

УДК 621.822.6

**ФОРМИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКА УПРУГОЙ ВОЛНЫ В КОРПУСЕ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА
ВСЛЕДСТВИЕ ДЕФЕКТА НА ДОРОЖКЕ КАЧЕНИЯ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА**

© 2020 А.Ф. Денисенко, В.В. Михайлов

Самарский государственный технический университет

Статья поступила в редакцию 12.05.2020

В связи с переходом на обслуживание технологического оборудования по фактическому состоянию актуальным является контроль развивающихся дефектов в процессе его эксплуатации. Однако, оценка уровня развития дефекта затруднена в связи с недоступностью к месту его формирования без существенной разборки оборудования. В связи с этим возникает проблема оценки уровня развития дефекта по уровню возникающих упругих волн, распространяющихся по корпусным деталям. В статье предложена модель формирования вибрационного сигнала в опоре качения шпинделя металлорежущего станка для дефекта в виде выкрашивания на дорожке качения наружного кольца подшипника. При наличии дефекта нарушается баланс сил упругой деформации в зоне контакта шарика с дорожками качения наружного и внутреннего колец. В результате шарик наносит удар по дорожке качения наружного кольца. Оценивая эффект от удара коэффициентом восстановления скорости, на основе закона сохранения энергии при ударе получено выражение для кинетической энергии, переходящей во внутреннюю энергию, затрачиваемую на деформацию поверхности наружного кольца подшипника. Считая, что указанная кинетическая энергия полностью переходит в потенциальную энергию упругой деформации поверхностного слоя, определена амплитуда упругой волны в зависимости от соотношения размеров дефекта.

Ключевые слова: шпиндельный узел, дефект подшипника, удар, коэффициент восстановления скорости, упругая волна

DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-3-25-30

ВВЕДЕНИЕ

Подшипники качения опор шпиндельных узлов во многом определяют их эксплуатационные характеристики, в частности надежность. Переход на систему обслуживания металлорежущих станков по их фактическому состоянию [1] требует реализации возможности оценки состояния подшипников при эксплуатационных режимах и условиях.

Шпиндельный подшипниковый узел является сложной многокомпонентной системой, техническое состояние которой определяется совместным влиянием большого числа факторов, характеризующих качество изготовления подшипника и сборки подшипникового узла, эффективность системы смазывания, степень износа, режимы и условия работы [2]. Попытки осуществить прогнозирование надежности подшипникового узла до начала его эксплуатации сталкиваются с большими трудностями, связанными с действием множества факторов, оказывающих влияние на надежность непосредственно, косвенно и через взаимодействие различных факторов. То есть каждый экземпляр подшипника имеет индивидуальные экс-

плуатационные показатели. Так, например, известно, что долговечность однотипных подшипников, даже изготовленных на одном оборудовании из материалов одной плавки и работающих в одинаковых режимах и условиях, различается в десятки раз [3]. Таким образом, прогнозирование надежности подшипникового узла по оценке качества изготовления подшипника весьма затруднительно. Тем более, что при сборке подшипникового узла, количество действующих на долговечность опоры факторов значительно возрастает: за счет возникновения упругих деформаций в элементах подшипника вследствие отклонений макроеометрии посадочных мест под подшипники, погрешностей деталей для крепления и фиксации колец, дополнительного статического и динамического нагружений из-за сил предварительного натяга и т.п. происходят изменения диаметров и искажения формы дорожек качения, возникают смещения и перекосы колец, меняются зазоры. Затем при начале эксплуатации станка включаются механизмы изнашивания, которые существенно зависят от факторов, сформированных при изготовлении и сборке, к которым добавляется влияние смазочного материала и системы смазки, изменения свойств конструкционных и смазочных материалов, режимов и условий работы. Таким образом, в подшипнике начинают формироваться дефекты, подробно описанные в [4, 5].

Денисенко Александр Федорович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты. E-mail: sammortor@yandex.ru
Михайлов Виктор Вячеславович, аспирант. E-mail: witek3308@yandex.ru

В результате вибрационные процессы, характерные для работы подшипника, существенно интенсифицируются, что может быть зафиксировано методами вибрационной диагностики [6]. При контроле вибрации (состояния) машины в целом обычно пользуются общим правилом: измерения следует проводить на жестких элементах конструкции в точке, наиболее приближенной к критическому узлу; число сопряженных поверхностей на пути распространения сигнала должно быть минимально [6]. Однако, так как выполняться это должно методами безразборной диагностики и часто осуществить контроль в точке, приближенной к источнику вибровозмущения, не удастся, то возникает проблема оценки уровня возрастания вибрационного сигнала в подшипнике по анализу сигнала в виде упругой волны в доступных для контроля точках стенки корпуса шпиндельного узла, в которой смонтирован подшипник. Для этого необходимо разработать модель формирования уровня вибрационного сигнала в подшипнике в зависимости от степени развития дефекта и его изменения по мере распространения в корпусе шпиндельного узла.

МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО СИГНАЛА

Моделирование вибрационных процессов в подшипнике качения обычно строится на основе контактной теории Герца, связывающей радиальные нагрузки, действующие на подшипник, и деформацию в пятне контакта между телом качения и дорожками качения колец подшипника.

Рассмотрим формирование источника вибрации (упругой) волны на дорожке качения наружного кольца подшипника при наличии на ней дефекта.

Главной причиной выхода подшипников из строя являются усталостные явления, возникающие в поверхностных слоях металла, из которого изготовлены детали подшипника [7]. Основным видом износа вследствие усталости деталей подшипников качения является выкрашивание металла на рабочих поверхностях и образование раковин. Разрушение деталей начинается с образования на их поверхностях микроскопических трещин, являющихся местами концентрации напряжений (рис. 1, а). Острые трещины обращены навстречу перемещению нагрузки и точка *A* первая воспринимает нагрузку от набегающих при качении роликов или шариков. При дальнейшей работе подшипника трещина увеличивается и углубляется и, достигнув некоторого максимального расстояния от поверхности, начинает снова подниматься; угол этого подъема близок к прямому. После того, как конечная часть трещины выйдет на поверхность, изолированный трещиной объем металла отделяется и образуется раковина, имеющая в плане форму веера (рис. 1, б) [7].

В результате наличия дефекта условия контакта тела качения с дорожками на кольцах подшипника меняются.

В работах [8, 9] предложена модель, в которой дефекты, имеющие протяженность в окружном направлении, учитываются путем изменения величины зазора при входе тела качения в зону дефекта и выхода из него.

Однако характерной особенностью передней опоры шпиндельного узла является требование высокой радиальной жесткости, достигаемой, как правило, созданием предварительного натяга, исключающего наличие зазоров.

В качестве действующих сил учитываются силы от разбалансировки шпинделя P_e , его вес G (при горизонтальной компоновке) и центробежные силы $P_{ц}$, действующие на тела качения.

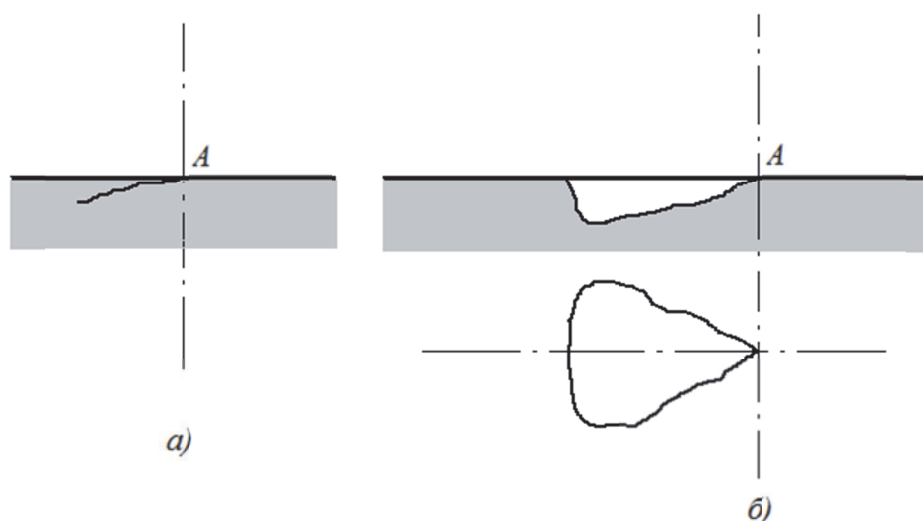


Рис. 1. Выкрашивание на дорожке качения подшипника:
а – первичная трещина; б – развитие трещины и возникновение выкрашивания

Для радиально-упорного шарикоподшипника следует учесть также составляющие от осевого предварительного натяга P_H .

Таким образом, в зоне контакта j -го шарика с дорожками качения действует сила

$$\vec{F}_j = \vec{G}_j + \vec{P}_e \pm \vec{P}_Ц + \vec{P}_H,$$

где знак (-) берется для контакта шарика с внутренним кольцом.

Под действием сил в местах контакта шариков с дорожками качения возникает упругая деформация δ_j . При отсутствии макроотклонений и волнистости и абсолютно жестких телах шариков и колец связь между силой F_j , действующей в зоне контакта, и упругой деформацией δ_j можно определить по зависимостям [12]:

$$\delta_j = \xi [F_j^2 \rho]^{1/3}; \quad (1)$$

или

$$F_j = \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(\frac{\delta}{\xi} \right)^3}, \quad (2)$$

где $\rho = \frac{2}{r_{ш}} \pm \frac{1}{r} - \frac{1}{r_ж}$ (знак (-) берется для кон-

такта шарика с наружным кольцом);

$r_{ш}$ – радиус шарика;

r – радиус дорожки качения кольца;

$r_ж$ – радиус желоба кольца;

ξ – коэффициент, зависящий от радиусов кривизны и упругих свойств материалов контактирующих тел. Определяется по таблице [10] в зависимости от разности кривизны $\cos \tau$ соприкасающихся тел в контакте:

$$\cos \tau = \frac{\frac{1}{f} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}{4 - \frac{1}{f} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}}; \quad (3)$$

где $f = \frac{r}{2r_{ш}}$; $\gamma = \frac{2r_{ш}}{D_0} \cos \alpha$;

D_0 – средний диаметр подшипника, то есть диаметр окружности, на которой расположены тела качения:

$$D_0 = \frac{1}{2}(D + d), \quad (4)$$

D – наружный диаметр наружного кольца;

d – внутренний диаметр внутреннего кольца.

В результате образования сколов, трещин, раковин на дорожке качения наружного кольца происходит резкое изменение ее геометрии (рис. 2).

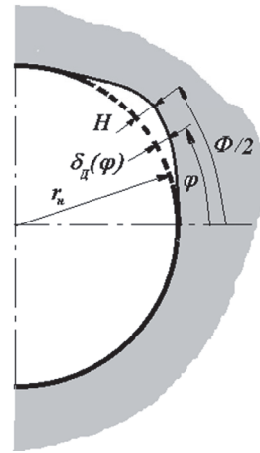


Рис. 2. Модель дефекта на дорожке качения наружного кольца

По мере качения j -го шарика «над» дефектом значение упругой деформации на дорожке качения наружного кольца δ_j'' будет резко уменьшаться. Будет уменьшаться и сила F_j'' в соответствии с формулой (2), и шарик получит ускорение в радиальном направлении, исходя из условия $F_j'' < F_j'$:

$$a = \frac{F_j' - F_j''}{m_{ш}}. \quad (5)$$

где $m_{ш}$ – масса шарика;

F_j' и F_j'' – упругие силы, действующие в контакте шарика с внутренним и наружным кольцами соответственно.

В результате полученного ускорения шарик нанесет удар по наружному кольцу [11].

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ УПРУГОЙ ВОЛНЫ

Эффект от удара можно оценить коэффициентом восстановления скорости при ударе [12]:

$$R = \frac{V_H - V_{ш}}{U_{ш} - U_H}, \quad (6)$$

где U_m, U_H – скорости до соударения масс шарика $m_{ш}$ и наружного кольца m_n соответственно;

V_m, V_H – скорости после соударения масс шарика $m_{ш}$ и наружного кольца m_n соответственно.

Значение коэффициента восстановления R находится в пределах $0 \leq R \leq 1$. Значение $R = 0$ соответствует абсолютно неупругому (пластическому) удару. Значение $R = 1$ – абсолютно упругому удару. В соответствии с гипотезой Ньютона значение коэффициента R зависит от материалов соударяющихся тел и не зависит от начальной скорости соударения. Для скоростей до нескольких метров в секунду гипо-

теза Ньютона дает достаточную для инженерных расчетов точность.

Для закаленной стали при изменении начальной скорости удара от 3 м/с до 6 м/с значение коэффициента R изменяется в пределах от 0,8 до 0,73 [13].

По данным [14] коэффициент восстановления при соударении стального шара со стальной плитой при начальных скоростях удара порядка 1 м/с равен 0,7...0,8.

В работе [15] коэффициент восстановления R при скоростях соударения порядка 3 м/с для стали о сталь равен 0,56.

На основе закона сохранения энергии при ударе и выражений для кинетических энергий масс $m_{ш}$ и $m_{н}$ до удара и после получим

$$\begin{aligned} \frac{m_{ш} U_{ш}^2}{2} + \frac{m_{н} U_{н}^2}{2} &= \\ &= \frac{m_{ш} V_{ш}^2}{2} + \frac{m_{н} V_{н}^2}{2} + E, \end{aligned} \quad (7)$$

где E – часть кинетической энергии, перешедшая при ударе во внутреннюю энергию (энергия, затрачиваемая на деформацию поверхности дорожки качения наружного кольца подшипника).

Выражая скорости тел после удара через коэффициент восстановления [12]:

$$V_{ш} = -RU_{ш}; V_{н} = -RU_{н}, \quad (8)$$

получим

$$E = \left(\frac{m_{ш} U_{ш}^2}{2} + \frac{m_{н} U_{н}^2}{2} \right) (1 - R^2). \quad (9)$$

Так как до удара скорость массы $m_{н}$ (наружное кольцо) равна нулю, то

$$E = \frac{m_{ш} U_{ш}^2}{2} (1 - R^2). \quad (10)$$

При достижении шариком впадины дефекта происходит удар по дорожке качения. При ударе происходит локальная деформация поверхности дорожки качения наружного кольца, которая приводит к образованию упругой волны.

Длительность удара приблизительно равна угловому размеру дефекта (от начала дефекта до его максимального значения), деленному на среднюю угловую скорость движения шариков. Развитие такого удара во времени описать практически невозможно [11], поэтому скорость шарика до удара $U_{ш}$ определим исходя из условия, что шарик достигнет наибольшей глубины дефекта H за время t , в течение которого центр шарика пройдет длину $x = \frac{\Phi D_0}{4}$ дуги угла $\Phi = \frac{\Phi}{2}$:

$$t = \frac{x}{U_о} = \frac{\Phi D_0}{4U_о}, \quad (11)$$

где $U_о$ – окружная скорость центров тел качения, м/с:

$$U_о = \frac{\pi(D_0 - 2r_{ш} \cos \alpha)n_{в}}{120}, \quad (12)$$

где $n_{в}$ – частота вращения внутреннего кольца, об/мин.

Скорость шарика до удара $U_{ш}$ найдем, поделив проходное шариком расстояние H на время t :

$$U_{ш} = \frac{H}{t} = \frac{4U_о H}{\Phi D_0}. \quad (13)$$

Найдем амплитуду упругой волны в зоне дефекта, которая соответствует упругой деформации поверхностного слоя при ударе. Справедливо принять, что энергия E переходит в потенциальную энергию упругой деформации Δ поверхностного слоя:

$$E = \frac{k\Delta^2}{2}, \quad (14)$$

где k – контактная жесткость.

Принимаем значение контактной жесткости k независимым от нагрузки. По данным [16, 17] для подшипников шпиндельных узлов станков среднего типоразмера: $k \approx (2,86...3,85) \cdot 10^7$ Н/м.

Из формулы (14) с учетом зависимостей (10), (12), (13) находим упругую деформацию и, соответственно, амплитуду упругой волны:

$$\begin{aligned} \Delta &= \sqrt{\frac{2E}{k}} = U_{ш} \sqrt{\frac{m_{ш}(1-R^2)}{k}} = \\ &= U_о \frac{4H}{\Phi D_0} \sqrt{\frac{m_{ш}(1-R^2)}{k}} = \\ &= \frac{\pi(D_0 - 2r_{ш} \cos \alpha)n_{в}}{120} \cdot \frac{4H}{\Phi D_0} \sqrt{\frac{m_{ш}(1-R^2)}{k}}. \end{aligned} \quad (15)$$

Таким образом, вызванная механическим ударом фронтальная волна сжатия возбуждает колебания в корпусе шпиндельного узла, пиковое значение амплитуды которых прямо пропорционально скорости удара, что согласуется с данными статьи [18].

Кроме того амплитуда упругой волны в зоне дефекта подшипника прямо пропорциональна частоте вращения внутреннего кольца и глубине дефекта и обратно пропорциональна его протяженности.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Так, например, для радиально-упорного подшипника средней серии 46318 ($d_{ш} = 31,75 \cdot 10^{-3}$

м; $D=190 \cdot 10^{-3}$ м; $d=90 \cdot 10^{-3}$ м; $\alpha=26^\circ$; $m_{ш}=131,9 \cdot 10^{-5}$ кг; $k=3,3 \cdot 10^7$ Н/м для $R=0,7$; $n_b=1000$ об/мин; $H=3 \cdot 10^{-6}$ м и $\Phi=0,087$ рад значение амплитуды упругой волны $\Delta=1,294 \cdot 10^{-7}$ м.

На рис. 3 и 4 приведены возможные амплитуды упругой волны в зоне дефекта для радиально-упорных подшипников типов 36200 ($\alpha=12^\circ$), 46200 ($\alpha=26^\circ$) и 46300 ($\alpha=26^\circ$) ($R=0,7$; $n_b=1000$ об/мин; $H=3 \cdot 10^{-6}$ м; $\Phi=0,087$ рад).

Из рис. 3 и 4 следует, что амплитуда упругой волны в зоне дефекта линейно растет с увеличением размера подшипника. Угол контакта α практически не влияет на значения Δ (рис. 4). Существенную роль играет размер шариков. Об этом свидетельствует сравнение графиков для подшипников типов 46200 и 46300 (рис. 3): превышение значений Δ для подшипников типа 46300 практически пропорционально изменению размера шарика.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании предложенной модели формирования источника вибрации на дорожке качения наружного кольца подшипника при наличии на ней дефекта показана возможность нанесения удара шарика по наружному кольцу. Оценивая эффект от удара коэффициентом восстановления скорости, на основе закона сохранения энергии при ударе получено выражение для кинетической энергии, переходящей во внутреннюю энергию, затрачиваемую на деформацию поверхности дорожки качения наружного кольца подшипника. Считая, что указанная кинетическая энергия полностью переходит в потенциальную энергию упругой деформации поверхностного слоя, определена амплитуда упругой волны в зависимости от соотношения размеров дефекта, параметров подшипника и частоты вращения внутреннего кольца.

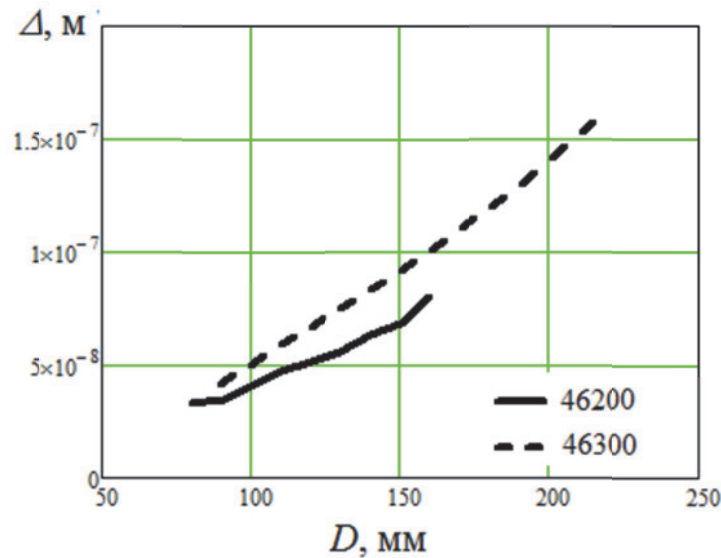


Рис. 3. Амплитуды упругой волны в зоне дефекта для подшипников типов 46200 и 46300

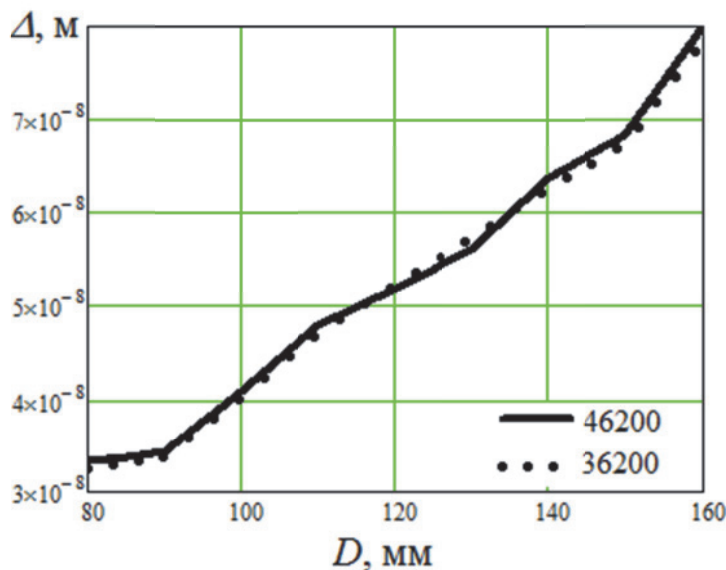


Рис. 4. Амплитуды упругой волны в зоне дефекта для подшипников типов 46200 и 36200

Полученная зависимость позволяет решить и обратную задачу: оценить размеры дефекта по пиковому значению амплитуды упругой волны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Техническое обслуживание и ремонт металлообрабатывающих станков с ЧПУ на основе безразборной диагностики технического состояния / В.И. Писарев, А.А. Ваганов, А.Ф. Денисенко, И.О. Тюттерев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 1(2). С. 508-514.
2. Денисенко А.Ф., Якимов М.В. Формирование точностных и жесткостных характеристик опор роторного узла при сборке // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. «Технические науки». 2009. Вып. 3(25). С.132-139.
3. Подмастерьев К.В. Комплексное диагностирование подшипников и опор качения машин и механизмов на различных этапах их жизненного цикла // Известия ТулГУ. Технические науки. 2011. Вып. 5. Ч. 2. С. 304-314.
4. Самсаев Ю.А. Вибрации приборов с опорами качения. М.: Машиностроение, 1984. 128 с.
5. Бальмонт В.Б., Сарычева Е.Н. Вибрация подшипников шпинделей станков. М.: НИИмаш, 1984. 64 с.
6. Неразрушающий контроль / Справочник в 7 томах под ред. В.В.Клюева. Том 7. Кн.2. Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2005. 492 с.
7. Подшипники качения / Под ред. Н.А. Спицына и А.И. Спиришевского. М.: Машгиз, 1961. 828 с.
8. McFadden P.D., Smith J.D. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. Journal of sound and vibration, vol.96, 1984, pp.69-82.
9. Feng N.S., Hahn E.J., Randall R.B. Simulation of vibration signals from a rolling element bearing defect. University of New South Wales. Sydney. Australia. 2004.
10. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
11. Никитин А.А., Цимбалов Г.М. Математическая модель динамических нагрузок, действующих на внутреннюю поверхность кольца со стороны тел качения // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2010. № 2(45). С. 75-80.
12. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1979. - Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. 1979. 352 с.
13. Устищенко Д.А., Климов А.В. Возможность возникновения виброударного режима шарикоподшипника // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, Орловский гос. ун-т им. И.С. Тургенева. 2010. № 1/279 (592). С.18-21.
14. Бойков А.В. Ударные взаимодействия. URL: <http://www.euler.ru/distr/euler/simulation/impacts.pdf> (дата обращения 10.09.19).
15. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986.- 416 с.
16. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.
17. Левина З.М. Исследование и расчет контактной жесткости. М.: ЭНИМС, 1969. 146 с.
18. Определение технического состояния подшипников качения методом ударных импульсов (методика измерений). URL: <https://docplayer.ru/50785575-Opredelenie-tehnicheskogo-sostoyaniya-podshipnikov-kacheniya-metodom-udarnyh-impulsov-metodika-izmereniy.html> (дата обращения 10.09.19)

FORMATION OF AN ELASTIC WAVE SOURCE IN THE HOUSING OF THE SPINDLE ASSEMBLY DUE TO A DEFECT ON THE ROLLING ROAD OF THE BEARING EXTERNAL RING

© 2020 A.F. Denisenko, V.V. Mikhailov

Samara State Technical University

In connection with the transition to the maintenance of technological equipment in actual condition, the control of developing defects during its operation is relevant. However, the assessment of the level of development of the defect is difficult due to the inaccessibility to the place of its formation without significant disassembly of the equipment. In this connection, the problem arises of assessing the level of development of a defect by the level of arising elastic waves propagating through the body parts. The article proposes a model for the formation of a vibrational signal in support of the rolling spindle of a metal cutting machine for a defect in the form of spalling on the raceway of the outer ring of the bearing. In the presence of a defect, the balance of elastic deformation forces is violated in the contact zone of the ball with the raceways of the outer and inner rings. As a result, the ball strikes the raceway of the outer ring. Estimating the effect of the impact by the recovery coefficient of speed, on the basis of the law of conservation of energy during impact, an expression is obtained for the kinetic energy, which transfers into the internal energy spent on deformation of the surface of the outer bearing ring. Assuming that the indicated kinetic energy completely transforms into the potential energy of elastic deformation of the surface layer, the amplitude of the elastic wave is determined depending on the ratio of the size of the defect.

Keywords: spindle assembly, bearing defect, impact, speed recovery coefficient, elastic wave.

DOI: 10.37313/1990-5378-2020-22-3-25-30

Alexander Denisenko, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department «Engineering Technology, Machine Tools and Tools». E-mail: sammortor@yandex.ru

Victor Mikhailov, Graduate Student.

E-mail: witek3308@yandex.ru