



ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ

УДК 621.833

С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук, доц.
генеральный директор¹
E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.
начальник научно-технического центра «Карьерная техника»¹

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин¹

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук
ведущий научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин¹

Ю.А. ДАКАЛО
аспирант¹

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 19.04.2019.

ВИБРАЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ ПРИ ИЗНАШИВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДШИПНИКА

Исследованы вопросы применения вибрационно-импульсного метода оценки технического состояния подшипников качения для оценки влияния изнашивания их рабочих поверхностей на параметры ударных импульсов. Обоснована актуальность развития методов безразборной вибрационной диагностики величины износа в подшипниках. Предложены изменения, связанные с уточнением расчета времени действия удара путем введения в исходную формулу дополнительного параметра, зависящего от величины радиальной силы, действующей на вал. Показано, что изнашивание, являясь причиной увеличения рабочего радиального зазора между обоймами и телами качения в подшипнике, увеличивает силу ударного импульса и влияет на время ударного взаимодействия. Рассмотрены вопросы расчета и нормирования радиального зазора и величины износа в подшипниках качения. Приведен пример расчета параметров ударного импульса с учетом изменения величины износа в шариковых радиальных однорядных подшипниках серии 307. Рассмотрены особенности прецессионного движения вала, вызываемые наличием центробежной силы, и формирования ударных импульсов для подшипников, работающих при высоких скоростях вращения.

Ключевые слова: подшипник, техническое состояние, диагностика, ударный импульс, параметры ударного импульса, радиальный зазор, износ

Введение. В предыдущей статье [1] авторами предложен метод расчета параметров ударного импульса, генерируемого в подшипниках качения благодаря наличию конструктивных радиальных зазоров, исследован механизм возникновения импульсов и процессы взаимодействия вала с телами качения подшипника, проанализированы зави-

симости параметров удара от скорости вращения вала и нагрузки. Этот метод является дальнейшим развитием теоретических и методических исследований по научному направлению вибрационно-импульсного диагностирования трансмиссионных узлов мобильной техники, работающих в условиях переменных нагрузочно-скоростных

режимов, применительно к эксплуатационной оценке технического состояния подшипников качения. В данной статье рассмотрены особенности применения разрабатываемого метода в случае наличия износа рабочих поверхностей подшипников.

Показано, что зазоры в подшипниках качения необходимы для предотвращения заклинивания тел качения с кольцами при эксплуатации, компенсируют уменьшение расстояния между внутренним и внешним кольцами подшипника при значительном нагревании подшипникового узла, посадке с натягом, смещения колец подшипника относительно друг друга. Вследствие наличия таких зазоров ось вала подшипника не остается неподвижной во время вращения и совершает прецессию, в результате чего внутреннее кольцо с валом сталкивается с телами качения. При этом соударения тел качения подшипника с дорожками качения характеризуются малой длительностью (порядка 10^{-3} с) и значительными по величине ударными силами, вызывающими возникновение дефектов в подшипниках: питтинга, отслаивания материалов, износа и др.

Как известно, изнашивание в свою очередь также приводит к увеличению зазора в подшипнике, увеличивая ударное взаимодействие внутреннего кольца с валом с телами качения. Следовательно, определяя параметры и частоту повторения ударных импульсов в зависимости от скорости вращения вала, конструктивных размеров подшипника и величины зазоров, можно установить взаимосвязь между их изменением и ростом величины радиального зазора в подшипнике, вызванной износом, т. е. осуществить диагностику технического состояния подшипника.

Постановка задачи. При соблюдении условий эксплуатации заметного износа подшипников качения как правило не наблюдается. Изнашивание чаще всего возникает тогда, когда в подшипник проникают инородные частицы или имеет место недостаточное смазывание. Этому подвержены многие машины, работающие в абразивной среде, в частности автомобили, сельскохозяйственные машины, горные машины, строительные и дорожные машины и многие другие, несмотря на уплотнения и фильтрацию масла. Так, известно [2], что по результатам статистического обследования из-за износа колец и тел качения подшипников тракторов выбраковывалось в 2,5 раза больше подшипников, чем из-за выкрашивания.

При этом износ контактирующих тел приводит к изменению их размеров и формы, напряженно-деформированного состояния и увеличивает динамическую нагруженность. Следует заметить, что даже первичные повреждения и незначительное увеличение зазора в контактирующих с дорожками качения и сепараторами телами качения в некоторых случаях могут оказаться причиной утраты подшипником работоспособности.

Износ поверхностей качения проявляется ростом низкочастотной вибрации подшипников, вызванной кинематическими колебаниями вала, приводит к появлению ударных импульсов, возбуждающих вибрацию подшипниковых узлов на средних и высоких частотах. Существует несколько разных подходов к безразборной вибродиагностике подшипников качения в зависимости от времени наработки и конструктивных особенностей машины. В задачах раннего обнаружения дефектов по однократным измерениям вибрации и для долгосрочного прогноза состояния подшипников качения используют результаты спектрального анализа огибающей высокочастотной вибрации. Для наблюдения за развитием дефектов и для краткосрочного прогноза состояния подшипниковых узлов тогда, когда дефекты становятся аварийно опасными, проводят анализ спектров низкочастотной и среднечастотной вибрации. Оба этих подхода позволяют определить вид и место развития дефекта, а также, при наличии значительного объема накопленных данных по вибрации различных подшипников, оценить степень развития повреждений с точки зрения возможности дальнейшей эксплуатации узла. Однако выявить фактическую величину износа указанные способы вибрационной диагностики не позволяют, вызывая необходимость замера радиального зазора традиционными методами, как правило, связанными с разборкой подшипниковых узлов.

В этой связи является актуальным применение вибрационно-импульсного метода для установления взаимосвязи между изменением параметров ударных импульсов и процессами изнашивания в подшипнике, что обеспечит безразборный мониторинг технического состояния подшипника по величине износа.

Нормирование радиального зазора и износа подшипников. Износ и выработка на рабочих поверхностях колец и тел качения является одной из основных причин выбраковки и замены подшипников качения при их проверке. От величины рабочего радиального зазора зависит долговечность подшипников, т. к. при значительном зазоре нагрузка воспринимается ограниченным количеством тел качения и давление на наиболее нагруженное тело качения увеличивается (чем меньше величина зазора, тем равномернее и на большее количество тел качения распределяется нагрузка). Увеличение радиального зазора может также вызывать большее радиальное биение, что, в свою очередь, может привести к уменьшению эксплуатационных оборотов более чем на 25 %. Проведенные во ВНИПП испытания показали, что подшипники с радиальными зазорами 15–30 мкм имели среднюю долговечность в два с лишним раза большую, чем аналогичные с зазором 20–55 мкм.

Анализ нормативной документации и технической литературы показывает, что для различных

Таблица 1 — Допустимые зазоры в подшипниках качения электродвигателей, РД 31.1.02-04
Table 1 — Permissible clearances in ball bearings of electric motors, RD 31.1.02-04

Подшипники	Диаметр вала, мм			
	20–30	35–50	55–80	85–120
	Допустимый радиальный зазор подшипников, мм			
Новые шариковые	0,01–0,02	0,01–0,02	0,01–0,02	0,02–0,03
Новые роликовые	0,03–0,05	0,05–0,07	0,06–0,08	0,08–0,1
Бывшие в употреблении (наибольший допустимый зазор)	0,1	0,2	0,2	0,3

видов техники допустимый радиальный зазор различается незначительно. При этом не допускается увеличение радиального зазора (вследствие износа) в подшипниках качения ответственных машин свыше установленных предельных величин.

Так, допустимые зазоры в подшипниках качения электродвигателей согласно Правилам технической эксплуатации подъемно-транспортного оборудования морских торговых портов (РД 31.1.02-04) приведены в таблице 1.

Зазоры при дефектации радиальных однорядных подшипников качения, определяющие предельное состояние при ремонте путевых машин [3], не должны превышать величины, приведенные в таблице 2.

Для строительных машин [4] предельно допустимые радиальные зазоры для однорядных шариковых подшипников качения диаметром 30–120 мм принимают 0,08–0,24 мм. В механизмах котельного оборудования согласно справочнику по эксплуатации промышленных и отопительных котельных установок допускаются зазоры в пределах от 0,01 до 0,1 мм при диаметре отверстия до 100 мм, и не более 0,3 мм при диаметре свыше 100 мм. Однако следует заметить, что во многих узлах работа подшипника качения протекает вполне удовлетворительно даже при увеличении радиальных зазоров в 3–4 раза. В центробежных и поршневых насосах износ подшипников значителен, а при большом зазоре нагрузка на подшипниках может увеличиться в несколько раз и привести к неблагоприятным

режимам работы подшипника. В связи с этим, согласно справочникам по ремонту центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих, нефтехимических и химических предприятий, не допускается радиальный зазор выше 0,10 мм для подшипников с внутренним диаметром до 50 мм, 0,15 мм — для подшипников с внутренним диаметром 50–100 мм и 0,2 мм — диаметром свыше 100 мм.

Известен метод диагностирования фактического технического состояния редуктора мотор-колеса карьерных автосамосвалов, основанный на отслеживании изменения зазора в подшипнике (зазор контролируется специальным датчиком в упорном кольце подшипника), позволяющий предупредить износ зубчатых зацеплений и не допустить по этой причине предельной концентрации металла в масле [5]. За время между плановыми демонтажами указанного редуктора (3 года) износ составляет 0,5–1 мм, и при значении 1,03 мм проводится ремонт.

Предотвратить преждевременные ремонты и значительно уменьшить расходы на содержание техники путем обоснованной постановки их на ремонт и проведения необходимого и целесообразного объема работ по замене и ремонту изношенных деталей можно также путем применения мониторинга выхода вибрационных параметров за номинальные величины, которые вызываются в агрегате износом и старением подшипников. При этом техническое состояние подшипникового узла нормируется через радиальный зазор [6], а прогнозируется изменение величины радиального зазора — в зависимости от вибрационных параметров (рисунок 1).

Определение параметров ударных импульсов в подшипнике качения при изнашивании. Под ударным импульсом понимается закон изменения во времени ударной силы взаимодействия тел качения с дорожками качения подшипника (рисунок 2). Имеющие место при эксплуатации подшипников процессы изнашивания тел и дорожек качения приводят к увеличению исходных конструктивных радиальных зазоров. Вследствие этого соответственно возрастают величины амплитуд ударных импульсов, приводящих к усилению вибрационных процессов в механизмах.

Таблица 2 — Допустимые радиальные зазоры в подшипниках качения путевых машин
Table 2 — Permissible radial clearances in ball bearings of track machines

Условное обозначение подшипников	Допустимый зазор, мм
200, 300	0,05
201, 202, 203, 301, 302, 303	0,06
204–208, 304	0,06–0,07
305–308	0,06–0,08
110–114, 209–214, 309–314, 409–414	0,08–0,32
115–118, 120, 215–218, 220, 315–318, 320	0,10–0,12
122, 124, 126, 222, 224, 226, 228, 230	0,12–0,17

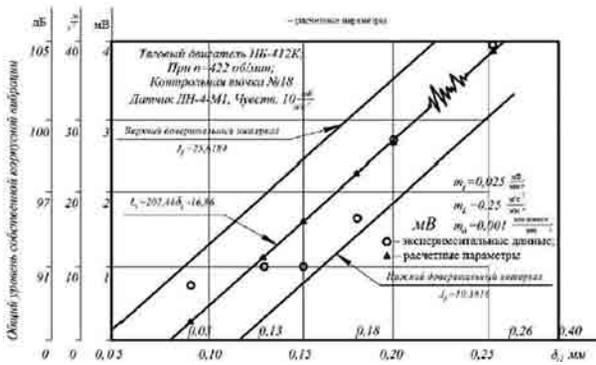


Рисунок 1 — Зависимость общего уровня виброускорений от величины радиального зазора в подшипниках тягового двигателя локомотива [6]

Figure 1 — Dependence of total level of vibration accelerations on radial clearance in bearings of locomotive traction motor [6]

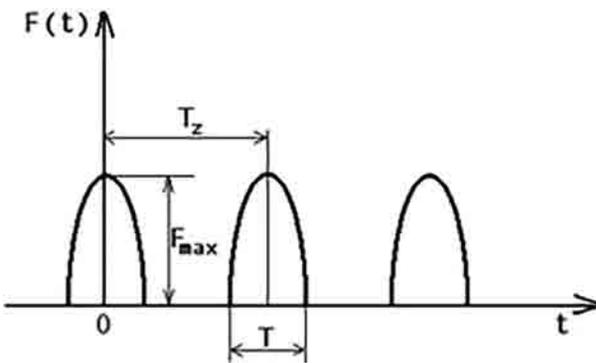


Рисунок 2 — Периодические ударные импульсы в подшипнике
Figure 2 — Repetitive shock pulses in bearing

Метод расчета параметров ударного импульса (амплитуды P_{max} и продолжительности удара T) для подшипников качения, основанный на динамической теории взаимодействия упругих тел Г. Герца, рассмотрен в статье [1]. В данной работе внесены некоторые изменения, связанные с уточнением расчета времени действия удара T путем введения в исходную формулу дополнительного параметра β , зависящего от величины радиальной силы F , действующей на вал.

Время удара рассчитывается из выражения

$$T = 2 \frac{\delta_{max}}{V_0} \int_0^1 \frac{ds}{\sqrt{1 + 2\alpha\xi - \beta\xi^2}}, \quad (1)$$

где ξ , α , β — безразмерные величины; V_0 — скорость вала в момент удара, м/с; δ_{max} — максимальное сжатие тел, м.

Величина ξ изменяется в пределах $0 \leq \xi \leq 1$. Величины α , β рассчитываются по формулам:

$$\alpha = \frac{F \cdot \delta_{max}}{m \cdot V_0^2}; \quad \beta = \frac{\delta_{max}}{\delta_{0max}}, \quad (2)$$

где M — масса вала с закрепленными на нем телами, кг; δ_{0max} — максимальное сжатие тел, вызванное скоростью удара V_0 при отсутствии действия радиальной силы ($F = 0$).

Величина δ_{0max} определяется по формуле [7]

$$\delta_{0max} = \left(\frac{5}{4} \cdot \frac{M \cdot V_0^2}{\lambda} \right)^{\frac{2}{5}}. \quad (3)$$

Коэффициент λ в (3) зависит от кривизны поверхностей тел в точке контакта и свойств материала [1].

Величина δ_{max} находится из численного решения нелинейного алгебраического уравнения

$$\delta_{max}^{\frac{5}{2}} - \frac{5}{2} \frac{F}{\lambda} \delta_{max} - \frac{5}{4} \frac{M V_0^2}{\lambda} = 0. \quad (4)$$

Амплитуда ударного импульса вычисляется по формуле

$$P_{max} = \lambda \delta_{max}^{\frac{3}{2}}. \quad (5)$$

Скорость вала в момент удара рассчитывается из выражения

$$V_0 = \sqrt{\frac{2F\Delta_{\Sigma}}{M} (1 - \cos \frac{2\pi}{N}) \cos \frac{2\pi}{N}}, \quad (6)$$

где N — число тел качения; $\Delta_{\Sigma} = \Delta_p + \Delta_{и}$ — суммарный радиальный зазор, определяемый рабочим зазором в новом подшипнике Δ_p и величиной износа его рабочих поверхностей $\Delta_{и}$. Здесь следует отметить, что различают три вида радиальных зазоров: начальный, посадочный и рабочий.

Расчет рабочего зазора в подшипнике качения.

Рабочий зазор образуется во время работы механизма при установившемся температурном режиме в подшипниковом узле (рисунок 3) [8].

Начальный радиальный зазор — это зазор в подшипнике до установки его на вал и в корпус.

Посадочный радиальный зазор — это зазор в подшипнике после установки его на рабочее место, т. е. после изменения внутреннего диаметра наружного кольца и наружного диаметра внутреннего кольца в результате образования посадочного натяга.

Посадочный зазор всегда меньше начального вследствие изменения диаметров колец подшипника при их установке с посадочным натягом, а рабочий зазор уменьшается или увеличивается под влиянием перепада температур и увеличивается под действием приложенной нагрузки.

Рабочий радиальный зазор [9]:

$$\Delta_r = G_r - (\Delta D_2 - \Delta d_1) + \Delta g_r + \delta_r,$$

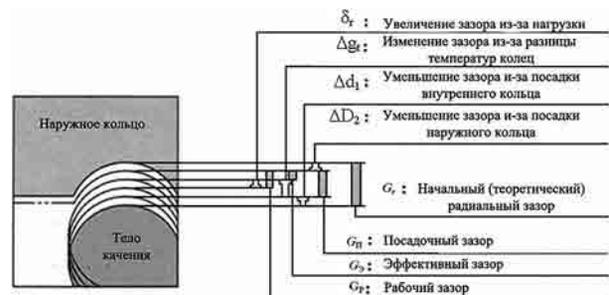


Рисунок 3 — Радиальный зазор в подшипниках качения [8]
Figure 3 — Radial clearance in ball bearings [8]

где G_r — начальный зазор; ΔD_2 — уменьшение начального радиального зазора вследствие изменения диаметра дорожки качения наружного кольца от натяга; Δd_1 — уменьшение начального радиального зазора вследствие изменения диаметра дорожки качения внутреннего кольца от натяга; Δg_r — уменьшение или увеличение зазора вследствие перепада температуры; δ_r — увеличение посадочного зазора вследствие контактных деформаций между телами качения и рабочими поверхностями качения колец.

Начальный радиальный зазор задается при изготовлении подшипника:

$$G_r = D_2 - (d_1 + 2D_m), \quad (8)$$

где D_2 — внутренний диаметр наружного кольца, мм; d_1 — наружный диаметр внутреннего кольца, мм; D_m — диаметр тела качения.

Поскольку величины в (8) имеют вероятностный характер, начальный зазор не рассчитывают, а задают в определенных пределах (подшипники с нормальным зазором, с уменьшенным и увеличенным).

Если при посадке подшипника в корпус конструктором предусмотрен натяг, то диаметр кольца уменьшается на определенную величину, что приводит к уменьшению зазора:

$$\Delta D_2 = H_k \cdot \left(\frac{D}{D_2} \right) \cdot \left[\frac{\left(\frac{D_1}{D} \right)^2 - 1}{\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 - 1} \right], \quad (9)$$

где D — диаметр наружного кольца подшипника, мм; D_1 — наружный диаметр корпуса, мм; H_k — эффективный посадочный натяг для соединения «подшипник—корпус».

Также при запрессовке подшипника на вал происходит увеличение диаметра внутреннего кольца, что тоже ведет к уменьшению зазора:

$$\Delta d_1 = H_b \cdot \frac{d_1}{d} \cdot \left[\frac{\left(\frac{d}{d_2} \right)^2 - 1}{\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 - 1} \right], \quad (10)$$

где d — диаметр внутреннего кольца подшипника, мм; d_2 — внутренний диаметр полого вала, мм; H_b — эффективный посадочный натяг для соединения «подшипник—вал».

При возникновении разности температур между валом и корпусом в связи с разной скоростью температурного расширения/сжатия возникает температурное изменение зазора:

$$\Delta g_r = \lambda \cdot (t_b - t_k) \cdot d_0, \quad (11)$$

где λ — коэффициент линейного температурного расширения; t_b , t_k — температуры вала и кор-

пуса при установившемся режиме работы узла; $d_0 = (d + D) / 2$ — средний диаметр подшипника.

При нагружении подшипника имеет место деформация в месте контакта шарика и кольца:

$$\delta_r = \delta_{r_{\text{вн}}} + \delta_{r_{\text{нар}}}, \quad (12)$$

где $\delta_{r_{\text{вн}}}$ — величина контактной деформации при точечном контакте шарика с внутренним кольцом; $\delta_{r_{\text{нар}}}$ — величина контактной деформации при точечном контакте шарика с наружным кольцом.

Отмеченная взаимосвязь между начальным, посадочным и рабочим зазором справедлива лишь для нерегулируемых подшипников и не относится к подшипникам, у которых радиальный зазор и осевая игра регулируются при сборке узла. Начальный геометрический зазор в подшипниках регламентируется соответствующими нормативами, в частности ГОСТ 24810-81.

Пример расчета параметров ударного импульса.

Расчет параметров ударного импульса проведем, как и в статье [1], для шариковых радиальных однорядных подшипников серии 307 (таблица 3), установленных на валах испытательной коробки универсального испытательного стенда с разомкнутым потоком мощности (приведенная масса вала $M = 6,5$ кг, радиальная сила, действующая на подшипник от нагружающего момента, $F = 1650$ Н).

Расчетные значения величин скорости удара вала V_0 , максимального сближения тел δ_{max} , обусловленного местной деформацией, максимального сжатия тел при отсутствии радиальной силы $\delta_{0\text{max}}$; длительности удара T , амплитуды ударного импульса P_{max} в зависимости от значений суммарного радиального зазора $\Delta\Sigma$ приводятся в таблице 4 и на рисунках 4, 5.

Таблица 3 — Характеристики подшипника 307
Table 3 — Characteristics of bearing 307

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы
Внутренний диаметр подшипника	d	35	мм
Наружный диаметр подшипника	D	80	мм
Ширина подшипника	B	21	мм
Масса подшипника	m	0,447	кг
Диаметр тела качения	$d_{\text{ТК}}$	12,7	мм
Количество тел качения	N	8	—
Масса тела качения	$m_{\text{ТК}}$	$8,42 \cdot 10^{-3}$	кг
Величина радиального зазора	Δ	$6 \dots 20 \cdot 10^{-6}$	м
Статическая грузоподъемность	C_0	18 000	Н
Динамическая грузоподъемность	C	33 200	Н

Таблица 4 — Таблица величин V_0 , δ_{\max} , $\delta_{0\max}$, T , P_{\max}
 Table 4 — Table of values V_0 , δ_{\max} , $\delta_{0\max}$, T , P_{\max}

F , Н	Параметр	Радиальный зазор Δ_r , мкм				
		6	20	50	100	150
500	V_0 , М/с	0,0138	0,0252	0,0399	0,0565	0,0691
	δ_{\max} , МКМ	23,27	24,94	27,80	31,48	34,50
	$\delta_{0\max}$, МКМ	7,06	11,43	16,48	21,76	25,60
	T , мс	1,83	1,64	1,47	1,29	1,22
	P_{\max} , Н	1316	1457	1715	2070	2375
1000	V_0 , М/с	0,0196	0,0357	0,0565	0,0798	0,0978
	δ_{\max} , МКМ	37,30	38,20	41,42	45,47	49,43
	$\delta_{0\max}$, МКМ	9,32	15,10	21,76	28,71	33,77
	T , мс	1,59	1,48	1,35	1,23	1,17
	P_{\max} , Н	2584	2767	3124	3629	4073
1500	V_0 , М/с	0,0240	0,0437	0,0691	0,0978	0,1197
	δ_{\max} , МКМ	47,56	49,41	52,68	57,42	61,44
	$\delta_{0\max}$, МКМ	10,96	17,74	25,59	33,77	39,72
	T , мс	1,48	1,42	1,32	1,19	1,13
	P_{\max} , Н	3844	4071	4448	5099	5644

Учет прецессии вала. Идеальный подшипник обеспечивает постоянное положение оси вращения цапфы вала относительно системы координат, связанной с корпусом подшипника. Если в подшипнике есть радиальный зазор, то появляются дополнительные степени свободы движения цапфы и она, кроме вращения, совершает перемещения, обусловленные паразитными степенями свободы. Таким образом, наличие зазоров в подшипниках качения обуславливает образование ударных импульсов при его работе, вызывающих вибрации в механизме.

Приведенный в данной статье расчет сделан на основе теоретических разработок для низких скоростей вращения вала [10], когда в результате чередования опоры вала на 1–2 шарика он совершает исключительно вертикальные перемещения.

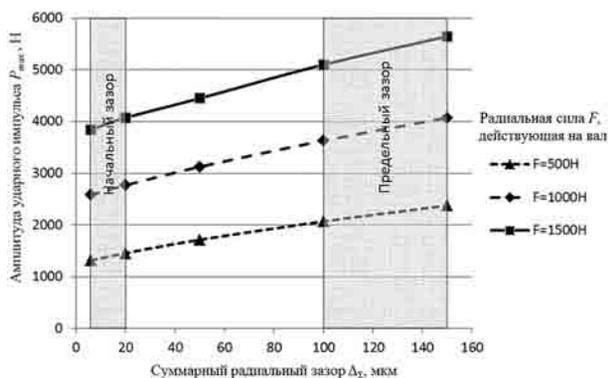


Рисунок 4 — Зависимость амплитуды ударного импульса от радиального зазора с учетом изнашивания
 Figure 4 — Dependence of shock pulse amplitude on radial clearance with wear

При вращении вала подшипника с высокой скоростью возникает прецессионное движение вала, дополнительно к радиальной силе F появляется центробежная сила $F_{ц}$, прижимающая вал к телам качения. В движении цапфы в подшипнике качения можно выделить два варианта ее положения: 1) цапфа опирается на два тела качения — I и II (рисунок 6 а), ее положение при этом устойчиво; 2) цапфа опирается всего на одно тело качения — II (рисунок 6 б), находится в состоянии падения и заканчивается столкновением с телом III [6, 11].

Границей этих интервалов можно считать момент времени, когда направление радиальной силы F совпадает с линией, соединяющей центр вала и центр шарика. В этот момент положение вала неустойчиво и он начинает падать. Теоретические и экспериментальные исследования по-

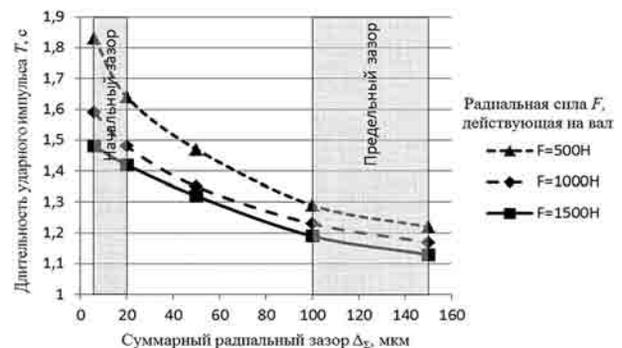
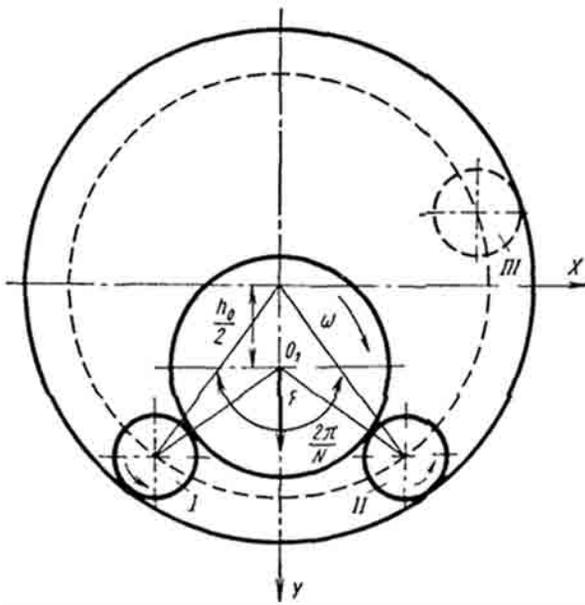
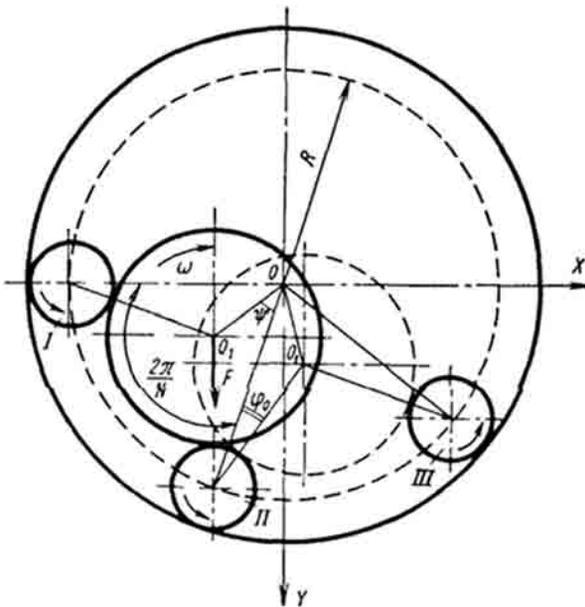


Рисунок 5 — Зависимость длительности ударного импульса от радиального зазора с учетом изнашивания
 Figure 5 — Dependence of shock pulse duration on radial clearance with wear



a



b

Рисунок 6 — Схема прецессии вала [11]: a — вал опирается на два шарика; b — вал опирается на один шарик
 Figure 6 — Scheme of shaft precession [11]: a — shaft supported by two balls; b — shaft supported by one ball

казывают, что движение центра цапфы после ее отрыва от опоры происходит по некоторой замкнутой траектории до тех пор, пока цапфа не ударится о подшипник. После удара весь цикл повторяется снова.

Экспериментальные исследования указанной прецессии рассмотрены в [11] (рисунок 7).

Центробежная сила $F_{ц}$ рассчитывается по формуле

$$F_{ц} = \left(\frac{\pi n_b}{30}\right)^2 \cdot \Delta_{\Sigma} \cdot M, \quad (13)$$

где n_b — частота вращения вала, мин^{-1} .



Рисунок 7 — Траектория движения центра вала в подшипнике с зазором [11]
 Figure 7 — Trajectory of shaft center movement in bearing with clearance [11]

Условие равенства центробежной силы $F_{ц}$ радиальной силе F позволяет определить ту частоту вращения вала n_b^* , начиная с которой он перестает падать под действием силы F и обкатывается по всей дорожке качения внешнего кольца подшипника:

$$n_b^* = \left(\frac{30}{\pi}\right) \sqrt{\frac{F}{\Delta_{\Sigma} M}}. \quad (14)$$

Например, для приведенного выше примера при значениях $\Delta_{\Sigma} = 100 \text{ мкм}$, $F = 1650 \text{ Н}$ и $M = 6,5 \text{ кг}$:

$$n_b^* = \left(\frac{30}{\pi}\right) \sqrt{\frac{1650}{100 \cdot 10^{-6} \cdot 6,5}} = 15\,214 \text{ мин}^{-1}.$$

Данный эффект изменения траектории прецессии вала можно также использовать для определения момента достижения износом предельно допустимой величины.

Такая частота вращения достигается, например, в высокоскоростных электродвигателях и редукторах современных электромобилей, что необходимо учитывать при оценке влияния частоты вращения вала на величину скорости удара и параметров ударного импульса в подшипниковых узлах.

Заключение. Зазоры в подшипниках качения необходимы для предотвращения заклинивания тел качения с кольцами при эксплуатации, компенсируя уменьшение расстояния между кольцами подшипника при значительном нагревании, посадке с натягом, смещения колец относительно друг друга и др. Вследствие наличия таких зазоров

ось вала подшипника не остается неподвижной во время вращения и совершает прецессию, в результате чего внутреннее кольцо с валом сталкивается с телами качения. При этом соударения тел качения подшипника с дорожками качения характеризуется значительными по величине ударными силами, вызывающими возникновение и развитие дефектов в подшипниках.

Проведенные исследования показали, что изнашивание поверхностей качения подшипника приводит к увеличению зазоров, усугубляя ударное взаимодействие внутреннего кольца с валом с телами качения. Следует отметить, что даже незначительное увеличение зазора в некоторых случаях может оказаться причиной резкого снижения ресурса и утраты подшипником работоспособности.

Планируемая нами в последующем разработка методики определения вибрационных характеристик подшипников качения в зависимости от величины фактического рабочего радиального зазора позволит эффективно диагностировать их состояние и прогнозировать остаточный ресурс подшипниковых узлов.

Список литературы

1. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния подшипников качения. Расчет параметров ударных импульсов / С.Н. Поддубко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2019. — № 1(46). — С. 5–12.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1986. — 496 с.
3. Ушаков, С.М. Ремонт путевых машин: справ. / С.М. Ушаков, М.Г. Амигут, Д.Л. Журавский-Скалов. — М.: Транспорт, 1988. — 225 с.
4. Ремонт подшипников качения. / [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://leg.co.ua/info/elektricheskie-mashiny/remont-elektrovdigateley-dazo-4.html>. — Дата доступа: 27.03.2018.
5. Кудреватых, А.В. Диагностика редукторов мотор-колес карьерных самосвалов на основе контроля за износом подшипника / А.В. Кудреватых // Вестн. Кузбасского технич. ун-та. — 2017. — № 2. — С. 88–93.
6. Гюев, З.Г. Вибрационное прогнозирование технического состояния тяговых электрических машин локомотивов // З.Г. Гюев, В.М. Приходько, В.С. Козаев // Изв. Транссиба. — 2016. — №1(25). — С. 15–25
7. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний. Сер. Физико-математическое наследие: Физика (механика) / В.Л. Бидерман. — М.: Ленанд, 2017. — 416 с.
8. Internal clearance and standard values. / [Electronic resource]. — Mode of access: <http://www.doppiaemme.it/en/informazioni-tecniche/bearing-internal-clearance.html>. — Date of access: 27.03.2018.
9. Котурга, В.П. Модель формирования зазоров и производных характеристик в шариковых радиальных подшипниках / В.П. Котурга, Д.А. Бородин, И.В. Смыслова // Вестн. Кузбасского технич. ун-та. — 2010. — № 1. — С. 76–80.
10. Вахитов, Я.Ш. Вибрации и шумы киноаппаратуры / Я.Ш. Вахитов. — Л.: Госкомитет СССР по кинематографии; Ленинград. ин-т киноинженеров, 1982. — Вып. 1: Возбуждение и распространение вибраций. — 76 с.
11. Павлов, В.Б. Акустическая диагностика механизмов / В.Б. Павлов. — М.: Машиностроение, 1971. — 224 с.

PODDUBKO Sergey N., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Director General¹

E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”¹

GOMAN Arkadiy M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines¹

SKOROKHODOV Andrey S., Ph. D. in Eng.

Leading Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines¹

DAKALO Yuriy A.

Ph. D. Student¹

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 19 April 2019.

VIBRATION-PULSE METHOD OF ASSESSING TECHNICAL CONDITION OF BALL BEARINGS. STUDY OF SHOCK PULSES PARAMETERS WHEN WEARING BEARING ELEMENTS

The issues of application of vibration-pulse method of assessing technical condition of ball bearings are investigated for an estimation of influence of wear of their working surfaces on shock pulses parameters. Urgency of development of methods for in-place vibration diagnostics of magnitude wear in the bearings is justified. The changes associated

with the refinement of the calculation of the impact action time are proposed by introducing an additional parameter depending on the radial force acting on the shaft into the initial formula. It is shown that wear process, being the cause of increasing of the working radial clearance between the raceways and the rolling elements in the bearing, increases the force of the shock pulse and affects the time of the shock interaction. The problems of calculation and rationing of the radial clearance and the amount of wear in ball bearings are considered. The example of calculation of shock pulse parameters taking into account change of size of wear in ball radial single-row bearings of series 307 is given. The features of precessional motion of the shaft caused by the presence of centrifugal force, and the formation of shock pulses for bearings operating at high rotational speeds are considered.

Keywords: bearing, technical condition, diagnostics, shock pulse, shock pulse parameters, radial clearance, wear

References

1. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Dakalo Yu.A. Vibratsionno-impulsnyy metod otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov kacheniya. Raschet parametrov udarnykh impulsov [Vibration-pulse method of assessing technical condition of ball bearings. Calculation of shock pulse parameters]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2019, no. 1(46), pp. 5–12.
2. Reshetov D.N. *Detali mashin* [Car components]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 496 p.
3. Ushakov S.M., Amigut M.G., Zhuravskiy-Skalov D.L. *Remont putevykh mashin* [Repair of track machines]. Moscow, Transport Publ., 1988. 225 p.
4. *Remont podshipnikov kacheniya* [Repair of ball bearings]. Available at: <http://leg.co.ua/info/elektricheskie-mashiny/remont-elektrovdigatelye-dazo-4.html> (accessed 27 March 2018).
5. Kudrevatykh A.V. Diagnostika reduktorov motor-koles karenykh samosvalov na osnove kontrolya za iznosom podshipnika [The diagnostics of career dump motor-wheel gear on the basis of monitoring the depreciation of the bearing]. *Vestnik Kuzbasskogo tekhnicheskogo universiteta* [Herald of Kuzbass State Technical University], 2017, no. 2, pp. 88–93.
6. Gioev Z.G., Prikhodko V.M., Kozaev V.S. Vibratsionnoe prognozirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya tyagovykh elektricheskikh mashin lokomotivov [Vibration forecasting of technical condition of traction electric machines of locomotives]. *Izvestiya Transsiba* [Transsib Railway Studies], 2016, no. 1(25), pp. 15–25.
7. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, Lenand Publ., 2017. 416 p.
8. *Internal clearance and standard values*. Available at: <http://www.doppiaemme.it/en/informazioni-tecniche/bearing-internal-clearance.html> (accessed 27 March 2018).
9. Koturga V.P., Borodin D.A., Smyslova I.V. Model formirovaniya zazorov i proizvodnykh kharakteristik v sharikovykh radialnykh podshipnikakh [The model of the formation of clearances and derivative characteristics of radial ball bearings]. *Vestnik Kuzbasskogo tekhnicheskogo universiteta* [Herald of Kuzbass State Technical University], 2010, no. 1, pp. 76–80.
10. Vakhitov Ya.Sh. Vibratsii i shumy kinoapparatury [Vibration and noise of cinema equipment]. *Vozbuzhdenie i rasprostranenie vibratsiy* [Excitation and propagation of vibrations], 1982, issue 1.
11. Pavlov V.B. *Akusticheskaya diagnostika mekhanizmov* [Acoustic diagnostics of mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 224 p.