

Научная статья  
УДК 62-233  
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2026-2-15-21>  
EDN LFGZAY

## Разработка модифицированной методики расчета ресурса подшипников качения для высокоскоростных режимов работы

*Александр Иванович Андреев*<sup>✉</sup>, *Максим Витальевич Азаров,*  
*Борис Матвеевич Славин, Александр Евгеньевич Семенов*

*Астраханский государственный технический университет,*  
*Астрахань, Россия, aresut79@mail.ru*<sup>✉</sup>

**Аннотация.** Представлена модифицированная методика расчета ресурса высокоскоростных шарикоподшипников, разработанная специально для ответственных судовых энергетических установок, где работа на повышенных оборотах является типичным режимом. Классические методы расчета, основанные на теориях Герца и Палмгрена – Лундберга (стандарт ISO 281:2007), не в полной мере учитывают инерционные и центробежные эффекты, которые становятся доминирующими при высоких скоростях вращения, что приводит к значительному завышению прогнозируемого срока службы. Предлагаемая методика интегрирует в формулу ISO 281:2007 три корректирующих коэффициента, учитывающих инерционную нагрузку, скорость вращения и инерционное давление в точке контакта. Модель также включает уточненное описание трения с учетом эффекта Стрибека и вязкостных свойств смазки. Показано, что пренебрежение инерционными поправками приводит к завышению расчетного ресурса до 25 % на номинальном режиме и до 400 % при двукратном превышении скорости. Методика выделяет три зоны безопасности подшипника в зависимости от отношения рабочей скорости к номинальной, что особенно важно для планирования технического обслуживания судовых агрегатов. Предложенный подход обеспечивает переход от эмпирических оценок к физически обоснованному прогнозированию надежности, что является критическим для обеспечения безотказной работы редукторов, турбин и других высокоскоростных узлов современного судового оборудования. Дальнейшие исследования могут быть направлены на адаптацию модели к конкретным типам подшипников и условиям их работы в составе судовых систем с учетом нагрузок, характерных для морской эксплуатации, а также на разработку конкретных улучшений конструкции подшипников качения для сглаживания представленных эффектов.

**Ключевые слова:** подшипники качения, высокие скорости вращения, коэффициент надежности, контактные напряжения, динамическая модель, ресурс подшипника

**Для цитирования:** *Андреев А. И., Азаров М. В., Славин Б. М., Семенов А. Е.* Разработка модифицированной методики расчета ресурса подшипников качения для высокоскоростных режимов работы // *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2026. № 2. С. 15–21.* <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2026-2-15-21>. EDN LFGZAY.

Original article

## Development of a modified method for calculating the lifetime of rolling bearings for high-speed operating modes

*Aleksandr I. Andreev*<sup>✉</sup>, *Maxim V. Azarov, Boris M. Slavin, Aleksandr E. Semenov*

*Astrakhan State Technical University,*  
*Astrakhan, Russia, aresut79@mail.ru*<sup>✉</sup>

**Abstract.** A modified method for calculating the life of high-speed ball bearings is presented, developed specifically for responsible marine power plants where high-speed operation is a typical mode. Classical calculation methods based on the Hertz and Palmgren – Lundberg theories (ISO 281:2007 standard) do not fully take into account inertial and centrifugal effects, which become dominant at high rotational speeds, which leads to a significant overestimation of the predicted service life. The proposed method integrates three correction coefficients into the ISO 281:2007 formula, taking into account the inertial load, rotational speed and inertial pressure at the point of contact. The model also includes a refined description of friction, taking into account the Strieback effect and the viscous properties of the lubricant. It is shown that neglecting inertial corrections leads to an overestimation of the estimated resource by up to

25% in the nominal mode and up to 400% when the speed is doubled. The methodology identifies three bearing safety zones depending on the ratio of operating speed to nominal speed, which is especially important for planning maintenance of marine units. The proposed approach provides a transition from empirical estimates to physically sound reliability forecasting, which is critical for ensuring trouble-free operation of gearboxes, turbines and other high-speed components of modern marine equipment. Further research may be aimed at adapting the model to specific types of bearings and their operating conditions in ship systems, taking into account the loads typical of marine operation, as well as at developing specific improvements to the design of rolling bearings to smooth out the presented effects.

**Keywords:** rolling bearings, high rotation speeds, reliability factor, contact stresses, dynamic model, bearing service life

**For citation:** Andreev A. I., Azarov M. V., Slavin B. M., Semenov A. E. Development of a modified method for calculating the lifetime of rolling bearings for high-speed operating modes. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies.* 2026;2:15-21. (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2026-2-15-21>. EDN LFGZAY.

### Введение

Современные методы расчета подшипников качения основаны на теориях Герца и Палмгрена – Лундберга, представленных в работах по их модернизации [1, 2], широко используются для различных прикладных применений и заложены в основу современных стандартов, например ISO 281:2007 [3]. Однако, как подтверждают результаты исследований [4–6], с ростом скоростей вращения в авиационных, энергетических и других ответственных агрегатах традиционно считавшиеся второстепенными инерционные и центробежные эффекты начинают доминировать, приводя к существенному перераспределению нагрузок в телах качения.

Согласно исследованию тел качения и верчения в работах [7, 8], инерционные поправки в подшипниках можно интерпретировать не как изолированные силовые факторы, а как проявление общей нелинейной динамики системы «тело качения – дорожка – смазочный слой», где сухое трение и эффект Стрибека (выявленные в экспериментах с волчком) играют критическую роль наряду с центробежными силами.

Существующие комплексные динамические модели [9–11], хотя и учитывают эти факторы, зачастую слишком громоздки для инженерного прогнозирования ресурса в условиях изменяющихся режимов работы. В связи с этим актуальной является задача разработки адаптированной методики расчета, которая, базируясь на классическом подходе [1–3], интегрировала бы поправки на инерционную нагрузку, изменение трения и теплового режима, оставаясь удобной для практического применения.

Целью настоящей работы является разработка и верификация модифицированной методики расчета ресурса высокоскоростных шарикоподшипников, основанной на комплексном учете инерционных возмущений и нелинейных эффектов трения, аналогичных выявленным при исследовании динамики роторных систем.

### Материалы и методы исследования

В рамках исследования была разработана и применена усовершенствованная методика расчета контактных напряжений, трения и долговечности шарикоподшипников, работающих в условиях высоких

скоростей вращения, с учетом инерционных и центробежных эффектов. Методика построена на модификации классической теории контактных напряжений Герца и ее модификации, основанной на ранее проведенных экспериментальных исследованиях [7, 8].

Верификация предложенной модифицированной методики и численные расчеты выполнены для типового представителя высокоскоростных подшипников качения – шарикоподшипника радиального однорядного № 206 (ГОСТ 8338-75), масса тела качения  $m_i = 0,01$  кг, радиус дорожки качения наружного кольца  $R = 30$  мм, количество тел качения  $Z = 9$ , номинальная угловая скорость  $\omega_{ном} = 300$  рад/с. Выбор данного типоразмера обусловлен его широким применением в судовых вспомогательных механизмах.

Контактные напряжения и критическая угловая скорость определялись с учетом динамических поправок. Для прогнозирования ресурса была модифицирована стандартная формула ISO 281:2007 путем введения трех корректирующих коэффициентов, учитывающих инерционную нагрузку, скорость и инерционное давление. Адаптация модели к конкретным условиям обеспечивалась процедурой экспериментальной корректировки коэффициентов. Значимость инерционных эффектов подтверждена сравнительным анализом с классическими методами в широком диапазоне скоростей вращения.

### Математическая модель

Расчет контактных напряжений в точке контакта может быть проведен согласно теории Герца [1]. Для этого выведена эквивалентная нагрузка в точке контакта тела качения с учетом инерционной нагрузки:

$$\begin{cases} F_{эkv} = X(F_r + k_{инерц} F_{инерц}) + YF_a, \\ F_{инерц} = \sum_{i=1}^Z m_i \omega^2 R_i + 2m_i \omega v_{отн}, \\ k_{инерц} = 1 + 0,3 \left( \frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2, \end{cases} \quad (1)$$

где  $X, Y$  – коэффициенты преобразования радиальной и осевой нагрузки в эквивалентную;  $F_r, F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, Н;  $m_i$  – масса тела

качения, кг;  $R_i$  – текущий радиус вращения, м;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;  $\omega_{\text{ном}}$  – номинальная угловая скорость, рад/с;  $v_{\text{отн}}$  – относительная скорость тела качения, м/с;  $k_{\text{инерц}}$  – коэффициент инерционности.

Уточненная модель учитывает трение качения с учетом вязкой составляющей по смазке и эффект Стрибека по [7], а также инерционные нагрузки:

$$\begin{cases} \xi_{\text{общ}} = \xi_{\text{кач}} + \xi_{\text{вяз}} + \xi_{\text{стриб}} + \xi_{\text{инерц}}, \\ \xi_{\text{кач}} = \frac{k_r}{R'} (1 + \beta_1 e^{-\beta_2 v}), \\ \xi_{\text{вяз}} = \frac{\eta_{\text{эфф}} v}{p_0 h_{\text{мин}}} \Phi, \\ \xi_{\text{стриб}} = \alpha_s e^{-\beta_s v} + \gamma_s p_0, \\ \xi_{\text{инерц}} = \frac{I_d \omega}{A_c F_{\text{экв}}} \left( 1 + \delta \frac{\Delta \omega}{\omega} \right), \end{cases} \quad (2)$$

где  $\xi_{\text{кач}}$ ,  $\xi_{\text{вяз}}$ ,  $\xi_{\text{стриб}}$ ,  $\xi_{\text{инерц}}$  – коэффициенты трения качения, трения вязкого в смазке, трения от эффекта Стрибека и трения от инерционных нагрузок;  $R'$  – приведенный радиус кривизны;  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – экспериментальные коэффициенты адаптации под конкретные условия работы;  $h_{\text{мин}}$  – минимальная толщина смазывающей пленки;  $v$  – скорость окружная, м/с;  $\Phi$  – режим работы подшипника относительно критической угловой скорости;  $\alpha_s = 0,028$ ,  $\beta_s = 0,012$  с/рад,  $\gamma_s = 3,5 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>/Н – коэффициенты поправочные экспериментальные;  $A_c$  – площадь контакта по Герцу, м<sup>2</sup>;  $I_d$  – момент инерции шарика;  $\delta$  – коэффициент динамичности.

Контактные напряжения получены с учетом инерционных поправок и на основании (1), (2):

$$\begin{cases} p_{\text{сумм}} = p_0 + \Delta p_{\text{инерц}} \Phi_{\text{распр}}, \\ p_0 = \frac{3 F_{\text{экв}}}{2 \pi a b}, \quad a = \left( \frac{3 F_{\text{экв}} R' k^2 \varepsilon}{2 E' \pi} \right)^{1/3}, \quad b = \left( \frac{3 F_{\text{экв}} R' \varepsilon}{2 E' \pi k} \right)^{1/3}, \\ \Delta p_{\text{инерц}} = \frac{\rho \omega^2 R'^2}{3} \left( 1 + 0,5 \frac{\dot{\omega}}{\omega^2} t \right), \end{cases} \quad (3)$$

где  $\Phi_{\text{распр}}$  – коэффициент распределения;  $\varepsilon$  – полный эллиптический интеграл второго рода;  $E'$  – приведенный модуль Юнга;  $k = a/b$  – параметр эллиптического контакта.

В стадии эллиптического контакта наблюдается максимальная диссипация и износ, что также выносит вопрос о расчете критических параметров, прежде всего критической угловой скорости:

$$\omega_{\text{крит}} = \omega_{\text{крит}0} \sqrt{\frac{1}{1 + k_m \frac{m}{m_0} + k_\xi \frac{\xi}{\xi_0}}}, \quad (4)$$

где  $\omega_{\text{крит}0}$  – базовая критическая угловая скорость без учета инерционных поправок, рад/с;  $k_m$  – критерий влияния массы;  $k_\xi$  – критерий влияния трения.

Мощность трения с учетом (1)–(4) может быть получена с целью необходимости теплового расчета подшипника:

$$\begin{cases} P_{\text{тр}} = \xi_{\text{общ}} F_{\text{экв}} v Z_{\text{эфф}}, \\ \Delta T = \frac{P_{\text{тр}}}{\alpha_{\text{тепл}} A_{\text{охл}}} \left( 1 + \alpha_{\text{интенс}} \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right), \end{cases}$$

где  $Z_{\text{эфф}} = 0,9Z$  – эффективное число тел качения;  $\alpha_{\text{тепл}}$  – коэффициент теплоотдачи охлаждающей поверхности, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $A_{\text{охл}}$  – площадь охлаждаемой поверхности, м<sup>2</sup>;  $\alpha_{\text{интенс}}$  – коэффициент интенсификации теплообмена.

Вязкостно-температурная зависимость при этом имеет вид:

$$\eta(T) = \eta_0 e^{-\beta_T (T - T_0)} \left( 1 + \gamma_T \frac{P}{p_0} \right).$$

На основании полученных результатов может быть спрогнозирован ресурс подшипника и коэффициент надежности, по ISO 281:2007 [3]:

$$\begin{cases} L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p k_1 k_2 k_3 k_4, \\ a_{\text{изо}} = f \left( \frac{\eta_c (v_1 + v_2)}{p_0}, \frac{k}{R_c} \right), \end{cases} \quad (5)$$

где  $k_1$  – коэффициент инерционной нагрузки;  $k_2$  – коэффициент скорости;  $k_3$  – коэффициент инерционного давления;  $k_4$  – коэффициент трения (изменение режима смазки и рост потерь):

$$\begin{aligned} k_1 &= \exp \left( -\alpha_1 \frac{F_{\text{инерц}}}{F_r} \right); \\ k_2 &= 1 - \alpha_2 \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2; \\ k_3 &= 1 - \alpha_3 \frac{\Delta p_{\text{инерц}}}{p_0}; \\ k_4 &= \frac{1}{1 + \alpha_4 \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2}, \end{aligned}$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$ ,  $\alpha_4$  – калибровочные коэффициенты.

Выбор мультипликативной формы для (5) для корректирующих коэффициентов  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  обусловлен предположением о независимости влияния рассматриваемых физических факторов (инерционной нагрузки, скорости вращения и инерционного давления) на ресурс подшипника. Центробежные силы (учитываемые  $k_1$ ), диссипация энергии ( $k_2$ ), контактное давление ( $k_3$ ) и изменение режима смазки ( $k_4$ ) представляют собой независимые физические механизмы, каждый из которых вносит свой вклад в повреждаемость материала. В рамках линейной меха-

ники накопления повреждений (гипотеза Палмгрена – Майнера) итоговый ресурс определяется произведением поправок, что подтверждается структурой стандартной формулы ISO 281:2007. Альтернативные формы связи (например, аддитивная) не имеют физического обоснования для данного набора факторов, т. к. отсутствие одного из них обнуляет ресурс, что адекватно отражает реальность (приближение любого из коэффициентов к нулю показывает невозможность работы подшипника).

Для адаптации модели под конкретный расчет требуется экспериментальная корректировка коэффициентов для учета влияния возмущений. Корректировка коэффициентов имеет вид:

$$k_i^{\text{реал}} = k_i^{\text{теор}} \left( 1 + \alpha_i \frac{D_{\text{эксп}} - D_{\text{теор}}}{D_{\text{теор}}} \right),$$

где  $\alpha_i$  – коэффициент чувствительности (или весовой коэффициент) для  $i$ -го параметра;  $D_{\text{эксп}}$  – экспериментально измеренное значение параметра;  $D_{\text{теор}}$  – теоретическое значение параметра, под параметром в первую очередь понимается отклонение деформации тела качения.

Сравнение с классической теорией и значимость в подшипниках разного масштаба приведено на рис. 1; влияние инерционных поправок на реальный ресурс подшипника и влияние каждого фактора – на рис. 2.

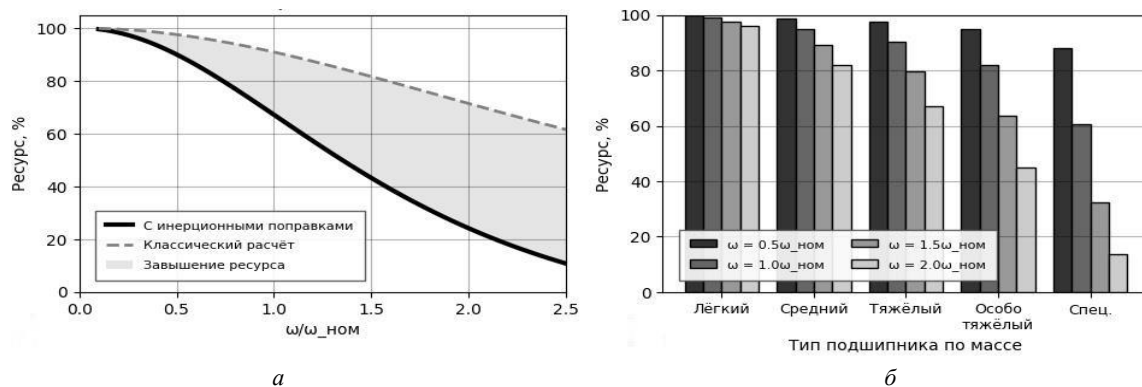


Рис. 1. Сравнение модернизированного расчета с классическим (а) и влияние массы подшипника по сериям (б) (масса тел качения по отношению к подшипнику № 206 по сериям: легкая – 0,1; средняя облегченная – 0,5; средняя базовая – 1,0; тяжелая – 2,0; особо тяжелая – 5,0)

Fig. 1. Comparison of the upgraded calculation with the classical one (a) and the bearing mass effect by series (b) (mass of rolling elements in relation to bearing No. 206 by series: light – 0.1; medium-light – 0.5; average basic – 1.0; severe – 2.0; especially severe – 5.0)

Анализ представленных графиков подтверждает, что инерционные эффекты, традиционно считавшиеся второстепенными, становятся доминирующим фактором, определяющим долговечность узла на высоких частотах вращения. Уже при превышении скорости в 70 % от номинальной ( $\omega > 0,7\omega_{\text{ном}}$ ) классические методы расчета, такие как формула Палмгрена, начинают систематически и существенно завышать прогнозируемый ресурс, что может привести к неожиданным отказам ответственных механизмов.

На представленном графике (рис. 2, а) четко выделяются три зоны безопасности, определяемые отношением рабочей скорости к номинальной. Безопасная зона ( $\omega < 0,7\omega_{\text{ном}}$ ) характеризуется плавным снижением ресурса и минимальным влиянием инерции. Рисковая зона ( $0,7 \leq \omega / \omega_{\text{ном}} < 1,3$ ) демонстрирует резкое, почти линейное падение кривой, где ресурс сокращается с 85 до 40 %. Именно здесь центробежные силы и инерция давления начинают

кардинально перераспределять нагрузки в контакте. Критическая зона ( $\omega \geq 1,3\omega_{\text{ном}}$ ) отмечена катастрофическим спадом кривой, где при скорости в 1,5 раза выше номинальной сохраняется менее половины (около 40–45 %) от расчетного ресурса, а при двукратном превышении – лишь 10 %.

Падение ресурса объясняется не одним, а совокупностью четырех физических механизмов, действующих по мультипликативному закону. Наиболее значимым является влияние центробежных сил (компонент  $k_1$ ), которые увеличивают радиальную нагрузку на наружное кольцо. Скоростная поправка ( $k_2$ ) отражает рост диссипации энергии, а инерция давления ( $k_3$ ) приводит к росту контактных напряжений в зоне взаимодействия тел качения с дорожкой. Наконец, компонент трения ( $k_4$ ) учитывает изменение режима смазки и рост потерь. Их синергетическое взаимодействие приводит к тому, что даже при номинальной скорости совокупный поправочный коэффициент составляет около 0,75.

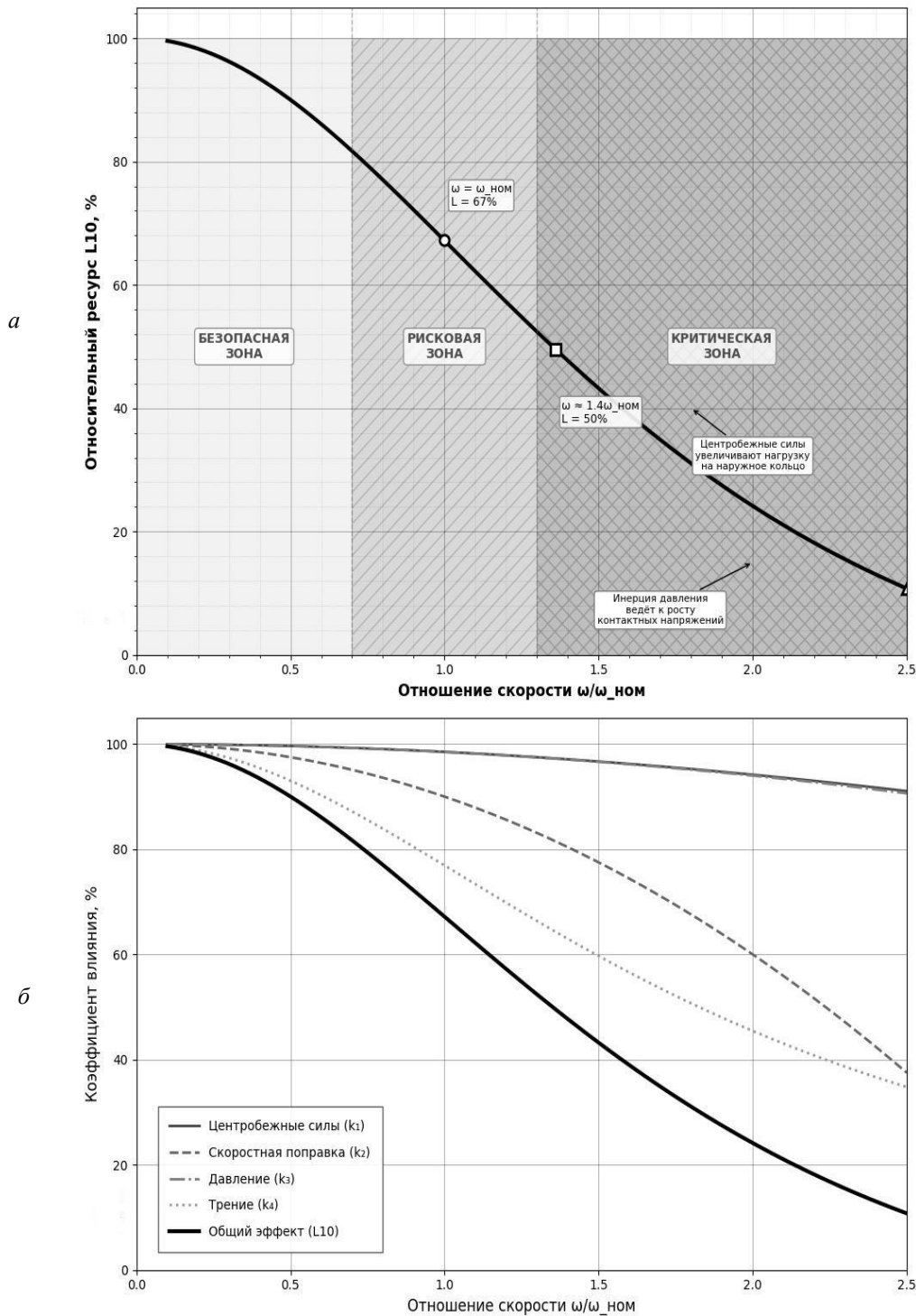


Рис. 2. Влияние инерционных поправок на ресурс подшипника (а) и на ресурс каждого компонента (б)

Fig. 2. The effect of inertial corrections on the bearing life (а) and on the life of each component (б)

### Заклучение

Проведенное исследование подтвердило, что инерционные и центробежные эффекты становятся основным фактором, определяющим долговеч-

ность подшипников качения при высоких скоростях вращения, что особенно актуально для судовых энергетических установок, работающих в экстремальных условиях. Пренебрежение этими эф-

фактами, как доказало сравнение с классической моделью, ведет к завышению расчетного ресурса – на 25 % на номинальном режиме и до 400 % при двукратном превышении скорости.

Внедрение предложенных трех корректирующих коэффициентов (инерционной нагрузки, формы и инерционного давления) в расчетную формулу ISO 281:2007 обеспечивает переход от эмпирических оценок к физически обоснованному прогнозированию надежности. Выделение трех зон безопасности (безопасной, рискованной и критической) на основе отношения рабочей скорости к номинальной дает инструмент для оценки состояния подшипниковых узлов и планирования периодического ремонта.

#### Список источников

1. Ghosh U., Roy S., Biswas S., Raut S. A non-autonomous fractional granular model: Multi-shock, Breather, Periodic, Hybrid solutions and Soliton interactions // *Chaos, Solitons and Fractals*. 2024. V. 187. P. 115393. DOI 10.1016/j.chaos.2024.115393.
2. Lazović T., Marinković A., Atanasovska I., Sedak M., Stojanovic B. From innovation to standardization – A century of rolling bearing life formula // *Machines*. 2024. V. 12. N. 7. P. 444. DOI 10.3390/machines12070444.
3. ISO 281:2007. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и расчетный ресурс. Женева, Швейцария: Междунар. орг. по стандартизации (ISO), 2007. 51 с.
4. Harris T. A., Kotzalas M. N. *Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis*. CRC Press, 2006. 1022 p. DOI 10.1201/9781420006582.
5. Клебанов Я. М., Урлапкин А. В., Адеянов И. Е., Пугачева Т. М., Поляков К. А., Бражникова А. М. Динамические нагрузки и долговечность массивных сепараторов подшипников качения // *Изв. высш. учеб. завед. Машиностроение*. 2024. № 11 (776). С. 3–13.
6. Шапошников К. В., Низаметдинов Ф. Р., Дегтярев С. А., Леонтьев М. К. Современные методы создания цифровых моделей авиационных двигателей для расчетов динамики роторов // *Динамика и виброакустика*.

Разработанная методика, учитывающая комбинированное влияние центробежных сил, роста диссипации энергии, увеличения контактных напряжений и изменения режима смазки, позволяет прогнозировать ресурс высокоскоростных подшипников в составе судовых редукторов, турбогенераторов, насосных агрегатов и других ответственных механизмов. Это способствует повышению общей надежности судовых установок, оптимизации межремонтных интервалов и снижению рисков отказов. Дальнейшие исследования могут быть направлены на адаптацию модели к конкретным типам подшипников и условиям их работы в составе судовых систем с учетом нагрузок, характерных для морской эксплуатации.

2025. Т. 11. № 3. С. 7–31.

7. Андреев А. И., Семенов А. Е., Славин Б. М., Чанчиков В. А. Динамика прецессии волчка Томпсона // *Изв. Рос. акад. наук. Механика твердого тела*. 2025. № 3. С. 229–244. DOI 10.31857/S1026351925030129.
8. Андреев А. И., Чанчиков В. А., Славин Б. М., Перекрестов А. П., Семенов А. Е. Исследование динамики силы и момента трения при прецессии волчка Томпсона // *Трансп., гор. и строит. машиностроение: наука и пр-во*. 2024. № 24. С. 17–22. DOI 10.26160/2658-3305-2024-24-17-22.
9. Чубенко Е. Ф. Организация системы смазки подшипников качения // *Территория новых возможностей. Вестн. Владивосток. гос. ун-та*. 2010. № 1 (5). С. 39–44.
10. Sawalhi N., Randall R. B. Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults: Part I. The combined gear bearing dynamic model and the simulation of localised bearing faults // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2008. V. 22. N. 8. P. 1924–1951. DOI 10.1016/j.ymssp.2007.12.001.
11. Wang C., Tian J., Zhang F. L., Ai Y. T., Wang Z. Dynamic modeling and simulation analysis of inter-shaft bearing fault of a dual-rotor system // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023. V. 193. P. 110260. DOI 10.3390/coatings12111735.

#### References

1. Ghosh U., Roy S., Biswas S., Raut S. A non-autonomous fractional granular model: Multi-shock, Breather, Periodic, Hybrid solutions and Soliton interactions. *Chaos, Solitons and Fractals*, 2024, vol. 187, p. 115393. DOI 10.1016/j.chaos.2024.115393.
2. Lazović T., Marinković A., Atanasovska I., Sedak M., Stojanovic B. From innovation to standardization – A century of rolling bearing life formula. *Machines*, 2024, vol. 12, no. 7, p. 444. DOI 10.3390/machines12070444.
3. ISO 281:2007. *Podshipniki kacheniya. Dinamicheskaya gruzopod'emnost' i raschetnyj resurs* [ISO 281:2007. Rolling bearings. Dynamic load capacity and estimated resource]. Zheneva, Shvejcariya, Mezhdunarodnaya organizaciya po standartizacii (ISO), 2007. 51 p.
4. Harris T. A., Kotzalas M. N. *Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis*. CRC Press, 2006. 1022 p. DOI 10.1201/9781420006582.
5. Klebanov Ya. M., Uralpkin A. V., Adeyanov I. E., Puga-

- cheva T. M., Polyakov K. A., Brazhnikova A. M. Dinamicheskie nagruzki i dolgovechnost' massivnyh separatorov podshipnikov kacheniya [Dynamic loads and durability of massive rolling bearing separators]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie*, 2024, no. 11 (776), pp. 3–13.
6. Shaposhnikov K. V., Nizametdinov F. R., Degtyarev S. A., Leont'ev M. K. Sovremennye metody sozdaniya cifrovyyh modelej aviacionnyh dvigatelej dlya raschetov dinamiki rotorov [Modern methods of creating digital models of aircraft engines for calculating rotor dynamics]. *Dinamika i vibroakustika*, 2025, vol. 11, no. 3, pp. 7–31.
7. Andreev A. I., Semenov A. E., Slavin B. M., Chanchikov V. A. Dinamika precessii volchka Tompsona [Dynamics of precession of the Thompson top]. *Izvestiya Rossijskoj akademii nauk. Mekhanika tverdogo tela*, 2025, no. 3, pp. 229–244. DOI 10.31857/S1026351925030129.
8. Andreev A. I., Chanchikov V. A., Slavin B. M., Perекrestov A. P., Semenov A. E. Issledovanie dinamiki sily

i momenta treniya pri precessii volchka Tompsona [Investigation of the dynamics of force and moment of friction during precession of a Thompson top]. *Transportnoe, gornoe i stroitel'noe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo*, 2024, no. 24, pp. 17-22. DOI 10.26160/2658-3305-2024-24-17-22.

9. Chubenko E. F. Organizaciya sistemy smazki podshipnikov kacheniya [Organization of the rolling bearing lubrication system]. *Territoriya novyh vozmozhnostej. Vestnik Vladivostokskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2010, no. 1 (5), pp. 39-44.

10. Sawalhi N., Randall R. B. Simulating gear and bear-

ing interactions in the presence of faults: Part I. The combined gear bearing dynamic model and the simulation of localised bearing faults. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2008, vol. 22, no. 8, pp. 1924-1951. DOI 10.1016/j.ymssp.2007.12.001.

11. Wang C., Tian J., Zhang F. L., Ai Y. T., Wang Z. Dynamic modeling and simulation analysis of inter-shaft bearing fault of a dual-rotor system. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, vol. 193, p. 110260. DOI 10.3390/coatings12111735.

Статья поступила в редакцию 26.01.2026; одобрена после рецензирования 05.02.2026; принята к публикации 13.04.2026  
The article was submitted 26.01.2026; approved after reviewing 05.02.2026; accepted for publication 13.04.2026

### Информация об авторах / Information about the authors

**Александр Иванович Андреев** – кандидат технических наук; старший преподаватель кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; Астраханский государственный технический университет; aresut79@mail.ru

**Максим Витальевич Азаров** – студент направления «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»; Астраханский государственный технический университет; maksim\_az1501@mail.ru

**Борис Матвеевич Славин** – кандидат технических наук, доцент; доцент кафедры общинженерных дисциплин и наземного транспорта; Астраханский государственный технический университет; bslavin@yandex.ru

**Александр Евгеньевич Семенов** – кандидат технических наук, доцент; доцент кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; Астраханский государственный технический университет; semenalex48@yandex.ru

**Aleksandr I. Andreev** – Candidate of Technical Sciences; Senior Lecturer of the Department of Heat Power Engineering and Refrigeration Machines; Astrakhan State Technical University; aresut79@mail.ru

**Maxim V. Azarov** – Student, training area «Operation of Transport and Technological Machines and Complexes»; Astrakhan State Technical University; maksim\_az1501@mail.ru

**Boris M. Slavin** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of General Engineering Disciplines and Land Transport; Astrakhan State Technical University; bslavin@yandex.ru

**Aleksandr E. Semenov** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Heat Power Engineering and Refrigeration Machines; semenalex48@yandex.ru

