

Механика

УДК 621.822.6

Динамические нагрузки и долговечность массивных сепараторов подшипников качения

Я.М. Клебанов¹, А.В. Урлапкин², И.Е. Адеянов¹, Т.М. Пугачева¹,
К.А. Поляков¹, А.М. Бражникова¹

¹ Самарский государственный технический университет

² Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Dynamic loads and durability of the rolling bearing massive separators

I.M. Klebanov¹, A.V. Uralapkin², I.E. Adeyanov¹, T.M. Pugacheva¹,
K.A. Polyakov¹, A.M. Brazhnikova¹

¹ Samara State Technical University

² Samara National Research University named after academician S.P. Korolev

Рассмотрены причины возникновения дефектов в массивных сепараторах подшипников качения опор газотурбинных двигателей. Предложена методика определения долговечности массивных сепараторов по условиям многоциклового усталости, которая включает в себя моделирование динамики движения деталей подшипников качения, расчет изменения полей динамических напряжений и оценку усталостной прочности сепаратора. Движение деталей подшипников качения в динамических моделях описано дифференциальными уравнениями с шестью степенями свободы, а взаимодействие деталей — уравнениями контактной гидродинамики. По результатам выполненных расчетов массивных сепараторов шарикового и роликового подшипников качения аэрокосмического назначения проанализировано влияние на многоцикловую усталость сепараторов условий эксплуатации подшипников, их внутренних геометрических параметров и дефекта в виде твердого неметаллического включения, являющегося основным источником возникновения усталостных трещин. Обоснована целесообразность контроля загрязненности неметаллическими включениями заготовок массивных сепараторов из стали 40ХН2МА-Ш.

EDN: LXYPEU, <https://elibrary/lxypeu>

Ключевые слова: сепараторы подшипников качения, динамические нагрузки, долговечность массивных сепараторов, численные модели динамики, многоцикловая усталость, неметаллические включения

The paper considers the causes of defects in the rolling bearing separators of the gas turbine engine supports. It proposes a method for determining service life of the rolling bearing massive separators exposed to high-cycle fatigue. The method includes simulating motion dynamics of the bearing components, computing alteration in the dynamic stress fields and assessing the separator fatigue strength. The bearing components' motion in dynamic models is described by differential equations with six degrees of freedom, and the components'

interaction — by the contact hydrodynamics equations. Results of computing the ball and roller bearing separators designed for the aerospace application made it possible to analyze the influence on the separator high-cycle fatigue of the bearing operation conditions, their internal geometric parameters and a defect in the form of the solid non-metallic inclusion being the main source of the fatigue cracks. The paper substantiates expediency of monitoring contamination of the separator workpieces made of 40KhNMA-Sh steel with the non-metallic inclusions.

EDN: LXYPEU, <https://elibrary/lxypeu>

Keywords: rolling bearing separator, dynamic loads, massive separator durability, dynamics numerical models, high cycle fatigue, non-metallic inclusions

Подшипники качения (ПК) газотурбинных двигателей (ГТД) эксплуатируются в условиях высоких скоростей и температур, больших комбинированных осевых, радиальных и моментных нагрузок и других экстремальных внешних воздействий. В случае неустойчивости движения элементов ПК, работающего в указанных условиях, его внезапное разрушение может произойти задолго до исчерпания предполагаемой долговечности.

Прочность сепаратора выступает как один из основных факторов, влияющих на эксплуатационные характеристики высокоскоростного ПК. При больших неинерционных нагрузках высокоскоростного ПК используют механически обработанные сепараторы, изготовленные из высококачественной конструкционной стали 40ХН2МА-Ш, имеющей после закалки и высокоотпуска предел прочности не менее 1080 МПа.

По работоспособности сепаратор является одной из самых критичных деталей ПК опор ГТД. Разрушение сепаратора наблюдается в 40 % случаев отказов ПК [1]. Основной исходной причиной возникновения дефекта в сепараторе может быть высокая скорость, вибрации, перекося, износ, неметаллическое включение и др. Непосредственное воздействие на сепаратор оценивают по характеристикам приложенных к нему нагрузок.

Наиболее полный теоретический анализ условий работы сепаратора можно выполнить с помощью компьютерных численных моделей динамики ПК. Такой анализ позволяет достаточно точно определять все силы и инерционные нагрузки, действующие на сепаратор в каждый момент времени. Точный учет сил инерции (наряду с другими нагрузками) особенно важен для ПК с массивными сепараторами (МС), применяемыми в ГТД, где они работают при высоких скоростях вращения, больших перекосях и относительно низких радиальных и осевых усилиях.

Движение деталей ПК в современных динамических моделях описывают дифференциальными уравнениями с шестью степенями свободы, а их взаимодействие — уравнениями контактной гидродинамики [2–4].

Существует достаточно много опубликованных исследований динамических характеристик МС, используемых в ПК. С помощью динамического моделирования ПК многие авторы изучали стабильность движения МС как одну из наиболее важных характеристик. В работах [5–9] выполняли моделирование влияния радиального зазора, трения, дисбаланса и внешнего момента в роликовых ПК на стабильность движения МС, а в трудах [9–12] — экспериментальные исследования движения МС.

Динамику взаимодействия МС, тел качения и опорного кольца изучали с применением специальных [13–23] и специализированных компьютерных программ, к которым относятся BEAST [24] и CAGEDYN [25]. Использовали трехмерные многомассовые модели, допускающие шесть степеней свободы движения деталей и учитывающие их упругогидродинамическое контактное взаимодействие. В указанных работах исследовали влияние внутренних геометрических параметров ПК, условий трения деталей и частоты их контактного взаимодействия на нагрузки и особенности движения МС.

Значительное количество опубликованных статей посвящено изучению зависимости динамического поведения ПК от различных дефектов тел и дорожек качения, где в качестве дефектов МС рассматривали почти исключительно изменения, вызванные их износом [26]. Влияние на прочность МС небольших трещин определяли в работе [27].

Воздействие неметаллических включений в металле МС на его усталостную прочность ранее не исследовали. Хотя, как известно, к подшипниковым материалам колец и тел качения предъявляются жесткие требования по загряз-

ненности неметаллическими включениями. Это связано с тем, что неметаллические включения, имея отличные от основного металла физико-химические и механические свойства, нарушают сплошность металла, вызывают местные концентрации напряжений, снижают пластичность и вязкость, ухудшают усталостную прочность и износостойкость.

Однако для МС из стали 40ХН2МА-Ш (по ГОСТ 4543-16 или ТУ 14-1-2765-79) ее загрязненность неметаллическими включениями относится к требованиям, устанавливаемым по согласованию изготовителя с заказчиком, зачастую не регламентируется и, соответственно, не контролируется.

Несмотря на то, что сталь 40ХН2МА-Ш подвергают рафинирующему электрошлаковому переплаву, обеспечивающему измельчение и повышенную чистоту по неметаллическим включениям, 15 % частиц оксидов и сульфидов могут достигать размеров 5...10 мкм [28] и служить серьезными концентраторами напряжений, облегчая образование усталостных трещин.

Цель работы — анализ влияния твердого неметаллического включения типа оксида (как основного источника возникновения усталостных трещин) на многоцикловую усталость МС [29].

Последовательность решения задачи оценки прочности МС включает в себя три основных этапа: 1) моделирование динамики движения деталей ПК с целью определения действующих на МС сил и ускорений; 2) расчет истории изменения полей динамических напряжений в МС; 3) оценку усталостной прочности МС, т. е. расчет повреждаемости МС при многоцикловой усталости и определение долговечности МС в соответствии с правилом суммирования повреждаемости [30].

Для моделирования динамики роликовых и шариковых ПК использовали многомассовые модели с разрывными упругодемпферными связями, аналогичные рассмотренным в работах [15, 23, 31]. Все детали имели шесть степеней свободы. Ролики разбивали на одинаковые по толщине короткие цилиндры (слайсы), что позволило учесть влияние профиля роликов и возникающих при работе ПК углов перекоса между кольцами и роликами на распределение давления и условий трения по длине последних.

Динамические модели ПК включают в себя модель контактного гидродинамического трения Мураки [32, 33], позволяющую учитывать

саморазогрев масляной пленки и возможность заедания в контакте. Особенности модели трения [32, 33], проявляющиеся при ее применении к ПК, рассмотрены в работе [34].

При расчете МС роликового ПК и шарикового ПК в качестве смазки выбрали масло ВНИИ НП 50-1-4у, для которого по данным публикаций [9, 32, 35] можно получить все необходимые реологические параметры. Материал МС — сталь 40ХН2МА-Ш. При температуре 100 °С ее модуль упругости составляет 211 ГПа, коэффициент Пуассона — 0,3, предел текучести — не менее 800 МПа, а усталостная долговечность при симметричном нагружении $1 \cdot 10^6$ циклов достигается при 480 МПа. Кривая Веллера для стали AISI 4340 — прямого аналога рассматриваемой стали — с такими свойствами содержится в библиотеке материалов пакета ANSYS NCODE DESIGNLIFE.

Роликовый ПК содержал 18 роликов диаметром 15 мм, диаметр внутренней дорожки качения составлял 165 мм. Шариковый ПК включал в себя 25 шариков диаметром 20,6 мм, диаметр расположения центров равнялся 203 мм.

Полученные зависимости коэффициента трения от относительного скольжения (отношения скорости скольжения к скорости качения) в контакте ролика с внутренним кольцом роликового ПК при частоте его вращения 6371 мин^{-1} и двух значениях нормальной контактной силы $N = 300$ и 518 Н , приведены на рис. 1. Во всех выполненных расчетах наружное кольцо принято неподвижным, а скорость вращения внутреннего кольца и угол перекоса колец — постоянными.

Программа динамического расчета формирует 180 систем сил, действующих на МС в те-

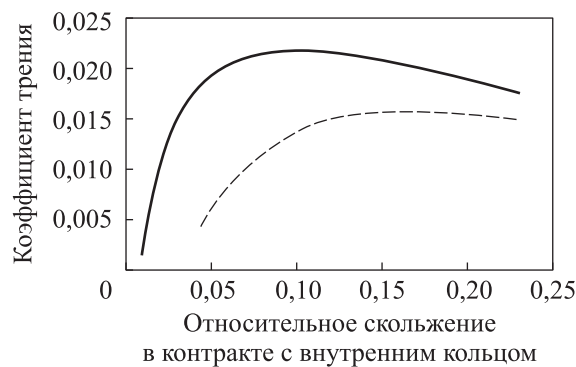


Рис. 1. Зависимости коэффициента трения от относительного скольжения в контакте ролика с внутренним кольцом роликового ПК при нормальной контактной силе $N = 518$ (—) и 300 Н (---)

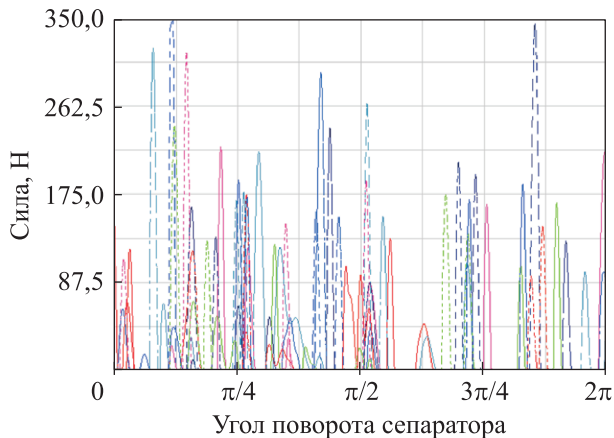


Рис. 2. Изменение силы между шариками и МС за один его оборот

чение одного установившегося оборота МС с шагом 2, которые затем для определения напряженно-деформированного состояния МС экспортируются в САЕ ANSYS. Системы сил включают в себя силы со стороны тел качения и опорного кольца, а также силы инерции.

Пример изменения сил между телами качения и МС шарикового ПК приведен на рис. 2. Различные цвета кривых соответствуют разным шарикам. Системы сил передавались в программу ANSYS, где для каждой из них выполнялся расчет напряженно-деформированного состояния. Примеры полученных методом конечных элементов полей интенсивности напряжений показаны на рис. 3.

Видно, что в МС шарикового ПК (рис. 3, а) наиболее опасным является среднее сечение окружной перемычки, а в роликовом ПК (рис. 3, б) — галтель между окружной и осевой перемычками на его наружной поверхности. Максимальная концентрация напряжений наблюдается со стороны окон МС, что обусловлено перекосом колец ПК и вызванного им перекоса МС по отношению к опорному кольцу. Сепаратор взаимодействует с ним по одной стороне, создавая концентрацию напряжений в месте пересечения внутренней поверхности МС и поверхности окна.

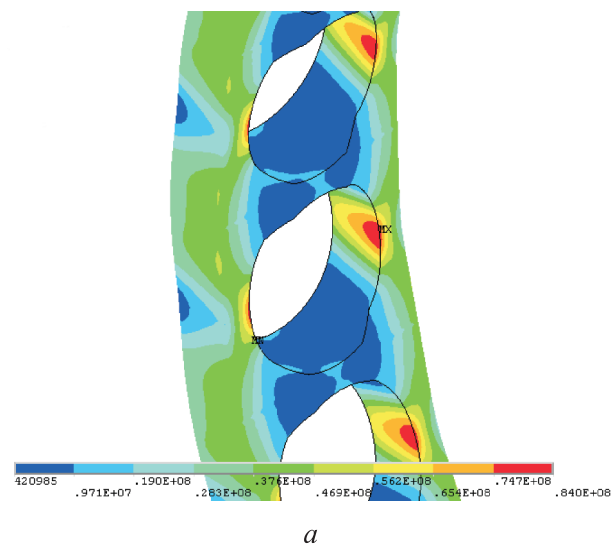
Расчеты усталостной повреждаемости и практические случаи разрушения МС показывают, что от расположенных в этих местах фасок начинают развиваться трещины и происходит разрыв МС.

Усталостную прочность всех узлов или элементов конечно-элементной сетки МС оценивали в следующей последовательности: 1) для каждого шага нагружения определяли первые

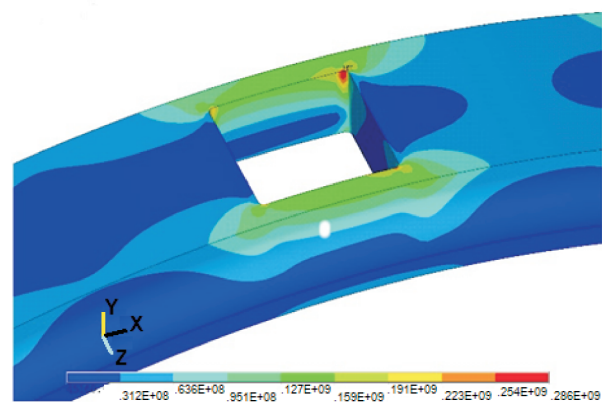
главные напряжения и интенсивность напряжений; 2) методом «падающего дождя» [36] проводили подсчет эквивалентных циклов, каждый из которых имел собственные значения амплитудных и средних напряжений; 3) на основе сопоставления полученных данных с кривыми усталости рассчитывали и суммировали повреждаемость.

Так как расчеты выполняли в области большой долговечности, запас прочности брали по напряжениям, что учитывалось при задании кривой усталости. Нормативные значения коэффициентов запаса, при которых усталостная прочность деталей считается обеспеченной, рекомендовано выбирать не ниже 1,5...2,5 [37].

Массивные сепараторы ПК аэрокосмического назначения для уменьшения коэффициента трения, как правило, подвергают серебрению. Гальванические покрытия снижают уста-



а



б

Рис. 3. Поля интенсивности напряжений, Па, в МС шарикового ПК (а) и роликового ПК (б) на одном из шагов нагружения

лостную прочность детали, что обусловлено наводороживанием основного металла и физико-механическими свойствами самого покрытия [38]. Величина снижения усталостной прочности зависит от состава электролита, его температуры и толщины покрытия. В связи с этим далее в расчетах использовали кривую Веллера, в билогарифмических координатах сдвинутую вниз на $\lg 1,5$.

В подавляющем большинстве расчетных вариантов долговечность МС шарикового ПК превышала предъявляемые к нему требования. Однако при отдельных сочетаниях геометрических параметров долговечность МС существенно падала, например, при заниженном или завышенном зазоре плавания МС.

Непосредственное существенное воздействие на долговечность МС оказывают максимальные силы, действующие на него со стороны опорного кольца. Эта зависимость при угле перекося колец $\psi = 11'$ проиллюстрирована на рис. 4. Точки на графике соответствуют разным сочетаниям внутренних геометрических параметров ПК: развалов дорожек качения, зазоров плавания МС, радиального зазора в ПК и зазоров в окне МС. Имеет место очень высокая корреляция логарифма долговечности и максимальных сил между МС и опорным наружным кольцом (коэффициент корреляции равен $-0,94$).

Соответствующую линию тренда (сплошную линию) можно использовать для предварительной оценки долговечности МС по результатам динамического расчета. Следует от-

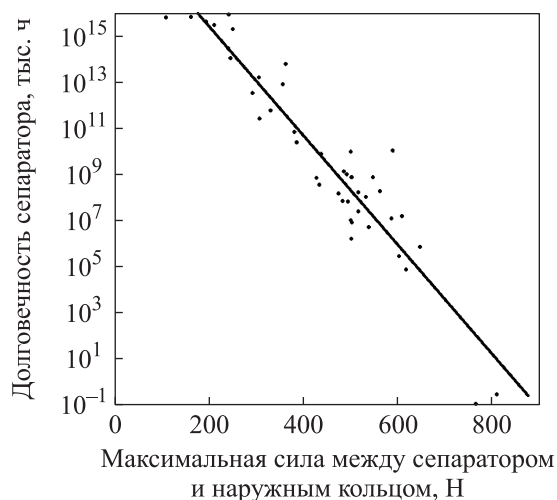


Рис. 4. Зависимость долговечности МС шарикового ПК от максимальной силы между МС и наружным кольцом при угле перекося колец $\psi = 11'$



Рис. 5. Зависимость долговечности МС шарикового ПК от угла перекося колец

метить, что в среднем долговечность МС снижается с ростом максимальных сил между шариками и МС и с уменьшением максимальных нормальных контактных сил между шариками и дорожками качения. Коэффициенты корреляции между логарифмом долговечности и этими нагрузками — среднесильные ($-0,46$ и $-0,32$).

Так как именно перекося колец ПК является причиной значительного увеличения концентрации напряжений в МС, для определения допустимого в данной опоре угла перекося при проектировании важно располагать зависимостью между ним и долговечностью МС. Такая зависимость для средних значений внутренних геометрических параметров шарикового ПК приведена на рис. 5.

Из этого рисунка и других результатов расчетов следует, что уменьшение угла перекося на одну минуту может увеличить усталостную долговечность МС на несколько порядков особенно в диапазоне больших значений несоосности колец.

Долговечность МС роликового ПК при запасе по напряжениям 1,5 удовлетворяет предъявляемым требованиям. Однако наличие неметаллического включения в самом опасном сечении может повысить концентрацию напряжений и существенно снизить долговечность МС.

Для оценки такого воздействия в конечно-элементную модель МС добавляли включение из оксида, центр которого расположен в месте максимальной интенсивности напряжений на глубине 50 мкм как от наружной поверхности МС, так и от внутренней поверхности его окружной перемычки. Форма включения — эллипсоид с полуосями 2,0; 3,5 и 5,0 мкм вдоль

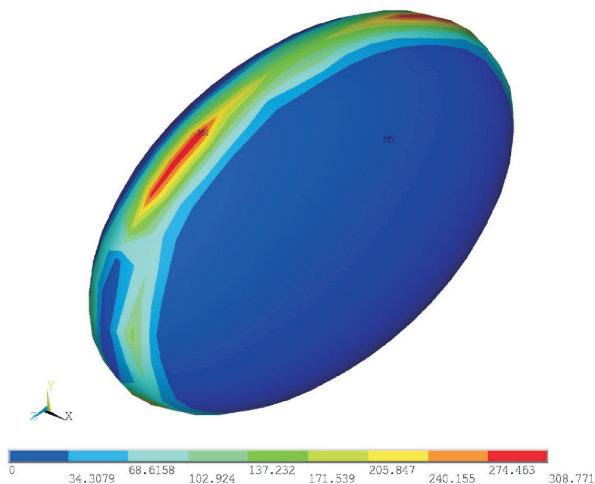


Рис. 6. Поле контактного давления, МПа, на поверхности между включением и матрицей на одном из шагов нагружения

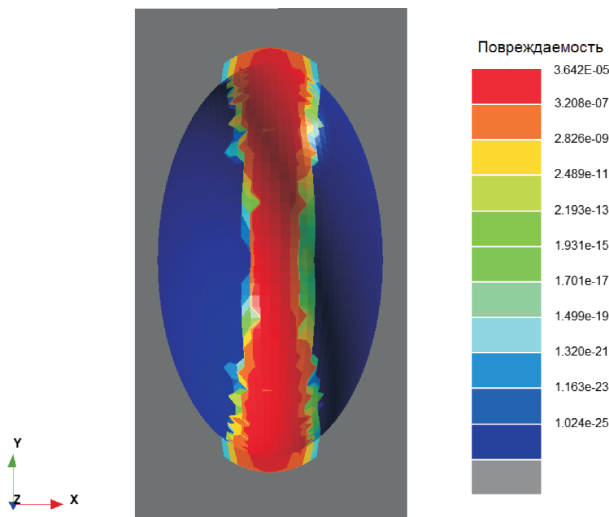


Рис. 7. Поле повреждаемости матрицы на поверхности между включением и матрицей

осей X , Y и Z соответственно. Материал включения — оксид с модулем упругости 375 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,25 [39, 40].

В качестве примера на рис. 6 показано поле контактного давления на поверхности между включением и матрицей на одном из шагов нагружения, а на рис. 7 — проходящее через центр включения сечение металлической матрицы плоскостью, параллельной осям X и Y с полем повреждаемости МС, накопленной за один его оборот. Полагая, что усталостному разрушению соответствует повреждаемость, равная единице, по приведенным на рис. 7 данным долговечность МС составляет 27 457 оборотов.

Выводы

1. Разработана методика определения долговечности МС ПК по условиям многоциклового усталости, включающая в себя моделирование динамики движения деталей ПК, расчет истории изменения полей динамических напряжений в МС и оценку усталостной поврежденности МС.

2. Исследовано влияние на усталостную долговечность МС роликового и шарикового ПК условий их нагружения, внутренних геометрических параметров и неметаллического включения.

3. Показана целесообразность контроля загрязненности неметаллическими включениями заготовок из стали 40ХН2МА-Ш, предназначенных для изготовления МС высокоскоростных ПК.

Литература

- [1] Aherwar A., Bajpai R., Khalid S. Investigation to failure analysis of rolling element bearing with various defects. *IJMET*, 2012, vol. 3, no. 2, pp. 138–149.
- [2] Kumbhar S.G., Sudhagar P.E., Desavale R.G. An overview of dynamic modeling of rolling-element bearings. *Noise Vib. Worldw.*, 2021, vol. 52, no. 1–2, pp. 3–18, doi: <https://doi.org/10.1177/0957456520948279>
- [3] Клебанов Я.М., Поляков К.А., Петров В.Р. и др. Проскальзывание в роликовых подшипниках при контактом гидродинамическом трении. *Трение и износ*, 2022, т. 43, № 1, с. 105–113, doi: <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2022-43-1-105-113>
- [4] Zhang R., Guo L., Zong Z. et al. Dynamic modeling and analysis of rolling bearings with rolling element defect considering time-varying impact force. *J. Sound Vib.*, 2023, vol. 562, no. 99, art. 117820, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2023.117820>
- [5] Gupta P.K. Modeling of instabilities induced by cage clearances in cylindrical roller bearings. *Tribol. Trans.*, 1991, vol. 34, no. 1, pp. 1–8, doi: <https://doi.org/10.1080/10402009108982002>
- [6] Ghaisas N., Wassgren C.R., Sadeghi F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings. *J. Tribol.*, 2004, vol. 126, no. 4, pp. 681–689, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1792674>

- [7] Bovet C., Zamponi L. An approach for predicting the internal behaviour of ball bearings under high moment load. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 101, pp. 1–22, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.03.002>
- [8] Cui Y., Deng S., Zhang W. et al. The impact of roller dynamic unbalance of high-speed cylindrical roller bearing on the cage nonlinear dynamic characteristics. *Mech. Mach. Theory*, 2017, vol. 118, pp. 65–83, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.001>
- [9] Sakaguchi T., Harada K. Dynamic analysis of cage behavior in a tapered roller bearing. *J. Tribol.*, 2006, vol. 128, no. 3, pp. 604–611, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2197527>
- [10] Liu Y., Wang W., Liang H. et al. Nonlinear dynamic behavior of angular contact ball bearings under microgravity and gravity. *Int. J. Mech. Sci.*, 2020, vol. 183, art. 105782, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.105782>
- [11] Kingsbury E., Walker R. Motions of an unstable retainer in an instrument ball bearing. *J. Tribol.*, 1994, vol. 116, no. 2, pp. 202–208, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2927197>
- [12] Suzuki D., Takahashi K., Itoigawa F. et al. Study on cage wear of railway traction motor bearings based on analysis of rolling element motion. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 6, art. 594, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11060594>
- [13] Ye Z., Wang L. Effect of external loads on cage stability of high-speed ball bearings. *Proc. Inst. Mech. Eng. J*, 2015, vol. 229, no. 11, pp. 1300–1318, doi: <https://doi.org/10.1177/1350650115577402>
- [14] Niu L., Cao H., He Z. et al. An investigation on the occurrence of stable cage whirl motions in ball bearings based on dynamic simulations. *Tribol. Int.*, 2016, vol. 103, pp. 12–24, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.06.026>
- [15] Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Поляков К.А. и др. Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников. *Вестник машиностроения*, 2017, № 11, с. 3–9.
- [16] Балякин В.Б., Пилла К.К. *Методики расчета долговечности авиационных подшипников*. Самара, Изд-во Самарского ун-та, 2023. 76 с.
- [17] Sakaguchi T., Ueno K. Dynamic analysis of cage behavior in a cylindrical roller bearing. *NTN Tech. Rev.*, 2004, no. 71, pp. 8–17.
- [18] Harada K., Sakaguchi T. Dynamic analysis of a high-load capacity tapered roller bearing. *NTN Tech. Rev.*, 2005, no. 73, pp. 20–29.
- [19] Sapanen J., Mikkola A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: Theory. *Proc. Inst. Mech. Eng. K*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 201–211, doi: <https://doi.org/10.1243/14644190360713551>
- [20] Sapanen J., Mikkola A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 2: Implementation and results. *Proc. Inst. Mech. Eng. K*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 211–221, doi: <https://doi.org/10.1243/14644190360713560>
- [21] Yang Z.Z., Wu J.G., Qin B. et al. ADAMS dynamics simulating and analysis of vibration signal for deep-groove ball bearings. *Appl. Mech. Mater.*, 2013, vol. 312, pp. 254–257, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.312.254>
- [22] Teutsch R., Sauer B. An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzian line contacts. *J. Tribol.*, 2004, vol. 126, no. 3, pp. 436–442, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1739244>
- [23] Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Петров Н.И. и др. Влияние условий эксплуатации на работоспособность роликоподшипников ГТД. *Вестник машиностроения*, 2019, № 11, с. 36–41.
- [24] Stacke L.E., Fritson D., Nordling P. BEAST — a rolling bearing simulation tool. *Proc. Inst. Mech. Eng. K*, 1999, vol. 213, no. 2, pp. 63–71, doi: <https://doi.org/10.1243/1464419991544063>
- [25] Houpert L. CAGEDYN: a contribution to roller bearing dynamic calculations. Part I: Basic tribology concepts. *Tribol. Trans.*, 2009, vol. 53, no. 1, pp. 1–9, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000903132093>
- [26] Xu F., Ding N., Li N. et al. A review of bearing failure modes, mechanisms and causes. *Eng. Fail. Anal.*, 2023, vol. 152, art. 107518, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107518>
- [27] Shi Z., Liu J., Li H. et al. Dynamic simulation of a planet roller bearing considering the cage bridge crack. *Eng. Fail. Anal.*, 2022, vol. 131, art. 105849, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105849>

- [28] Мышкина А.В., Акулова С.Н., Кривоносова Е.А. и др. Влияние режимов плазменной обработки на распределение неметаллических включений в стали. *Вестник ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение*, 2017, т. 19, № 4, с. 154–171, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2017.4.11>
- [29] Jirandehi A.P., Khonsari M.M. General quantification of fatigue damage with provision for microstructure: a review. *Fatigue. Fract. Eng. Mater. Struct.*, 2021, vol. 44, no. 8, pp. 1973–1999, doi: <https://doi.org/10.1111/ffe.13515>
- [30] Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. *Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность*. Москва, Машиностроение, 1985. 224 с.
- [31] Клебанов Я.М., Поляков К.А., Бражникова А.М. Динамика двухрядных конических роликовых подшипников. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 1–16.
- [32] Muraki M., Kimura Y. Traction characteristics of lubricating oils. A simplified thermal theory of traction with a non-linear viscoelastic model. *JSLEJ*, 1983, vol. 28, no. 10, pp. 753–760.
- [33] Muraki M. Molecular structure of synthetic hydrocarbon oils and their rheological properties governing traction characteristics. *Tribol. Int.*, 1987, vol. 20, no. 6, pp. 347–354, doi: [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(87\)90063-6](https://doi.org/10.1016/0301-679X(87)90063-6)
- [34] Klebanov I.M., Moskalik A.D., Brazhnikova A.M. Critical sliding in rolling bearings under hydrodynamic friction conditions. *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 4, pp. 255–261, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622040067>
- [35] Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н. *Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД*. Самара, Изд-во СГАУ, 2007. 254 с.
- [36] ГОСТ 25.101–83. *Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов*. Москва, Изд-во стандартов, 1983. 50 с.
- [37] Березин И.Я., Чернявский О.Ф. *Усталостное разрушение металлов и расчеты на прочность и долговечность при переменных напряжениях*. Челябинск, ЮУрГУ, 2003. 76 с.
- [38] Шлутера М.А. *Гальванические покрытия в машиностроении*. Т. 1. Москва, Машиностроение, 1985. 240 с.
- [39] Спектор А.Г., Зельбет Б.М., Киселева С.А. *Структура и свойства подшипниковых сталей*. Москва, Металлургия, 1980. 264 с.
- [40] Vincent A., Fougeres R., Lormand G. et al. A physically based endurance limit model for through hardened and surface hardened bearing steels. *Bearing Steel Technology*, 2002, pp. 459–473, doi: <https://doi.org/10.1520/STP10873S>

References

- [1] Aherwar A., Bajpai R., Khalid S. Investigation to failure analysis of rolling element bearing with various defects. *IJMET*, 2012, vol. 3, no. 2, pp. 138–149.
- [2] Kumbhar S.G., Sudhagar P.E., Desavale R.G. An overview of dynamic modeling of rolling-element bearings. *Noise Vib. Worldw.*, 2021, vol. 52, no. 1–2, pp. 3–18, doi: <https://doi.org/10.1177/0957456520948279>
- [3] Klebanov Ya.M., Polyakov K.A., Petrov V.R. et al. Slip in roller bearings under hydrodynamic contact friction. *Trenie i iznos*, 2022, vol. 43, no. 1, pp. 105–113, doi: <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2022-43-1-105-113> (in Russ.). (Eng. version: *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 1, pp. 74–79, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622010068>)
- [4] Zhang R., Guo L., Zong Z. et al. Dynamic modeling and analysis of rolling bearings with rolling element defect considering time-varying impact force. *J. Sound Vib.*, 2023, vol. 562, no. 99, art. 117820, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2023.117820>
- [5] Gupta P.K. Modeling of instabilities induced by cage clearances in cylindrical roller bearings. *Tribol. Trans.*, 1991, vol. 34, no. 1, pp. 1–8, doi: <https://doi.org/10.1080/10402009108982002>
- [6] Ghaisas N., Wassgren C.R., Sadeghi F. Cage instabilities in cylindrical roller bearings. *J. Tribol.*, 2004, vol. 126, no. 4, pp. 681–689, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1792674>
- [7] Bovet C., Zamponi L. An approach for predicting the internal behaviour of ball bearings under high moment load. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 101, pp. 1–22, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.03.002>

- [8] Cui Y., Deng S., Zhang W. et al. The impact of roller dynamic unbalance of high-speed cylindrical roller bearing on the cage nonlinear dynamic characteristics. *Mech. Mach. Theory*, 2017, vol. 118, pp. 65–83, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.08.001>
- [9] Sakaguchi T., Harada K. Dynamic analysis of cage behavior in a tapered roller bearing. *J. Tribol.*, 2006, vol. 128, no. 3, pp. 604–611, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2197527>
- [10] Liu Y., Wang W., Liang H. et al. Nonlinear dynamic behavior of angular contact ball bearings under microgravity and gravity. *Int. J. Mech. Sci.*, 2020, vol. 183, art. 105782, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.105782>
- [11] Kingsbury E., Walker R. Motions of an unstable retainer in an instrument ball bearing. *J. Tribol.*, 1994, vol. 116, no. 2, pp. 202–208, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2927197>
- [12] Suzuki D., Takahashi K., Itoigawa F. et al. Study on cage wear of railway traction motor bearings based on analysis of rolling element motion. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 6, art. 594, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11060594>
- [13] Ye Z., Wang L. Effect of external loads on cage stability of high-speed ball bearings. *Proc. Inst. Mech. Eng. J*, 2015, vol. 229, no. 11, pp. 1300–1318, doi: <https://doi.org/10.1177/1350650115577402>
- [14] Niu L., Cao H., He Z. et al. An investigation on the occurrence of stable cage whirl motions in ball bearings based on dynamic simulations. *Tribol. Int.*, 2016, vol. 103, pp. 12–24, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.06.026>
- [15] Klebanov Ya.M., Murashkin V.V., Polyakov K.A. et al. Dynamic loading in high-speed ball bearings. *Vestnik mashinostroeniya*, 2017, no. 11, pp. 3–9. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2018, vol. 38, no. 2, pp. 65–71, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X18020107>)
- [16] Balyakin V.B., Pilla K.K. *Metodiki rascheta dolgovechnosti aviatsionnykh podshipnikov* [Methods of calculation of aircraft bearing durability]. Samara, Izd-vo Samarskogo un-ta Publ., 2023. 76 p. (In Russ.).
- [17] Sakaguchi T., Ueno K. Dynamic analysis of cage behavior in a cylindrical roller bearing. *NTN Tech. Rev.*, 2004, no. 71, pp. 8–17. (In Russ.).
- [18] Harada K., Sakaguchi T. Dynamic analysis of a high-load capacity tapered roller bearing. *NTN Tech. Rev.*, 2005, no. 73, pp. 20–29.
- [19] Sopanen J., Mikkola A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: Theory. *Proc. Inst. Mech. Eng. K*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 201–211, doi: <https://doi.org/10.1243/14644190360713551>
- [20] Sopanen J., Mikkola A. Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 2: Implementation and results. *Proc. Inst. Mech. Eng. K*, 2003, vol. 217, no. 4, pp. 211–221, doi: <https://doi.org/10.1243/14644190360713560>
- [21] Yang Z.Z., Wu J.G., Qin B. et al. ADAMS dynamics simulating and analysis of vibration signal for deep-groove ball bearings. *Appl. Mech. Mater.*, 2013, vol. 312, pp. 254–257, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.312.254>
- [22] Teutsch R., Sauer B. An alternative slicing technique to consider pressure concentrations in non-Hertzian line contacts. *J. Tribol.*, 2004, vol. 126, no. 3, pp. 436–442, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1739244>
- [23] Klebanov Ya.M., Murashkin V.V., Petrov N.I. et al. The influence of operating conditions on the performance of gas-turbine engine bearings. *Vestnik mashinostroeniya*, 2019, no. 11, pp. 36–41. (In Russ.).
- [24] Stacke L.E., Fritzson D., Nordling P. BEAST — a rolling bearing simulation tool. *Proc. Inst. Mech. Eng. K*, 1999, vol. 213, no. 2, pp. 63–71, doi: <https://doi.org/10.1243/1464419991544063>
- [25] Houpert L. CAGEDYN: a contribution to roller bearing dynamic calculations. Part I: Basic tribology concepts. *Tribol. Trans.*, 2009, vol. 53, no. 1, pp. 1–9, doi: <https://doi.org/10.1080/10402000903132093>
- [26] Xu F., Ding N., Li N. et al. A review of bearing failure modes, mechanisms and causes. *Eng. Fail. Anal.*, 2023, vol. 152, art. 107518, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107518>
- [27] Shi Z., Liu J., Li H. et al. Dynamic simulation of a planet roller bearing considering the cage bridge crack. *Eng. Fail. Anal.*, 2022, vol. 131, art. 105849, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105849>

- [28] Myshkina A.V., Akulova S.N., Krivonosova E.A. et al. The influence of plasma treatment regimes on the distribution of nonmetallic inclusions in steel. *Vestnik PNIU. Mashinostroenie, materialovedenie* [Bulletin PNRPU. Mechanical Engineering, Materials Science], 2017, vol. 19, no. 4, pp. 154–171, doi: <https://doi.org/10.15593/2224-9877/2017.4.11> (in Russ.).
- [29] Jirandehi A.P., Khonsari M.M. General quantification of fatigue damage with provision for microstructure: a review. *Fatigue. Fract. Eng. Mater. Struct.*, 2021, vol. 44, no. 8, pp. 1973–1999, doi: <https://doi.org/10.1111/ffe.13515>
- [30] Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Raschet detaley mashin i konstruktsiy na prochnost i dolgovechnost* [Calculation of machine parts and structures for strength and durability]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 224 p. (In Russ.).
- [31] Klebanov Ya.M., Polyakov K.A., Brazhnikova A.M. Dynamics of the double-row tapered roller bearings. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 2, pp. 1–16. (In Russ.).
- [32] Muraki M., Kimura Y. Traction characteristics of lubricating oils. A simplified thermal theory of traction with a non-linear viscoelastic model. *JSLEJ*, 1983, vol. 28, no. 10, pp. 753–760.
- [33] Muraki M. Molecular structure of synthetic hydrocarbon oils and their rheological properties governing traction characteristics. *Tribol. Int.*, 1987, vol. 20, no. 6, pp. 347–354, doi: [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(87\)90063-6](https://doi.org/10.1016/0301-679X(87)90063-6)
- [34] Klebanov I.M., Moskalik A.D., Brazhnikova A.M. Critical sliding in rolling bearings under hydrodynamic friction conditions. *J. Frict. Wear*, 2022, vol. 43, no. 4, pp. 255–261, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068366622040067>
- [35] Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsonov V.N. *Teoriya i proektirovanie opor rotorov aviatsionnykh GTD* [Theory and design of rotor supports for aircraft GTE rotors]. Samara, Izd-vo SGAU Publ., 2007. 254 p. (In Russ.).
- [36] GOST 25.101–83. *Raschety i ispytaniya na prochnost. Metody skhematizatsii sluchaynykh protsessov nagruzheniya elementov mashin i konstruktsiy i statisticheskogo predstavleniya rezultatov* [State standard GOST 25.101–83. Strength calculation and testing. Representation of random loading of machine elements and structures and statistical evaluation of results]. Moscow, Izd-vo standartov Publ., 1983. 50 p. (In Russ.).
- [37] Berezin I.Ya., Chernyavskiy O.F. *Ustalostnoe razrushenie metallov i raschety na prochnost i dolgovechnost pri peremennykh napryazheniyakh* [Fatigue failure of metals and calculations of strength and durability under alternating stresses]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2003. 76 p. (In Russ.).
- [38] Shlugera M.A. *Galvanicheskie pokrytiya v mashinostroenii*. T. 1 [Galvanic coatings in mechanical engineering. Vol. 1]. Moscow, Mashinostroenie, 1985. 240 p. (In Russ.).
- [39] Spektor A.G., Zelbet B.M., Kiseleva S.A. *Struktura i svoystva podshipnikovyykh staley* [Structure and properties of bearing steels]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1980. 264 p. (In Russ.).
- [40] Vincent A., Fougères R., Lormand G. et al. A physically based endurance limit model for through hardened and surface hardened bearing steels. *Bearing Steel Technology*, 2002, pp. 459–473, doi: <https://doi.org/10.1520/STP10873S>

Статья поступила в редакцию 02.05.2024

Информация об авторах

КЛЕБАНОВ Яков Мордухович — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: jklebanov@mail.ru).

УРЛАПКИН Александр Викторович — старший преподаватель кафедры «Конструкции проектирования двигателей летательных аппаратов». Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва (443086, Самара, Российская Федерация, Московское шоссе, д. 34, e-mail: urlapkin.av@ssau.ru).

АДЕЯНОВ Игорь Евгеньевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: adigorev@gmail.com).

ПУГАЧЕВА Татьяна Михайловна — кандидат технических наук, доцент кафедры «Металловедение, порошковая металлургия, наноматериалы». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: t.pugacheva15@yandex.ru).

ПОЛЯКОВ Константин Анатольевич — кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: garry_c@rambler.ru).

БРАЗНИКОВА Александра Максимовна — аспирант, старший преподаватель кафедры «Механика». Самарский государственный технический университет (443100, Самара, Российская Федерация, Молодогвардейская ул., д. 244, главный корпус, e-mail: brazhnikova_98@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Клебанов Я.М., Урлапкин А.В., Адеянов И.Е., Пугачева Т.М., Поляков К.А., Бразжникова А.М. Динамические нагрузки и долговечность массивных сепараторов подшипников качения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 11, с. 3–13.

Please cite this article in English as:

Klebanov I.M., Urlapkin A.V., Adeyanov I.E., Pugacheva T.M., Polyakov K.A., Brazhnikova A.M. Dynamic loads and durability of the rolling bearing massive separators. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 11, pp. 3–13.

Information about the authors

KLEBANOV Iakov Mordukhovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of the Department of Mechanics. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., Bldg. 244, main building, e-mail: jklebanov@mail.ru).

URLAPKIN Alexander Viktorovich — Senior Lecturer, Department of Aircraft Engine Design Structures. Samara National Research University named after S.P. Korolev (443086, Samara, Russian Federation, Moskovskoye Shosse, Bldg. 34, e-mail: urlapkin.av@ssau.ru).

ADEYANOV Igor Evgenievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanics. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., Bldg. 244, main building, e-mail: adigorev@gmail.com).

PUGACHEVA Tatyana Mikhailovna — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor of the Department of Metallurgy, Powder Metallurgy, Nanomaterials. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., Bldg. 244, main building, e-mail: t.pugacheva15@yandex.ru).

POLYAKOV Konstantin Anatolievich — Candidate of Science (Phys.-Math.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanics. Samara State Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., Bldg. 244, Main Building, e-mail: garry_c@rambler.ru).

BRAZHNIKOVA Alexandra Maksimovna — Postgraduate, Senior Lecturer, Department of Mechanics. Samara State University Technical University (443100, Samara, Russian Federation, Molodogvardeyskaya St., Bldg. 244, main building, e-mail: brazhnikova_98@mail.ru).