с разными формами фаски	Коэффициенты жесткости получены линеаризацией в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	Перекас вала в подшипнике (жесткий ротор)
A. Wang, Y. Bi, X. Cheng (2022) [41]	Цилиндрический	Коэффициенты жесткости и демпфирования оцениваются на основании метода непрерывного динамического анализа, который предлагается для применения в ходе эксплуатации роторного узла	

Автор	Тип подшипника	Предлагаемый метод оценки динамических характеристик	Учет влияния специальных факторов
R. Reddy, M.J. Srinivas (2022) [42]	Подшипник с плавающей втулкой	Поиск коэффициентов подшипника производится на основании алгоритма роевой оптимизации, где целевой функцией выступает погрешность определения амплитуд с линеаризованными коэффициентами и силами по теории короткого подшипника	
J. Yang, R. Zhu, H.P. Lee (2022) [43]	Цилиндрический	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	Учет шероховатости поверхности шипа и подшипника
M.I. Sadiq, W. Aizon, W. Ghopa, M.Z. Nuawi, M.R. Rasani, N.K. Khamis, M.R.A. Mansor [44]	Цилиндрический	Аналитическое извлечение коэффициентов демпфирования и жесткости выполняется на основе экспериментальных данных динамической вязкости при различных температурах	В работе биомасла (рапсовое, пальмовое, олеиновое и соевое) оцениваются с точки зрения их динамических характеристик по сравнению с минеральным смазочным материалом SAE40 для подшипников скольжения.
L. Zhang, X. Zhang, H. Xu [45]	Радиальный	Изменение жесткости и коэффициента демпфирования масляной пленки достигается методом регулировки зазора	Регулировка радиального зазора реализуется через механический передаточный механизм
L. Zhang, X. Zhang, H. Xu (2022) [45]	Эллиптический подшипник с регулируемым радиальным зазором	Коэффициенты жесткости и демпфирования, полученные по теории короткого подшипника	
C.A.A. Viana, D.S. Alves, T.H. Machad (2022) [46]	Эллиптический и трехклиновой	Линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия разложением в ряд Тейлора 1-го порядка	
D. Pérez-Vigueras, J. Colín-Ocampo, A. Blanco-Ortega, R. Campos-Amezcuа и др. (2023) [47]	Цилиндрический	Коэффициенты жесткости оцениваются методами вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamic) с использованием алгоритма интеграции жидкой среды и твердого тела (Fluid Structure interaction)	

В целом аналитические выражения коэффициентов жесткости и демпфирования предоставляют очевидное преимущество в виде низких вычислительных затрат, которые актуальны, например, на стадии прикидочных расчетов, как в работе [44]. Также готовые решения позволяют использовать алгоритмы оптимизации, как в [42], где описывается теория короткого подшипника для опоры с плавающей втулкой. Однако такие аналитические решения не всегда адекватно отражают динамические свойства смазочного слоя, на что указано авторами в работе [30] применительно именно к подшипнику с плавающей втулкой. Стоит отметить тенденцию современных ученых к попыткам разработать «непрерывную расчетную модель» с помощью формирования

базы данных значений динамических коэффициентов [35], которую можно связать с анализом движения ротора, что позволяет снизить вычислительные затраты.

Также для оценки динамических характеристик используются методы вычислительной гидродинамики (CFD) с применением интерфейса интеграции жидкой среды и твердого тела (FSI – *Fluid Solid Interaction*) в нестационарной постановке. В обзоре [47] приведен пример анализа цилиндрического подшипника скольжения в *Ansys Fluent*, где изменение положения вала и геометрии смазочного слоя производится с помощью алгоритма перестраивающихся сеток, а коэффициенты жесткости вычисляются с применением пользовательских функций. Данный подход имеет крайне высокие вычислительные затраты, хотя его возможно применить к любому типу подшипника скольжения.

Выводы

Оценка характеристик жесткости и демпфирования подшипников скольжения является, несомненно, актуальной задачей, которая решается многими современными учеными и техническими специалистами по-разному. На основании произведенного обзора современных исследований в данной области можно сделать следующие выводы:

- объектом изучения большинства работ по оценке динамических характеристик становятся идеальные цилиндрические подшипники, которые имеют один смазочный слой;
- основным методом оценки динамических характеристик подшипников скольжения являются готовые аналитические зависимости и линеаризация гидродинамической силы в положении статического равновесия (метод реализован в коммерческих программных комплексах);
- аналитические решения для оценки коэффициентов жесткости и демпфирования подшипников с несколькими смазочными слоями (конструкция, аналогичная представленной на рис. 1), основанные на теории короткого подшипника, при дальнейшем использовании в задачах роторной динамики дают лишь качественное совпадение с нестационарным нелинейным расчетом;
- в современных исследованиях по оценке динамических коэффициентов не рассматривается конструкция с плавающей/качающейся моноштулкой;
- представленные исследования не отражают влияния особенностей конструкции подшипника, таких как канавки, технологические отверстия, на коэффициенты жесткости;
- для подшипника с плавающей втулкой (и моноштулкой) непроработанными остаются вопросы влияния теплового расширения и изгиба вала (вызывающего поворот плавающей втулки) на гидродинамическую силу и ее коэффициенты;
- в работе [41] отмечен факт изменения жесткости подшипникового узла в ходе эксплуатации вследствие износа, что является возможным направлением в анализе и прогнозировании характеристик жесткости и демпфирования;
- недостаточно разъясненным остается подход к оценке характеристик жесткости и демпфирования подшипников на основании нестационарного нелинейного расчета, который по сути является обратной задачей, но бывает необходим.

Несмотря на тот факт, что общепринятым подходом к оценке динамических характеристик подшипников скольжения является линеаризация в положении статического равновесия, рекомендации к их использованию в анализе динамики ротора всегда включают примечания, общая суть которых сводится к границам применимости данной теории. Стандарт API RP 584 [11] обращает внимание, что линеаризованные коэффициенты используются для описания движения с малыми амплитудами относительно стационарного положения равновесия и при перемещениях вала, составляющих 80 % от зазора, возникают нелинейные эффекты, которые могут быть значительными. В [10] приведено более жесткое ограничение по амплитудам движения – не выше 50 % от зазора. Похожие примечания можно найти в [4, 5, 9, 30] и др.

Современные турбокомпрессоры даже при работе на стационарных режимах могут подвергаться ударным нагрузкам, вибрациям с большими амплитудами, которые неизбежно влекут за собой большие отклонения ротора, не соответствующие предположению малых орбит вокруг положения равновесия. Данное обстоятельство ставит вопрос о ином подходе к определению коэффициентов жесткости, который может быть основан на комбинации линеаризации силы в положении равновесия и дополнительной математической моделью, описывающей область больших смещений, которая будет коррелировать с результатами нелинейного анализа.

Список литературы

1. Шестаков Д.С., Солнцев Д.М. Турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания. Атлас конструкций. Екатеринбург: УрФУ, 2014. 384 с.
2. Ханин Н.С., Аболтин И.В., Лямцев Б.Ф. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. М.: Машиностроение, 1991. 336 с.
3. TPR56-F67: Operation Manual / ABB Turbo Systems. Switzerland, 2019. URL: <https://www.manualslib.com/manual/1665314/Abb-Tpr56-F67.html> (дата обращения 21.01.2025)
4. Genta G. Dynamics of Rotating Systems. Springer New York, 2005. P. 658. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/0-387-28687-X>. Режим доступа: локальная сеть ЮУрГУ.
5. Kramer E. Dynamics of Rotors and Foundations. Springer Berlin, 1993. P. 384. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/0-387-28687-X>. Режим доступа: локальная сеть ЮУрГУ.
6. Вибрации в технике: справочник: в 6 т. Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 544 с.
7. Позняк Э.Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов // Колебания валов на масляной плёнке: сборник статей. М.: Наука, 1968. С. 10–38.
8. Lund J. W., Sternlicht B. Rotor-bearing dynamics with emphasis on attenuation // Journal of Basic Engineering. 1962. Vol. 84, no. 4. P. 491–498. DOI: 10.1121/1.1936763.
9. Muszynska A. Rotordynamics. CRC Press, 2005. P. 1128.
10. Тихонов А.Н., Васильева А.Б., Свешников А.Г. Дифференциальные уравнения: учеб. для вузов. 4-е изд. М.: Физматлит, 2005. 256 с.
11. Lund J. W., Thomsen K. K. A calculation method and data for the dynamic coefficients of oil-lubricated journal bearings // Topics in fluid film bearing and rotor bearing system design and optimization. 1978. P. 1–28.
12. API RP 684. API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing. American Petroleum Institute, 2005 (reaffirmed 2010). 320 p.
13. ISO/TS 31657-1:2020 Plain bearings – Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions. Part 1: Calculation of multi-lobed and tilting pad journal bearings.
14. Dyrobes Rotor: User Manual. URL: https://dyrobes.com/help1800/Rotor_1800c.pdf (дата обращения: 24.12.2024).
15. Dyrobes BePerf: User Manual. URL: https://dyrobes.com/help1800/BePerf_1800c.pdf (дата обращения: 24.12.2024).
16. Wen J.C., Gunter E.J. Introduction to Dynamics of rotor-bearing systems. Trafford, 2007. 469 p.
17. Константиnescу В.Н. Газовая смазка / под ред. М.В. Коровчинского. М.: Машиностроение, 1968. 709 с.
18. Программная система для анализа роторной динамики турбомашин Dinamics R4. Руководство пользователя. М.: Научно-технический центр «Альфа-транзит», 2024. URL: <https://rotordynamics.ru/wp-content/uploads/obuchenie-rukovodstvo-polzovatelya.pdf> (дата обращения: 20.11.2024).
19. Шапошников К.В., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К. Выбор конфигурации самоустанавливающегося сегментного радиального подшипника скольжения по результатам параметрического и ротординамического анализа. Часть 1 // Тяжелое машиностроение. 2024. № 3. С. 29–37.
20. Леонтьев М.К., Дегтярев С.А., Кутаков М.Н. Анализ динамики турбомашин с подшипниками скольжения на этапе проектирования // Газотурбинные технологии. 2019. № 7(166). С. 10–18.
21. Comsol documentation. URL: <https://doc.comsol.com/6.3/docserver/#!/com.comsol.help.comsol/helpdesk/helpdesk.html> (дата обращения: 10.01.2025). Режим доступа: для зарегистрир. пользователей.
22. Baumann K., Freund H. Modelling and Simulation of Aerodynamic Cylindrical Bearings Using ANSYS Hydrodynamic Bearing Element Type // Vehicles. 2023. Vol. 5. P. 118–1132. DOI: 10.3390/vehicles5030061
23. Booker J.F. Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution // Journal of Basic Engineering. 1965. Vol. 87, no. 3. P. 537–546.
24. Goenka P.K. Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings // Journal of Tribology. 1984. Vol. 106(4). P. 421–427.

25. Dubois G.B., Ocvirk F.W. Analytical derivation and experimental evaluation of short-bearing approximation for full journal bearing // NACA report № 1157. 1953. URL: <https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc60530/m1/3/> (дата обращения: 24.02.2025).
26. Sun X., Kian K., Marburg S. Stability analysis of rotor-bearing systems under the influence of misalignment and parameter uncertainty // Applied Science. 2021. Vol. 11, № 7918. DOI: 10.3390/app11177918
27. Smolík L., Rendl J., Omasta M., Byrtus M., Šperka P., Polach P., Hartl M., Hajžman M. Comprehensive analysis of fluid-film instability in journal bearings with mechanically indented textures // Journal of Sound and Vibration. 2023. Vol. 546, no. 117454. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117454
28. Dyk S., Rendl J., Byrtus M., Smolík L. Dynamic Coefficients and Stability Analysis of Finite-length Journal Bearings Considering Approximate Analytical Solutions of the Reynolds Equation // Tribology International. 2018. Vol. 110. P. 229–244. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.09.011
29. Smolík L., Rendl J., Dyk S., Polach P., Hajzman M. Threshold stability curves for a nonlinear rotor-bearing system // Journal of Sound and Vibration. 2019. Vol. 442. P. 698–713. DOI: 10.1016/j.jsv.2018.10.042
30. Dyk S., Smolík L., Rendl J. Predictive capability of various linearization approaches for floating-ring bearings in nonlinear dynamics of turbochargers // Mech. Mach. Theory. 2020. No. 149. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103843
31. Smolík L., Dyk S., Rendl J. Role of dynamic unbalance in dynamics of turbocharger rotors // International Journal of Mechanical Sciences. 2023. Vol. 249. No. 108237. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108237
32. Sayed H., El-Sayed T.A. Nonlinear dynamics and bifurcation analysis of journal bearings based on second order stiffness and damping coefficients // International Journal of Non-Linear Mechanics. 2022. Vol. 142. No. 103972. DOI: 10.1016/j.ijnonlinmec.2022.103972
33. Ahmed O., El-Sayed T.A., Sayed H. Finite element analyses of rotor/bearing system using second-order journal bearings stiffness and damping coefficients // Journal of Vibration and Control. 2023. Vol. 30(17-18). P. 1–24. DOI: 10.1177/10775463231204388
34. El-Sayed T.A., Sayed H. Bifurcation analysis of rotor/bearing system using third-order journal bearing stiffness and damping coefficient // Nonlinear Dyn. 2022. Vol. 107. P. 123–151. DOI: 10.1007/s11071-021-06965-4
35. Sayed H., El-Sayed T.A. A novel method to evaluate the journal bearing forces with application to flexible rotor model // Tribology International. 2022. Vol. 173. No. 107593. DOI: 10.1016/j.triboint.2022.107593
36. Zhang Y., Wang W., Wei D., Wang G., Xu J., Liu K. Dynamic stability of unbalance-induced vibration in a turbocharger rotor-bearing system with the nonlinear effect of thermal turbulent lubricating fluid film // Journal of Sound and Vibration. 2022. Vol. 528. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.116909
37. Zhang Y., Wang W., Wei D., Wang G., Xu J., Liu K. Coupling analysis of tribological and dynamical behavior for a thermal turbulent fluid lubricated floating ring bearing-rotor system at ultra-high speeds // Tribology International. 2022. Vol. 165. No. 107325. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107325
38. Xie Z., Zhu W. An investigation on the lubrication characteristics of floating ring bearing with consideration of multi-coupling factors // Mechanical Systems and Signal Processing. 2022. Vol. 162. No. 108086. DOI: 10.1016/j.ymssp.2021.108086
39. Chen C., Jing J., Cong J., Dai Z. Identification of dynamic coefficients in circular journal bearings from unbalance response and complementary equations // Journal of engineering Tribology. 2018. Vol. 233(8). P. 1–13. DOI: 10.1177/1350650118818345
40. Jamali H.U., Sultan H.S., Abdullah O.I. Effect of Chamfer Form and Parameters on the Characteristics of Finite Length Journal Bearing under Impact Load // Lubricants. 2023. Vol. 11. No. 73. DOI: 10.3390/lubricants110200
41. Wang A., Cheng Y.B.X., Yang J., Meng G., Xia Y., Feng Y. Continuous Rotor Dynamics of Multi-Disc and Multi-Span Rotor: A Theoretical and Numerical Investigation on the Identification of Bearing Coefficients from Unbalance Responses // Applied Science. 2022. Vol. 12. No. 4251. DOI: 10.3390/lubricants11020073

42. Mutra R.R., Srinivas J. An optimization based identification study of cylindrical floating ring journal bearing system in automotive turbochargers // *Meccanica*. 2022. Vol. 57. P. 1193–1211. DOI: 10.1007/s11012-022-01507-7
43. Yang J., Zhu R., Lee H.P. Steady state and dynamic performances of journal bearing based on rough surface reconstruction technology // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2022. Vol. 44. No. 347. DOI: 10.1007/s40430-022-03648-y
44. Sadiq M.I., Aizon W., Ghopa W., Nuawi M.Z., Rasani M.R., Khamis N.K., Mansor M.R.A. Investigation of stiffness and damping coefficients in fluid film bearing with bio-oils and mineral-based oil // *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. P. 419–429. DOI: 10.1016/j.egy.2022.07.020
45. Zhang L., Zhang X., Xu H. Restoring the stability of the rotor system by adjusting the radial clearance of the bearing // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2022. Vol. 44. No. 256. DOI: 10.1007/s40430-022-03548-1
46. Viana C.A.A., Alves D.S., Machado T.H. Linear and Nonlinear Performance Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with Different Geometries // *Applied Science*. 2022. Vol. 12. No. 3215. DOI: 10.3390/app12073215
47. Pérez-Vigueras D., Colín-Ocampo J., Blanco-Ortega A., Mazón-Valadez C., Rodríguez-Reyes V.I., Campos-Amezcuá R., Landa-Damas S.J. Fluid Film Bearings and CFD Modeling: A Review // *Machines*. 2023. Vol. 11. No. 1030. DOI: 10.3390/machines11111030
48. Nguyen-Schafer H. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Linear and Nonlinear Rotordynamics – Bearing Design – Rotor Balancing*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.

References

1. Shestakov D.S., Solntsev D.M. *Turbokompressory dlya nadduva dvigateley vnetrennego sgoraniya* [Turbochargers for boosting internal combustion engines]. Atlas konstruktiv. Ekaterinburg, 2014. 384 p.
2. Hanin N.S., Aboltin S. V., Lyamtsev B. F. *Avtomobil'nye dvigateli s turbonadduvom* [Automobile engines with turbochargers]. Moscow, 1991. 336 p.
3. TPR56-F67: Operation Manual / ABB Turbo Systems. Switzerland, 2019. URL: <https://www.manualslib.com/manual/1665314/Abb-Tpr56-F67.html> (accessed 21 January 2025)
4. Genta G. *Dynamics of Rotating Systems*. Springer New York, 2005. P. 658 URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/0-387-28687-X> Accessed: local network of SUSU.
5. Kramer, E. *Dynamics of Rotors and Foundations*. Springer Berlin, 1993. P. 384 URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/0-387-28687-X> Accessed: local network of SUSU.
6. Chelomey V.N. (Ed.) *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik v 6-ti t.* [Vibrations in engineering. Reference book in 6 volumes]. Dimentberg F.M., Kolesnikov K.S. T.3: *Kolebaniya mashin konstruktiv i ikh elementov* [V. 3 Oscillations of machines, structures and their elements]. Moscow, 1980. 544 p.
7. Poznyak E.L. The influence of fluid film in journal bearings on the stability and critical speeds of the high-speed rotors. *Kolebaniya valov na maslyanoy plenke. Sbornik statey*. [Oscillation of shafts on fluid film. Collection of articles]. Moscow, 1968, pp. 10–38. (In Russ.)
8. Lund J.W., Sternlicht B. Rotor-bearing dynamics with emphasis on attenuation. *Journal of Basic Engineering*, 1962, vol. 84, no. 4, pp. 491–498. DOI: 10.1121/1.1936763.
9. Muszynska A. *Rotordynamics*. CRC Press, 2005. P. 1128.
10. Tikhonov A.N., Vasil'eva A.B., Sveshnikov A.G. *Differentsial'nye uravneniya* [Differential equations] Moscow, 2005. 256 p.
11. Lund J.W., Thomsen K.K. A calculation method and data for the dynamic coefficients of oil-lubricated journal bearings. *Topics in fluid film bearing and rotor bearing system design and optimization*. 1978, pp. 1–28.
12. API RP 684. *API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing*. American Petroleum Institute, 2005 (reaffirmed 2010). 320 p.
13. ISO/TS 31657-1:2020 *Plain bearings – Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions*. Part 1: Calculation of multi-lobed and tilting pad journal bearings.
14. Dyrobes Rotor: User Manual. URL: https://dyrobes.com/help1800/Rotor_1800c.pdf (accessed 24.12.2024)

15. Dyrobes BePerf: User Manual. URL: https://dyrobes.com/help1800/BePerf_1800c.pdf (accessed 24.12.2024)
16. Wen J. C., Gunter E.J. *Introduction to Dynamics of rotor-bearing systems*. Trafford, 2007. P. 469.
17. Constantinescu V.N., Korovchinskogo M.V. (Eds.) *Gazovaya smazka (perevod s rumynskogo)* [Gas lubrication (translation from romanian)]. Moscow, 1968. 709 p.
18. *Programmnyaya sreda dlya analiza rotornoy dinamiki turbomachin Dinamics R4. Rukovodstvo pol'zovatelya* [Software environment for rotordynamics analysis of turbomachines Dinamics R4. User manual]. Moscow, 2024. URL: <https://rotordynamics.ru/wp-content/uploads/obuchenie-rukovodstvo-polzovatelya.pdf> (accessed 20 October 2024)
19. Shaposhnikov K.V., Degtyarev S.A., Leontiev M.K. Selection of the configuration of a self-aligning segmental radial plain bearing based on the results of parametric and rotational analysis. Part 1. *Heavy engineering*, 2024, no. 3, pp. 29–37. (In Russ.)
20. Leontiev M.K., Degtyarev S.A., Kutakov M.N. Analysis of the dynamics of turbomachines with plain bearings at the design stage. *Gas turbine technologies*, 2019, no. 7(166), pp. 10–18. (In Russ.)
21. *Comsol documentation*. URL: <https://doc.comsol.com/6.3/docserver/#!/com.comsol.help.comsol/helpdesk/helpdesk.html> (accessed 10 January 2025)
22. Baumann K., Freund H. Modelling and Simulation of Aerodynamic Cylindrical Bearings Using ANSYS Hydrodynamic Bearing Element Type. *Vehicles*, 2023, vol. 5, pp. 118–1132. DOI: 10.3390/vehicles5030061
23. Booker J.F. Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution. *Journal of Basic Engineering*, 1965, vol. 87, no. 3, pp. 537–546.
24. Goenka P.K. Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings. *Journal of Tribology*, 1984, vol. 106(4), pp. 421–427.
25. Dubois G.B., Ocvirk F.W. Analytical derivation and experimental evaluation of short-bearing approximation for full journal bearing. *NACA report* No.1157. 1953. URL: <https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc60530/m1/3/> (accessed 24.02.2025).
26. Sun X., Kian K., Marburg S. Stability analysis of rotor-bearing systems under the influence of misalignment and parameter uncertainty. *Applied Science*, 2021, vol. 11, no. 7918. DOI: 10.3390/app11177918
27. Smolík L., Rendl J., Omasta M., Byrtus M., Šperka P., Polach P., Hartl M., Hajžman M. Comprehensive analysis of fluid-film instability in journal bearings with mechanically indented textures. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, vol. 546, no. 117454. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117454
28. Dyk S., Rendl J., Byrtus M., Smolík L. Dynamic Coefficients and Stability Analysis of Finite-length Journal Bearings Considering Approximate Analytical Solutions of the Reynolds Equation. *Tribology International*, 2018, vol. 110, pp. 229–244. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.09.011
29. Smolík L., Rendl J., Dyk S., Polach P., Hajžman M. Threshold stability curves for a nonlinear rotor-bearing system. *Journal of Sound and Vibration*. 2019, vol. 442, pp. 698–713. DOI: 10.1016/j.jsv.2018.10.042
30. Dyk S., Smolík L., Rendl J. Predictive capability of various linearization approaches for floating-ring bearings in nonlinear dynamics of turbochargers. *Mech. Mach. Theory*, 2020, no. 149. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2020.103843
31. Smolík L., Dyk S., Rendl J. Role of dynamic unbalance in dynamics of turbocharger rotors. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2023, vol. 249, no. 108237. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108237
32. Sayed H., El-Sayed T.A. Nonlinear dynamics and bifurcation analysis of journal bearings based on second order stiffness and damping coefficients. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2022, vol. 142, no. 103972. DOI: 10.1016/j.ijnonlinmec.2022.103972
33. Ahmed O., El-Sayed T.A., Sayed H. Finite element analyses of rotor/bearing system using second-order journal bearings stiffness and damping coefficients. *Journal of Vibration and Control*, 2023, vol. 30(17-18), pp. 1–24. DOI: 10.1177/10775463231204388
34. El-Sayed T.A., Sayed H. Bifurcation analysis of rotor/bearing system using third-order journal bearing stiffness and damping coefficient. *Nonlinear Dyn.* 2022, vol. 107, pp. 123–151. DOI: 10.1007/s11071-021-06965-4

35. Sayed H., El-Sayed T.A. A novel method to evaluate the journal bearing forces with application to flexible rotor model. *Tribology International*, 2022, vol. 173, no. 107593. DOI: 10.1016/j.triboint.2022.107593
36. Zhang Y., Wang W., Wei D., Wang G., Xu J., Liu K. Dynamic stability of unbalance-induced vibration in a turbocharger rotor-bearing system with the nonlinear effect of thermal turbulent lubricating fluid film. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, vol. 528. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.116909
37. Zhang Y., Wang W., Wei D., Wang G., Xu J., Liu K. Coupling analysis of tribological and dynamical behavior for a thermal turbulent fluid lubricated floating ring bearing-rotor system at ultra-high speeds. *Tribology International*, 2022, vol. 165, no. 107325. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107325
38. Xie Z., Zhu W. An investigation on the lubrication characteristics of floating ring bearing with consideration of multi-coupling factors. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, vol. 162, no. 108086. DOI: 10.1016/j.ymssp.2021.108086
39. Chen C., Jing J., Cong J., Dai Z. Identification of dynamic coefficients in circular journal bearings from unbalance response and complementary equations. *Journal of engineering Tribology*, 2018, vol. 233(8), pp. 1–13. DOI: 10.1177/1350650118818345
40. Jamali H.U., Sultan H.S., Abdullah O.I. Effect of Chamfer Form and Parameters on the Characteristics of Finite Length Journal Bearing under Impact Load. *Lubricants*, 2023, vol. 11, no. 73. DOI: 10.3390/lubricants110200
41. Wang A., Cheng Y.B.X., Yang J., Meng G., Xia Y., Feng Y. Continuous Rotor Dynamics of Multi-Disc and Multi-Span Rotor: A Theoretical and Numerical Investigation on the Identification of Bearing Coefficients from Unbalance Responses. *Applied Science*, 2022, vol. 12, no. 4251. DOI: 10.3390/lubricants11020073
42. Mutra R.R., Srinivas J. An optimization based identification study of cylindrical floating ring journal bearing system in automotive turbochargers. *Meccanica*, 2022, vol. 57, pp. 1193–1211. DOI: 10.1007/s11012-022-01507-7
43. Yang J., Zhu R., Lee H.P. Steady state and dynamic performances of journal bearing based on rough surface reconstruction technology. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2022, vol. 44, no. 347. DOI: 10.1007/s40430-022-03648-y
44. Sadiq M.I., Aizon W., Ghopa W., Nuawi M.Z., Rasani M.R., Khamis N.K., Mansor M.R.A. Investigation of stiffness and damping coefficients in fluid film bearing with bio-oils and mineral-based oil. *Energy Reports*, 2022, vol. 8, pp. 419–429. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.07.020
45. Zhang L., Zhang X., Xu H. Restoring the stability of the rotor system by adjusting the radial clearance of the bearing. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2022, vol. 44, no. 256. DOI: 10.1007/s40430-022-03548-1
46. Viana C.A.A., Alves D.S., Machado T.H. Linear and Nonlinear Performance Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with Different Geometries. *Applied Science*, 2022, vol. 12, no. 3215. DOI: 10.3390/app12073215
47. Pérez-Vigueras D., Colín-Ocampo J., Blanco-Ortega A., Mazón-Valadez C., Rodríguez-Reyes V.I., Campos-Amezcuca R., Landa-Damas S.J. Fluid Film Bearings and CFD Modeling: A Review. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 1030. DOI: 10.3390/machines11111030
48. Nguyen-Schafer H. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Linear and Nonlinear Rotor-dynamics – Bearing Design – Rotor Balancing*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.

Информация об авторах

Задорожная Елена Анатольевна, доктор технических наук, профессор, Передовая инженерная школа двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; zadorozhnaia@yus.ru

Лисина Рената Феликсовна, аспирант кафедры «Автомобили и автомобильный сервис», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; _ph_@bk.ru

Прокопьев Кирилл Валерьевич, доцент, Передовая инженерная школа двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; prokopenkv@yus.ru

Information about the authors

Elena A. Zadorozhnaya, Doctor of technical sciences, Professor, Advanced Engineering School of Engine Building and Special Machinery “Heart of the Urals”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; zadorozhnaiaea@susu.ru

Renata F. Lisina, post-graduated student of the department of “Automobiles and car service”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; _ph_@bk.ru

Kirill V. Prokop'ev, associate professor, Advanced Engineering School of Engine Building and Special Machinery “Heart of the Urals”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; prokop'evkv@susu.ru

Статья поступила в редакцию 10.04.2025; принята к публикации 10.05.2025.

The article was submitted 10.04.2025; accepted for publication 10.05.2025.