

ПОШАГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

© 2023

Я. М. Клебанов доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика»; Самарский государственный технический университет;
jklebanov@mail.ru

В. В. Мурашкин кандидат технических наук, директор центрального специального конструкторского бюро; ОАО «Управляющая компания ЕПК», г. Самара;
v.murashkin@epkgroup.ru

А. М. Бражникова аспирант, ассистент кафедры «Механика»; Самарский государственный технический университет;
brazhnikova_98@mail.ru

Целью данной работы явилась разработка эффективных методов расчёта скорости износа дорожек качения и роликов роликовых подшипников при динамических нагрузках. На основании закона Арчарда построены методы прямого пошагового расчёта скорости износа и метода расчёта этой скорости по усреднённым параметрам для условий переменных контактных нагрузок и скоростей скольжения. В соответствии с первым методом изменение нормальной силы, скорости скольжения и толщины масляной плёнки в контакте определяется в динамическом расчёте подшипника, а для расчёта поля контактного давления применяется метод конечных элементов. Многомассовая модель динамики подшипника включает в себя модель контактного трения, позволяющую адекватно воспроизводить условия гидродинамического контакта твёрдых тел. С помощью этих двух методов выполнены расчёты износа дорожки качения внутреннего кольца и роликов двухрядного конического роликоподшипника. Сопоставление результатов подтверждает приемлемую точность расчёта по усреднённым параметрам.

Гидродинамическое трение; закон Арчарда; контактное давление; коэффициент износа; конечно-элементное моделирование

Цитирование: Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Бражникова А.М. Пошаговое моделирование износа рабочих поверхностей роликовых подшипников // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 42-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-42-56

Введение

Вызванные износом изменения размеров и формы рабочих поверхностей подшипников качения способны заметно скорректировать динамику движения их деталей и условия образования масляной плёнки, а также оказать существенное влияние на структуру поверхностных слоёв материала детали [1 – 3]. Эти процессы существенно влияют на долговечность подшипников [4; 5], нарушают их функциональность, а возможная цепная реакция может привести к ещё более серьёзным отказам [6].

Несмотря на большое количество научных публикаций, посвящённых моделированию износа, прогресс в этой области из-за чрезвычайной сложности проблем износа происходит достаточно медленно [7]. Многие из опубликованных статей содержат только «словесные модели», в других были предложены различные формулы расчёта износа. Однако при детальном анализе этих моделей, включая методы их разработки, условия применимости, использованные характеристики и проведённые экспериментальные проверки, можно сделать вывод, что ни одна из них не является достаточной для описания сложных явлений износа в целом. В [8] было подсчитано, что авторы законов износа использовали 32 различных параметра для описания своих данных. А в обзоре [9] было идентифицировано более ста независимых переменных и констант. Та-

кая избыточность вызвана, в первую очередь, отсутствием базовой теории износа. У большинства опубликованных моделей износа, по-видимому, нет других пользователей, кроме их первоначальных авторов, и только закон износа Арчарда [10] получил широкое применение, главным образом благодаря своей простоте, применимости в широком диапазоне условий смешанной смазки и способности описывать основные тенденции [7].

В результате рассмотрения большого количества разработанных ранее моделей изнашивания в [11] сделан вывод, что наиболее распространённая форма этих моделей может быть представлена в следующем едином математическом выражении:

$$\frac{dW}{dt} = k \frac{p^\alpha v^\beta}{H^\gamma}, \quad (1)$$

где W – величина износа; t – время, k – коэффициент износа; p – контактное давление; v – скорость скольжения; H – твёрдость; α , β и γ – показатели степени, которые различаются от одной модели к другой. При $\alpha = \beta = \gamma = 1$ зависимость (1) сводится к закону Арчарда.

Коэффициент износа зависит от свойств материала и условий эксплуатации, к которым применим каждый закон износа. При гидродинамическом трении он существенно зависит от параметра масляной плёнки.

Закон Арчарда получил преимущественное использование и при численном моделировании процессов износа в шариковых и роликовых подшипниках [12 – 20]. Отметим также работы [21 – 23], в которых для расчёта износа в контакте шариков и дорожек качения используется специализированный закон изнашивания материалов тел качения [24], содержащий три эмпирические константы.

В работе [5] для определения скорости износа в контакте шариков и дорожек качения используется полученная авторами эмпирическая модель. В работе [3] на основе данных экспериментальных исследований построены эмпирические зависимости интенсивности изнашивания шарикового подшипника по осевому и радиальному зазорам от эквивалентной нагрузки на подшипники, смазываемые маловязкими жидкостями.

Прямой расчёт скорости износа

В литературе не представлены какие-либо исследования, прямо устанавливающие связь между коэффициентом износа и параметром масляной плёнки. Вместе с тем, хорошо известно влияние толщины плёнки на ресурс подшипника. Такая зависимость получена в работе [25] в результате осреднения данных работ [26] и [27]. Полагая, что долговечность обратно пропорциональна коэффициенту износа [12], и используя результаты работы [19], нетрудно определить зависимость коэффициента износа от параметра масляной плёнки – отношения толщины плёнки к суммарной высоте микронеровностей контактирующих поверхностей. Она представлена на рис. 1. Эта зависимость соответствует известным экспериментальным данным [19; 28], согласно которым диапазон изменения коэффициента износа при гидродинамическом трении составляет примерно от $1 \cdot 10^{-11}$ до $5 \cdot 10^{-10}$.

Далее принимается, что в течение некоторого периода эксплуатации подшипника изменения размеров и формы, вызванные износом, мало влияют на динамику движения деталей подшипников и на распределение контактного давления между ними.

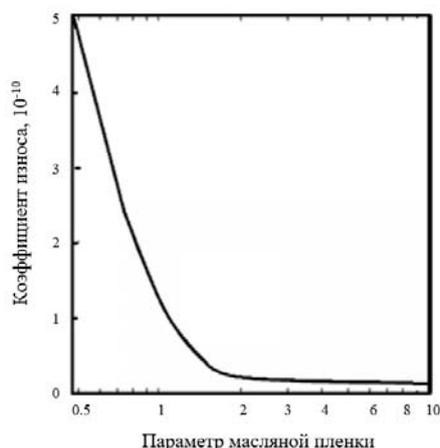


Рис. 1. Зависимость коэффициента износа от параметра масляной плёнки

По истечении этого периода необходимо повторно выполнить расчёты динамики и контактного давления, результаты которых предназначены для расчёта износа на следующем таком же периоде эксплуатации. Продолжительность периода выбирается так, чтобы выполнялись условия устойчивости и точности всей расчётной процедуры.

С учётом изложенного для прямого численного расчёта скорости износа в контакте дорожки качения и ролика необходимо сделать следующие вычисления:

1. Определить в динамическом расчёте с использованием многомассовой модели динамики подшипника, включающей модель гидродинамического контактного трения, пошаговое изменение нормальной силы, скорости скольжения и толщины масляной плёнки за один оборот сепаратора.

2. Используя график рис. 1, посчитать на каждом временном шаге динамического расчёта коэффициент износа.

3. Для каждого шага определить распределение контактного давления вдоль выбранных линий износа.

4. Рассчитать с использованием закона Арчарда пошаговые значения скорости износа и затем её среднее значение на каждой рассматриваемой линии износа за один оборот сепаратора.

5. Рассчитать глубину износа за принятый период эксплуатации подшипника и скорректировать профили роликов и дорожек качения с учётом этого износа.

6. Повторять пункты 1 – 5 для последующих периодов эксплуатации до тех пор, пока не будет достигнут заданный ресурс подшипника.

Расчёт нагрузки и скорости скольжения в контакте дорожек качения и роликов в данной работе выполняется с использованием модели многомассовой динамики подшипника, аналогичной представленной в [29]. Профиль роликов и дорожек качения в этой модели воспроизводится с помощью разбиения ролика на короткие цилиндры – слайсы.

Расчёт износа по усреднённым параметрам

Прямой расчёт скорости износа требует проведения большого объёма вычислений в связи с переменным характером контактных сил и скоростей скольжения. И хотя современные вычислительные средства позволяют достаточно быстро реализовывать такие вычисления, подобная процедура делает непрозрачным влияние на скорость износа отдельных факторов. В этой связи представляет интерес изложенный ниже метод оценки скорости износа по усреднённым параметрам. В соответствии с ним скорость износа рассчитывается по формуле:

$$\frac{dh}{dt} = \bar{k} \frac{\bar{p} \bar{v}}{H}, \quad (2)$$

где h – глубина износа, $\bar{k}, \bar{p}, \bar{v}$ – усреднённые значения коэффициента износа, контактного давления и скорости скольжения за весь рассматриваемый промежуток времени. В качестве такого промежутка выбирается сумма временных интервалов, на которых контактная сила больше нуля.

Усреднённое контактное давление \bar{p} – это давление, возникающее при приложении эквивалентной нормальной контактной силы Q_e , которая для случая рассматриваемого точечного контакта в соответствии с теорией Герца может быть рассчитана по формуле

$$Q_e = \left(\frac{\sum (Q_i^{1/3} \tau_i)}{\sum \tau_i} \right)^3. \quad (3)$$

Здесь Q_i – значение нормальной контактной силы на i -ом промежутке времени; τ_i – длительность этого промежутка; $\sum \tau_i$ – сумма временных интервалов, на которых контактная сила больше нуля.

Расчёт поля контактных давлений и определение соответствующих размеров пятна контакта и величин усреднённых контактных давлений выполняется только для значения эквивалентной нагрузки (3), что резко сокращает объём вычислений и позволяет легко сравнивать разные варианты.

Расчёт усреднённой скорости скольжения выполняется по формуле

$$\bar{u} = \frac{\sum (u_i \tau_i)}{\sum \tau_i}, \quad (4)$$

где u_i – значение скорости скольжения на i -ом промежутке времени.

Для определения усреднённого значения коэффициента износа сначала рассчитывается параметр толщины масляного слоя при контактном давлении, возникающем под действием эквивалентной нагрузки (3).

Получаем следующую последовательность расчётов:

1. Определить в динамическом расчёте с использованием многомассовой модели динамики подшипника пошаговое изменение нормальной силы и скорости скольжения за один оборот сепаратора.
2. Рассчитать эквивалентную силу (3).
3. Рассчитать усреднённую скорость скольжения (4).
4. Для полученного значения эквивалентной силы определить размеры пятна контакта и на выбранных линиях износа величины усреднённого контактного давления, параметра масляного слоя и коэффициента износа.
5. Рассчитать по формуле (2) значение скорости износа на каждой рассматриваемой линии износа за один оборот сепаратора.
6. Рассчитать глубину износа за принятый период эксплуатации подшипника и изменить профили роликов и дорожек качения с учётом этого износа.
7. Повторять пункты 1 – 6 для последующих периодов эксплуатации до тех пор, пока не будет достигнут заданный ресурс подшипника.

Расчёт износа рабочих поверхностей буксового подшипника

В качестве примера рассмотрен расчёт износа в контакте дорожки качения внутреннего кольца и ролика двухрядного конического роликового подшипника касетного типа с консистентной смазкой, широко используемого в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов (рис. 2). Внутренний диаметр подшипника 150 мм, наружный диаметр 250 мм, угол конусности ролика 53', средний диаметр 21,4 мм, число роликов в одном ряду – 23. Скорость скольжения между роликами и наружным кольцом примерно на порядок меньше скорости скольжения между роликами и внутренним кольцом. Поэтому износом в контакте роликов и дорожек качения наружного кольца можно пренебречь.

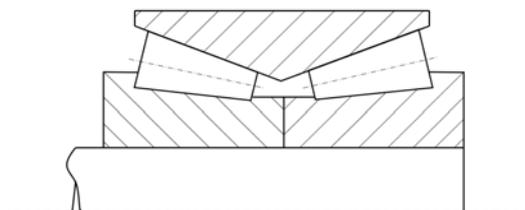


Рис. 2. Двухрядный конический роликовый подшипник касетного типа

Нагрузки на буксовый подшипник, используемые для оценки износа, рассчитываются по той же процедуре, что и в стандарте для расчёта осей колёсных пар [30; 31]. Учитываются два типа нагрузки: (1) вертикальная статическая нагрузка W , зависящая от массы вагона, и (2) горизонтальная и вертикальная компоненты динамической нагрузки, обозначенные соответственно P и R , вызванные изменением скорости вагона и неровностями рельсового полотна в плане и в профиле.

Учитывая условия нагружения вагона, статическую нагрузку на подшипник W можно рассчитать по формулам [30]:

$$W_c = \frac{M_c g}{N_e N_r}; \quad W_v = \frac{M_v g}{N_e N_r}, \quad (5)$$

где M – масса вагона за вычетом массы колёсных пар; g – ускорение силы тяжести; N_e – число колёсных пар в вагоне; N_r – число подшипников колёсной пары, индексами c и v здесь и далее отмечены случаи полностью нагруженного и порожнего вагона соответственно.

Компоненты динамической нагрузки рассчитываются по формулам [26]:

$$P_c = \alpha_{Lc} \frac{M_c g}{N_e N_r}; \quad P_v = \alpha_{Lv} \frac{M_v g}{N_e N_r}; \quad R_c = \alpha_{Lc} \frac{M_c g l_c}{N_e N_r j}; \quad R_v = \alpha_{Lv} \frac{M_v g l_v}{N_e N_r j}, \quad (6)$$

где l – вертикальное расстояние от оси до центра тяжести вагона; j – расстояние между подшипниками колёсной пары.

Коэффициент горизонтального ускорения α_L – параметр, количественно определяющий эффект динамического нагружения вагона. Этот коэффициент зависит от скорости вагона и состояния железнодорожного полотна. Для отечественного полотна [32]

$$\alpha_L = \bar{\alpha}_L \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(\alpha_L)}}. \quad (7)$$

Здесь $\bar{\alpha}_L$ – среднее значение коэффициента горизонтальной динамики; $P(\bar{\alpha}_L)$ – доверительная вероятность; принимается $P(\bar{\alpha}_L) = 0,97$.

Среднее значение коэффициента $\bar{\alpha}_L$ для грузовых вагонов определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_L = 0,003 \frac{N_e + 2}{2N_e} (5 + V), \quad (8)$$

где V – скорость движения, м/с.

При скорости движения поезда 70 км/ч по формулам (7) и (8) получаем коэффициент горизонтального ускорения $\alpha_L = 0,16$. Максимальная радиальная нагрузка на подшипник ($W_c + P_c$) в соответствии с нормами [33] составляет 88334 Н. В соответствии с (5) и (6) получаем $W_c = 69336$ Н и $P_c = 18998$ Н. По нормам [33] отношение массы гружёного и порожнего вагона составляет 25/7. Отсюда получаем $W_v = 19414$ Н и $P_v = 5319$ Н.

Для предварительных расчётов вагонов, близких к типовой конструкции, в [33] рекомендуется принимать высоту положения центра массы груженого кузова грузового вагона над уровнем осей колёсных пар равным 2,0 м. Масса наиболее распространённой тележки модели 18-100 составляет 4680 кг. Масса одной колёсной пары 1200 кг. Приближённая оценка высоты положения центра массы для порожнего вагона составляет $h_v = 0,57$ м. Расстояние между центрами буксовых опор рамы $j = 2036$ мм. Тогда в соответствии с (6) $R_c = 18195$ Н и $R_v = 1472$ Н.

Расчёты динамики подшипника выполнялись при частоте вращения внутреннего кольца 387 об/мин, что соответствует скорости движения поезда 70 км/ч при диаметре окружности катания колеса $D_w = 960$ мм.

Расчёт контактных давлений между роликом и дорожкой качения внутреннего кольца выполнялся методом конечных элементов в программе CAE ANSYS для следующих значений нормальных контактных сил: 895 Н, 986 Н, 1328 Н, 2083 Н. В пошаговых расчётах выполнялась интерполяция полученных значений. Разработанная конечно-элементная модель контакта ролика и внутреннего кольца подшипника (рис. 3) включает в себя выделенную плоскостями циклической симметрии 1/46 часть сектора внутреннего кольца. Из ролика, профиль которого представлен на рис. 4, взята 1/4 часть. Исходный профиль дорожки качения внутреннего кольца прямолинейный. Размер конечных элементов, непосредственно примыкающих к области контакта, составил 0,1 мм. По мере отдаления от места контакта размер элементов плавно увеличивался до 5 мм.

Для расчёта скорости износа по пятну контакта было проведено 9 линий – окружностей на поверхности ролика и дорожки качения внутреннего кольца. Их расположение иллюстрируется на рис. 4 – 6. Изменение профиля роликов и дорожек качения между этими линиями определялось линейной интерполяцией.

Принимая коэффициент порожнего пробега вагона 0,4 [19], по аналогии с [26], получаем следующие значения скоростей износа:

$$\frac{dh}{dt} = \left[\frac{0,6}{f_{rc} + f_c} \left(f_c \frac{dh_{cd}}{dt} + f_{rc} \frac{dh_{cs}}{dt} \right) + \frac{0,4}{f_{rv} + f_v} \left(f_v \frac{dh_{vd}}{dt} + f_{rv} \frac{dh_{vs}}{dt} \right) \right], \quad (9)$$

где f_{rc} и f_{rv} – частоты изменения сил W_c и W_v ; f_c и f_v – частоты колебаний вагона при движении.

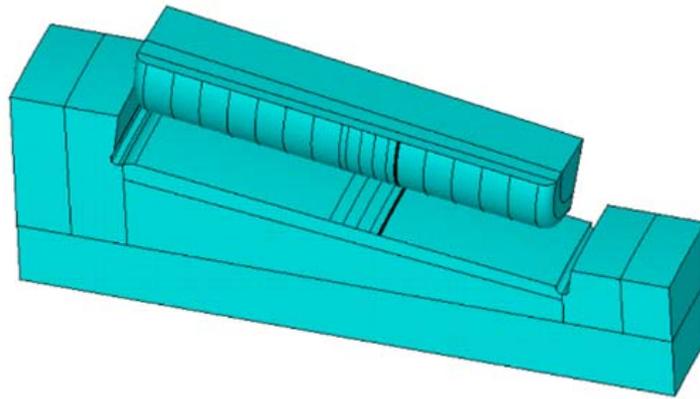


Рис. 3. Трёхмерная геометрическая модель фрагментов ролика и внутреннего кольца подшипника в САЕ ANSYS

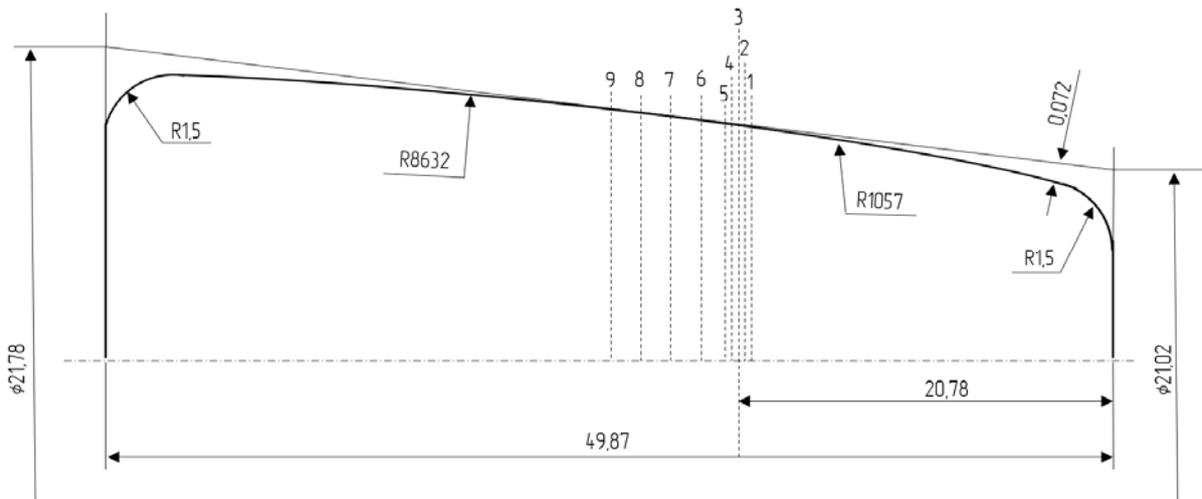


Рис. 4. Эскиз профиля ролика

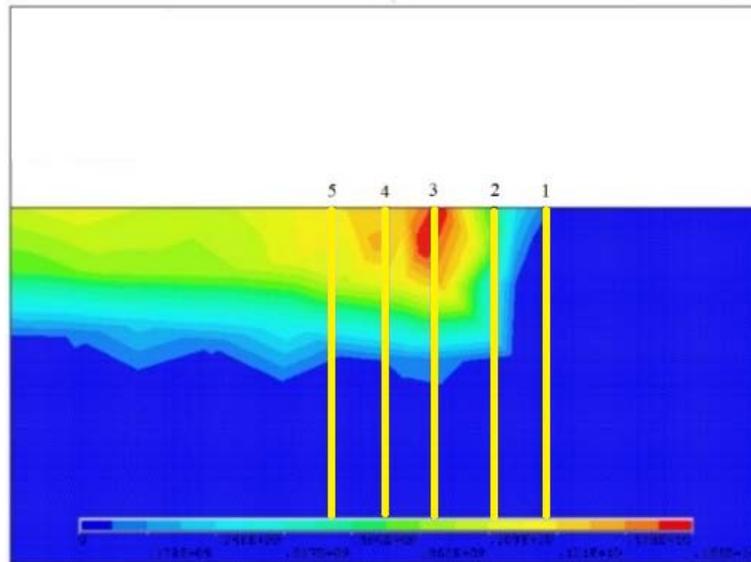


Рис. 5. Распределение давления в области большой концентрации контактных давлений для нормальной контактной силы 986 Н и неизношенных профилей, Па. Цифрами обозначены номера линий износа

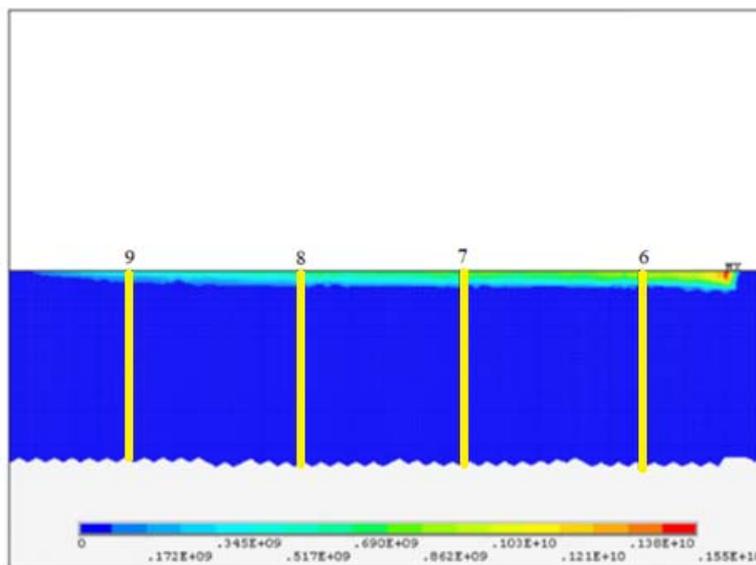


Рис. 6. Распределение давления в контакте ролика и внутреннего кольца для нормальной контактной силы 986 Н и неизношенных профилей, Па. Цифрами обозначены номера линий износа

Скорости износа $\frac{dh_{cd}}{dt}$, $\frac{dh_{cs}}{dt}$, $\frac{dh_{vd}}{dt}$ и $\frac{dh_{vs}}{dt}$ рассчитываются при действии в контакте постоянных нормальных сил Q_{sv} , Q_{sc} , Q_{dv} , Q_{dc} , где первые две силы возникают под действием на подшипник статических сил (5), а две последние – под действием соответствующих динамических сил (6).

Формула (9) получается из условия, что изменение нагрузок происходит по гармоническому закону. Принимается также, что частоты f_{rc} и f_{rv} пропорциональны скорости вращения оси, а частоты f_c и f_v зависят от отклонений пути в плане и профиле и

от скорости поезда. В соответствии с рекомендациями [26] можно принять f_c и f_v равными 0,28 Гц, в то время как

$$f_{ri} = \frac{2V_i}{D_w}, i = c, v. \quad (10)$$

Принимая скорость движения поезда и с грузёным, и порожним вагонами 70 км/ч, получаем $f_{rc} = f_{rv} = 40,42$ Гц.

В контакте роликов и дорожек качения реализуется пьезовязкий жёсткий режим трения. Следуя [34], для учёта характерного для консистентной смазки частичного масляного голодания полученную толщину масляной плёнки надо уменьшить на 30%. При этом коэффициент износа согласно рис. 1 увеличивается примерно в 2 раза.

На рис. 7 начальные скорости износа дорожки качения внутреннего кольца, полученные методом прямого расчёта, сравниваются со скоростями износа, полученными методом расчёта по усреднённым параметрам. Расчёты выполнены для линии износа 3, где реализуется максимальное контактное давление. Результаты сравнения подтверждают вполне приемлемую точность расчёта по усреднённым параметрам, поэтому дальнейшие расчёты выполняются этим методом.

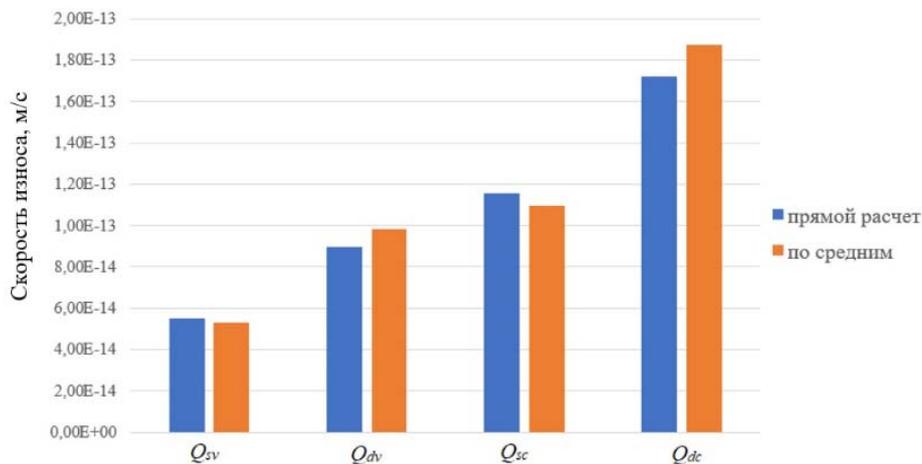


Рис. 7. Начальная скорость износа дорожки качения внутреннего кольца на линии износа 3 для постоянных нормальных контактных сил Q_{sv} , Q_{sc} , Q_{dv} , Q_{dc}

Определённую для первоначальных профилей ролика и дорожки качения внутреннего кольца скорость износа в соответствии с изложенным выше необходимо пересчитывать после определённого периода пробега вагона. В качестве пробного был выполнен расчёт с периодом по пробегу равным 300 000 км. Результаты для всех линий износа ролика представлены на рис. 8. Они демонстрируют неустойчивость процесса расчёта скорости износа, вызванную большим периодом пробега.

Результаты расчёта с периодом 150 000 км представлены на рис. 9 и 10. Они показывают устойчивое изменение скорости износа как для ролика, так и для дорожки качения внутреннего кольца. Дальнейшее уменьшение периода пересчёта условий взаимодействия роликов и колец не приводит к сколько-нибудь заметному уточнению накопленной величины износа.

Из полученных результатов также следует, что износ дорожки качения внутреннего кольца происходит примерно в 1,5 раза быстрее, чем износ роликов.

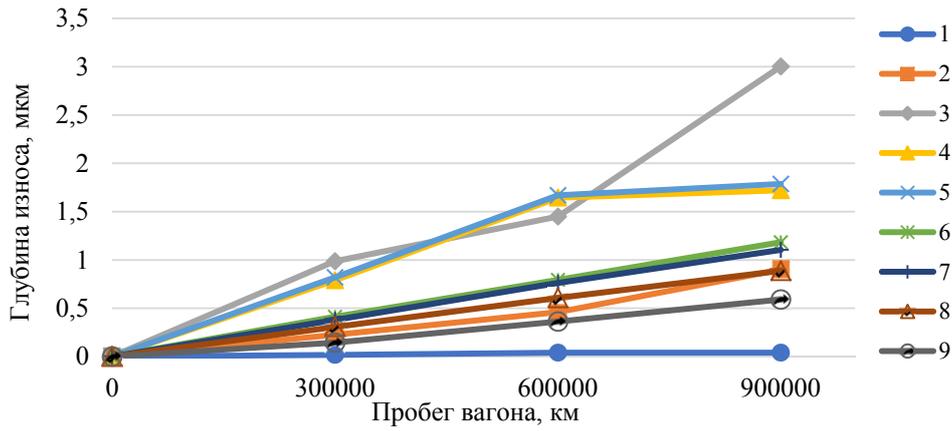


Рис. 8. Износ ролика, расчёт с периодом 300 000 км

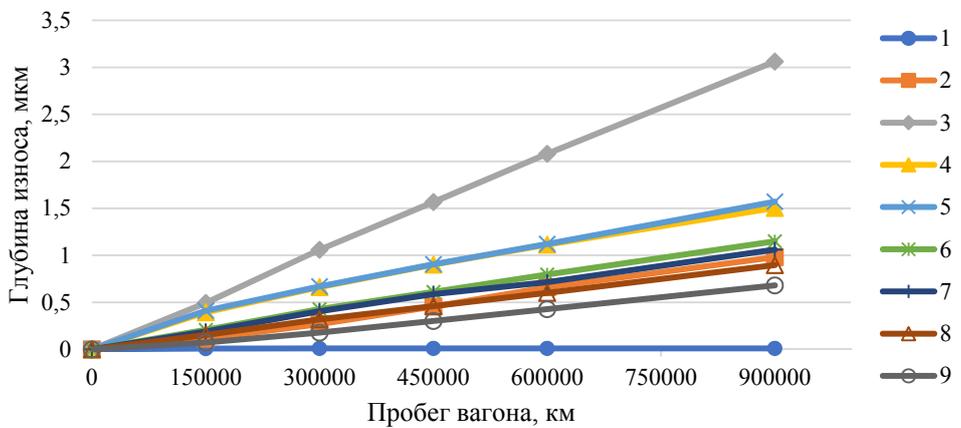


Рис. 9. Износ ролика, расчёт с периодом 150 000 км

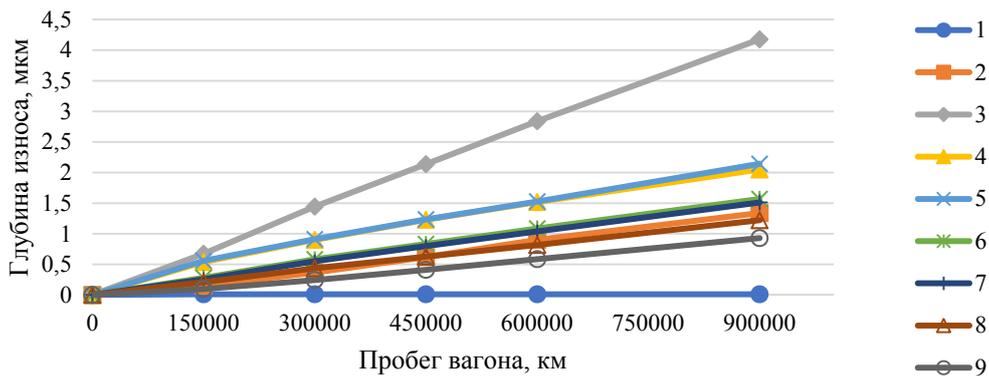


Рис. 10. Износ дорожки качения внутреннего кольца, расчёт с периодом 150 000 км

Заключение

Износ рабочих поверхностей подшипников качения во многих практических случаях является важным критическим фактором, влияющим на их работоспособность и долговечность. Однако этому вопросу посвящено лишь ограниченное число публикаций. В большинстве из них для расчёта скорости износа контактирующих поверхностей

используется получивший экспериментальное подтверждение при гидродинамическом трении подшипниковых сталея закон Арчарда. На основании этого закона в статье представлена процедура прямого пошагового расчёта скорости износа при переменных нагрузках и скоростях скольжения, в соответствии с которой при динамическом расчёте подшипника определяется изменение нормальной силы, скорости скольжения и параметра масляной плёнки. Для расчёта поля контактного давления применяется метод конечных элементов. Также предложен метод расчёта скорости износа по усреднённым параметрам, который показывает вполне приемлемую точность.

При расчёте износа весь период эксплуатации подшипника разбивается на периоды, в течение которых изменения размеров и формы, вызванные износом, мало влияют на динамику движения деталей подшипников и на распределение контактного давления между ними. По истечении каждого такого периода расчёты динамики и контактного давления выполняются вновь с учётом накопленного износа. Продолжительность такого периода выбирается из условия устойчивости и точности всей расчётной процедуры.

В качестве примера в статье рассмотрен расчёт износа в контакте дорожки качения внутреннего кольца и ролика двухрядного конического роликового подшипника кассетного типа, широко используемого в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов.

Библиографический список

1. Шец С.П., Сакало В.И. Влияние смазочного материала на процессы, протекающие в подшипниках качения // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 2 (50). С. 31-35. DOI: 10.12737/20240
2. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 5. С. 71-79.
3. Jiang S., Wang T., Xiao L. Experiment research and dynamic behavior analysis of multi-link mechanism with wearing clearance joint // Nonlinear Dynamics. 2022. V. 109, Iss. 3. P. 1325-1340. DOI: 10.1007/s11071-022-07499-z
4. Силаев Б.М., Барманов И.С. Прогнозирование изменения радиальных и осевых зазоров в шариковых подшипниках качения, смазываемых маловязкими жидкостями // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 2. С. 100-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108
5. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Пилла К.К. Методика расчёта долговечности подшипников с учётом износа тел качения // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 4. С. 491-497. DOI: 10.32864/0202-4977-2020-41-4-491-497
6. Tan D., Li R., He Q., Yang X., Zhou C., Mo J. Failure analysis of the joint bearing of the main rotor of the Robinson R44 helicopter: A case study // Wear. 2021. V. 477. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203862
7. Meng Y., Xu J., Ma L., Jin Z., Prakash B., Ma T., Wang W. A review of advances in tribology in 2020-2021 // Friction. 2022. V. 10, Iss. 10. P. 1443-1595. DOI: 10.1007/s40544-022-0685-7
8. Hsu S.M., Shen M.C., Ruff A.W. Wear prediction for metals // Tribology International. 1997. V. 30, Iss. 5. P. 377-383. DOI: 10.1016/S0301-679X(96)00067-9
9. Meng H.C., Ludema K.C. Wear models and predictive equations: their form and content // Wear. 1995. V. 181-183, part 2. P. 443-457. DOI: 10.1016/0043-1648(95)90158-2
10. Archard J.F. Contact and rubbing of flat surfaces // Journal of Applied Physics. 1953. V. 24, Iss. 8. P. 981-988. DOI: 10.1063/1.1721448

11. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
12. Liu C.H., Chen X.Y., Gu J.M., Jiang S.N., Feng Z.L. High-speed wear lifetime analysis of instrument ball bearings // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2009. V. 223, Iss. 3. P. 497-510. DOI: 10.1243/13506501JET496
13. Olofsson U., Andersson S., Björklund S. Simulation of mild wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings // Wear. 2000. V. 241, Iss. 2. P. 180-185. DOI: 10.1016/S0043-1648(00)00373-2
14. Olofsson U. Characterisation of wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings // Wear. 1997. V. 208, Iss. 1-2. P. 194-203. DOI: 10.1016/S0043-1648(96)07486-8
15. Yu G., Xia W., Song Z., Wu R., Wang S., Yao Y. Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory // Journal of Mechanical Science and Technology. 2018. V. 32, Iss. 7. P. 3329-3336. DOI: 10.1007/s12206-018-0635-5
16. Wang X.Y., Zhou C., Ou Y. Experimental analysis of the wear coefficient for the rolling linear guide // Advances in Mechanical Engineering. 2019. V. 11, Iss. 1. DOI: 10.1177/1687814018821744
17. Winkler A., Marian M., Tremmel S., Wartzack S. Numerical modeling of wear in a thrust roller bearing under mixed elastohydrodynamic lubrication // Lubricants. 2020. V. 8, Iss. 5. P. 58. DOI: 10.3390/lubricants8050058
18. Yang Z., Zhang Y., Zhang K., Li S. Wear analysis of angular contact ball bearing in multiple-bearing spindle system subjected to uncertain initial angular misalignment // Journal of Tribology. 2021. V. 143, Iss. 9. DOI: 10.1115/1.4049258
19. Morales-Espejel G.E., Brizmer V. Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: application to rolling bearings // Tribology Transactions. 2011. V. 54, Iss. 4. P. 625-643. DOI: 10.1080/10402004.2011.587633
20. Laine E., Olver A.V. The Effect of anti-wear additives on fatigue damage // 62nd STLE Annual Meeting (May, 6-10, 2007, Philadelphia, Pennsylvania, USA).
21. Павлов В.Г. Ресурс работы радиального шарикоподшипника условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2007. № 6. С. 102-111.
22. Павлов В.Г. Разработка математической модели для оценки ресурса работы радиального подшипника качения по условию предельно допустимого износа // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 9. С. 32-39.
23. Павлов В.Г. Расчёт на износ радиально-упорного шарикоподшипника // Физика, химия и механика трибосистем. 2011. № 10. С. 30-36.
24. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
25. Bamberger E., Harris T., Kasmarcky W., Moyer C., Parker R., Sherlock J., Zaretsky E. Life adjustment factors for ball and roller bearings // ASME Engineering Design Guide. New York: ASME, 1971. 34 p.
26. Tallian T.E. The theory of partial elastohydrodynamic contacts // Wear. 1972. V. 21, Iss. 1. P. 49-101. DOI: 10.1016/0043-1648(72)90249-9
27. Skurka J.C. Elastohydrodynamic lubrication of roller bearings // Journal of Lubrication Technology. 1970. V. 92, Iss. 2. P. 281-288. DOI: 10.1115/1.3451388
28. Williams J.A. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach // Wear. 1999. V. 225-229, Iss. 1 P. 1-17. DOI: 10.1016/S0043-1648(99)00060-5

29. Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Поляков К.А., Данильченко А.И. Динамическая нагруженность массивных сепараторов высокоскоростных шарикоподшипников // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 3-9.

30. JIS/4501. Japanese standards association. Railway Rolling stock. Design method for strength of axles. Japanese Industrial Standard, 1995. 11 p.

31. Ferreira J.L.A., Balthazar J.C., Araujo A.P.N. An investigation of rail bearing reliability under real conditions of use // Engineering Failure Analysis. 2003. V. 10, Iss. 6. P. 745-758. DOI: 10.1016/S1350-6307(02)00052-3

32. Анисимов П.С., Котуранов В.Н., Лукин В.В., Хохлов А.А., Кобищанов В.В. Конструирование и расчёт вагонов. М.: ФГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. 688 с.

33. Нормы расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 317 с.

34. Larsson R. EHL film thickness behavior // In book: «Encyclopedia of Tribology» / ed. by Q.J. Wang, Y.W. Chung. Boston: Springer, 2013. P. 817-827. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5_639

STEP-BY-STEP SIMULATION OF WEAR OF WORKING SURFACES IN ROLLER BEARINGS

© 2023

Ya. M. Klebanov Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Mechanics;
Samara State Technical University, Samara, Russian Federation;
jklebanov@mail.ru

V. V. Murashkin Candidate of Science (Engineering), Director of the Central Special Design Bureau of the EPC Management Company,
Samara, Russian Federation;
v.murashkin@epkgroup.ru

A. M. Brazhnikova Postgraduate Student, Assistant of the Department of Mechanics,
Samara State Technical University, Samara, Russian Federation;
brazhnikova_98@mail.ru

The purpose of this work was to develop effective methods for calculating the wear rate of raceways and roller bearings under dynamic loads. The wear of the working surfaces of rolling bearings in many practical cases is an important critical factor affecting their performance and durability. However, only a limited number of publications are devoted to this issue. In most of them, Archard's law, which has been experimentally confirmed during hydrodynamic friction of bearing steels, is used to calculate the wear rate of the contacting surfaces. Based on this law, the article presents a method of direct step-by-step calculation of the wear rate at variable contact loads and sliding speeds. In accordance with it, the change in the normal force, sliding speed and thickness of the oil film in contact is determined in the dynamic calculation of the bearing, and the finite element method is used to calculate the contact pressure field. The multi-mass model of bearing dynamics includes a contact friction model that allows adequately reproducing the conditions of hydrodynamic contact of solids. The direct calculation method involves a large number of calculations that make the impact of individual factors on the wear rate opaque. Therefore, along with it, a method for calculating the wear rate by averaged parameters is proposed. Using these two methods, the wear calculations of the raceway of the inner ring and the rollers of a double-row tapered roller bearing were performed. The comparison of the results confirms the acceptable accuracy of the calculation according to the averaged parameters.

Hydrodynamic friction; Archard's law; contact pressure; wear coefficient; finite element modeling

Citation: Klebanov Ya.M., Murashkin V.V., Brazhnikova A.M. Step-by-step simulation of wear of working surfaces in roller bearings. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 42-56. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-42-56

References

1. Shets S.P., Sakalo V.I. Influence of lubricant on processes, proceeding in rolling bearings. *Bulletin of Bryansk State Technical University*. 2016. No. 2 (50). P. 31-35. (In Russ.). DOI: 10.12737/20240
2. Orlov A.V. The effect of wear on the working capacity of roller bearings. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 5. P. 454-460. DOI: 10.3103/S1052618807050123
3. Jiang S., Wang T., Xiao L. Experiment research and dynamic behavior analysis of multi-link mechanism with wearing clearance joint. *Nonlinear Dynamics*. 2022. V. 109, Iss. 3. P. 1325-1340. DOI: 10.1007/s11071-022-07499-z
4. Silayev B.M., Barmanov I.S. Predicting changes in radial and axial clearances in ball bearings lubricated with low-viscosity liquids. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 2. P. 100-108. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-2-100-108
5. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Pilla K.K. Method for calculating the fatigue life of bearings taking into account wearing of rolling elements. *Journal of Friction and Wear*. 2020. V. 41, Iss. 4. P. 359-364. DOI: 10.3103/S1068366620040029
6. Tan D., Li R., He Q., Yang X., Zhou C., Mo J. Failure analysis of the joint bearing of the main rotor of the Robinson R44 helicopter: A case study. *Wear*. 2021. V. 477. DOI: 10.1016/j.wear.2021.203862
7. Meng Y., Xu J., Ma L., Jin Z., Prakash B., Ma T., Wang W. A review of advances in tribology in 2020-2021. *Friction*. 2022. V. 10, Iss. 10. P. 1443-1595. DOI: 10.1007/s40544-022-0685-7
8. Hsu S.M., Shen M.C., Ruff A.W. Wear prediction for metals. *Tribology International*. 1997. V. 30, Iss. 5. P. 377-383. DOI: 10.1016/S0301-679X(96)00067-9
9. Meng H.C., Ludema K.C. Wear models and predictive equations: their form and content. *Wear*. 1995. V. 181-183, part. 2. P. 443-457. DOI: 10.1016/0043-1648(95)90158-2
10. Archard J.F. Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of Applied Physics*. 1953. V. 24, Iss. 8. P. 981-988. DOI: 10.1063/1.1721448
11. Goryacheva I.G. *Mekhanika friktsionnogo vzaimodeystviya* [Mechanics of frictional interaction]. Moscow: Nauka Publ., 2001. 478 p.
12. Liu C.H., Chen X.Y., Gu J.M., Jiang S.N., Feng Z.L. High-speed wear lifetime analysis of instrument ball bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2009. V. 223, Iss. 3. P. 497-510. DOI: 10.1243/13506501JET496
13. Olofsson U., Andersson S., Björklund S. Simulation of mild wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings. *Wear*. 2000. V. 241, Iss. 2. P. 180-185. DOI: 10.1016/S0043-1648(00)00373-2
14. Olofsson U. Characterisation of wear in boundary lubricated spherical roller thrust bearings. *Wear*. 1997. V. 208, Iss. 1-2. P. 194-203. DOI: 10.1016/S0043-1648(96)07486-8
15. Yu G., Xia W., Song Z., Wu R., Wang S., Yao Y. Wear-life analysis of deep groove ball bearings based on Archard wear theory. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018. V. 32, Iss. 7. P. 3329-3336. DOI: 10.1007/s12206-018-0635-5
16. Wang X.Y., Zhou C., Ou Y. Experimental analysis of the wear coefficient for the rolling linear guide. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. V. 11, Iss. 1. DOI: 10.1177/1687814018821744
17. Winkler A., Marian M., Tremmel S., Wartzack S. Numerical modeling of wear in a thrust roller bearing under mixed elastohydrodynamic lubrication. *Lubricants*. 2020. V. 8, Iss. 5. P. 58. DOI: 10.3390/lubricants8050058

18. Yang Z., Zhang Y., Zhang K., Li S. Wear analysis of angular contact ball bearing in multiple-bearing spindle system subjected to uncertain initial angular misalignment. *Journal of Tribology*. 2021. V. 143, Iss. 9. DOI: 10.1115/1.4049258

19. Morales-Espejel G.E., Brizmer V. Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: application to rolling bearings. *Tribology Transactions*. 2011. V. 54, Iss. 4. P. 625-643. DOI: 10.1080/10402004.2011.587633

20. Laine E., Olver A.V. The Effect of anti-wear additives on fatigue damage. *62nd STLE Annual Meeting (May, 6-10, 2007, Philadelphia, Pennsylvania, USA)*.

21. Pavlov V.G. Operational life of a radial ball bearing determined by the condition of the maximal permissible wear. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2007. V. 36, Iss. 6. P. 586-594. DOI: 10.3103/S1052618807060155

22. Pavlov V.G. The reasoming of service life calculation is given for journal ball bearing from the position of maximum permissible wear. *Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms*. 2007. No. 9. P. 32-39. (In Russ.)

23. Pavlov V.G. Calculation of angular contact ball bearing wear. *Fizika, Khimiya i Mekhanika Tribosistem*. 2011. No. 10. P. 30-36. (In Russ.)

24. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost' i iznosostoykost' detaley mashin* [Strength and wear resistance of machine parts]. Moscow: Vysshaya Shkola Publ., 1991. 319 p.

25. Bamberger E., Harris T., Kacmarsky W., Moyer C., Parker R., Sherlock J., Zaretsky E. Life adjustment factors for ball and roller bearings. *ASME Engineering Design Guide*. New York: ASME, 1971. 34 p.

26. Tallian T.E. The theory of partial elastohydrodynamic contacts. *Wear*. 1972. V. 21, Iss. 1. P. 49-101. DOI: 10.1016/0043-1648(72)90249-9

27. Skurka J.C. Elastohydrodynamic lubrication of roller bearings. *Journal of Lubrication Technology*. 1970. V. 92, Iss. 2. P. 281-288. DOI: 10.1115/1.3451388

28. Williams J.A. Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. *Wear*. 1999. V. 225, Iss. 1 P. 1-17. DOI: 10.1016/S0043-1648(99)00060-5

29. Klebanov Ya.M., Murashkin V.V., Polyakov K.A., Danil'chenko A.I. Dynamic loading in high-speed ball bearings. *Russian Engineering Research*. 2018. V. 38, Iss. 2. P. 65-71. DOI: 10.3103/S1068798X18020107

30. JIS/4501. Japanese standards association. Railway rolling stock. Design method for strength of axles. Japanese Industrial Standard Publ., 1995. 11 p.

31. Ferreira J.L.A., Balthazar J.C., Araujo A.P.N. An investigation of rail bearing reliability under real conditions of use. *Engineering Failure Analysis*. 2003. V. 10, Iss. 6. P. 745-758. DOI: 10.1016/S1350-6307(02)00052-3

32. Anisimov P.S., Koturanov V.N., Lukin V.V., Khokhlov A.A., Kobishchanov V.V. *Konstruirovaniye i raschet vagonov* [Design and calculation of wagons]. Moscow: Federal State Educational Institution «Educational And Methodical Center For Education In Railway Transport» Publ., 2011. 688 p.

33. Norms of calculation and design of the Ministry of Railways 1520 mm gauge railway cars (non-self-propelled). Moscow: GosNIIV – VNIIZhT Publ., 1996. 317 p. (In Russ.)

34. Larsson R. EHL film thickness behavior. *Encyclopedia of Tribology / ed. by Q.J. Wang, Y.W. Chung*. Boston: Springer, 2013. P. 817-827. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5_639